

Жданович Чеслав Иосифович, к.т.н., доцент, Белорусский национальный технический университет, chzhdanovich@mail.ru

Дзёма Андрей Анатольевич, м.т.н., старший преподаватель, Белорусский национальный технический университет

Булатовский Владимир Сергеевич, м.т.н., начальник конструкторско-технологического отдела, ОАО «Приборостроительный завод Оптрон»

ПОВОРАЧИВАЕМОСТЬ КОЛЕСНОГО ШАССИ С ПОДРУЛИВАЮЩИМ ЗАДНИМ МОСТОМ

При разработке транспортных средств необходимо соблюдать технические требования, одним из которых является маневренность. Так, согласно действующим Правилам ЕЭК ООН, транспортное средство при движении на поворотах должно полностью вписываться по наиболее выступающей точке в круг радиусом 12,5 м и полосу движения шириной 7,2 м. Для обеспечения данного требования у длиннобазных машин используют задние подруливающие колеса. При этом часто передача усилия от рулевого колеса осуществляется не посредством механики – рычажной системой, а через команды электронного блока управления (ЭБУ) и втягивающее реле (актуаторы), которые двигают задние рулевые тяги, похожие на те, что используются в основной системе рулевого управления. При повороте передних управляемых колёс задние колеса подруливают, но с меньшим углом. Угол поворота задних колёс обеспечивается ЭБУ на основе алгоритма прохождения поворота и показаний датчиков углового ускорения, скорости, положения кузова и др. В первых системах подруливания задних колёс угол их поворота составлял около 20 градусов, в современных - достигает максимум 5-15 градусов.

Цель работы – математическое моделирование и анализ параметров поворота шасси с подруливающим задним мостом.

При разработке математической модели поворота были приняты следующие допущения:

1. Все силы, действующие в контакте колес с дорогой, приведены к серединам колес.
2. Поворот осуществляется с постоянной линейной и угловой скоростью.
3. Поворот осуществляется при зафиксированном рулевом управлении (при зафиксированных углах поворота управляемых колес).
4. Углы увода колес изменяются в линейной зависимости от боковой силы. Коэффициенты боковой эластичности шин постоянны и одинаковы для всех колес.

Анализ параметров поворота исследовался для шасси со следующими исходными данными: колёсная база - 9078 мм, колея передних и задних колёс – 2101 мм, габаритная ширина шасси - 2550 мм, габаритная длина шасси – 12090 мм, полная масса шасси – 18000 кг.

По результатам исследования были получены зависимости радиуса

поворота R (рисунок 1), силы тяги ведущего моста $F_{к2}$ (рисунок 2), боковые силы, действующие на передний $F_{б1}$ (рисунок 3) и задний $F_{б2}$ (рисунок 4) мосты, от угла поворота передних α_1 и задних α_2 колёс.

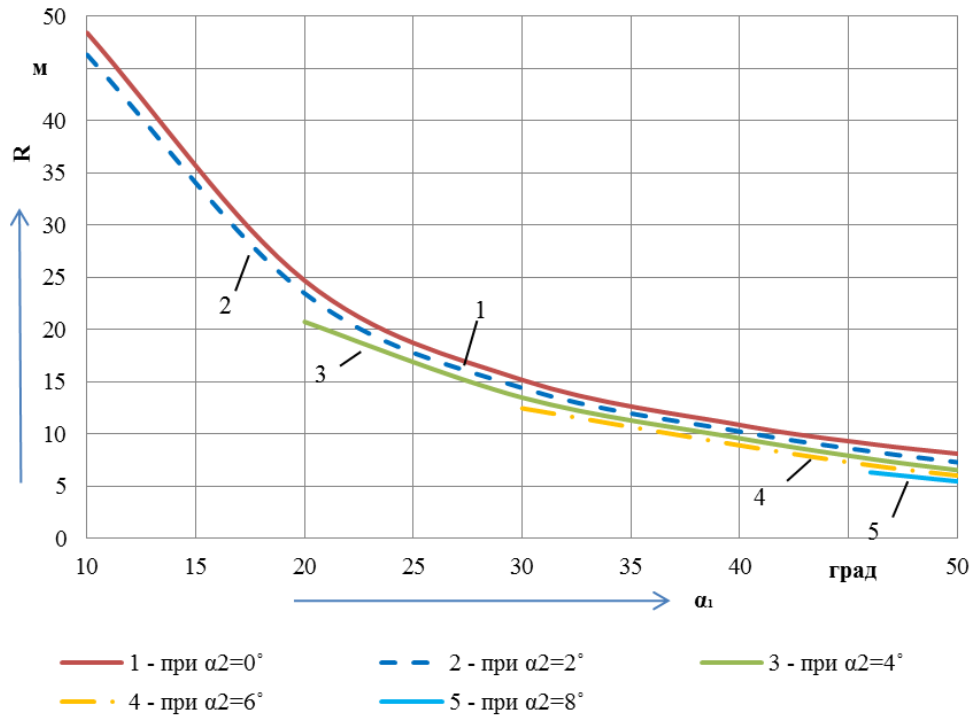


Рисунок 1 – Зависимость действительного радиуса поворота от угла поворота передних α_1 и задних α_2 колёс

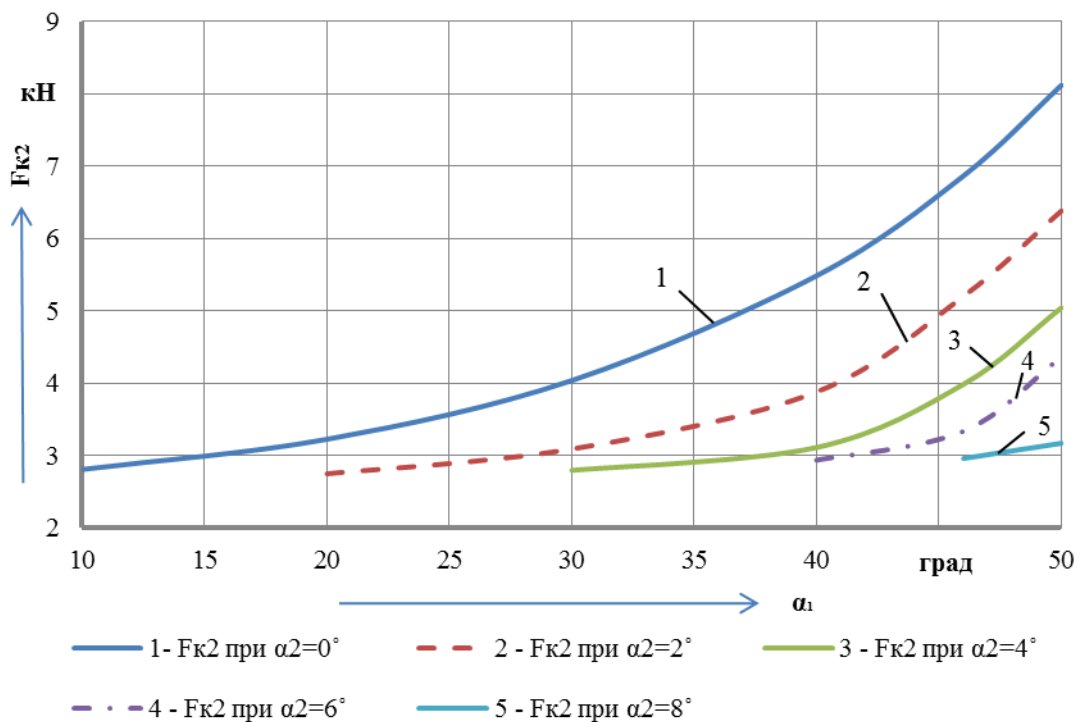


Рисунок 2 – Зависимость силы тяги ведущего моста от угла поворота передних α_1 и задних α_2 колёс

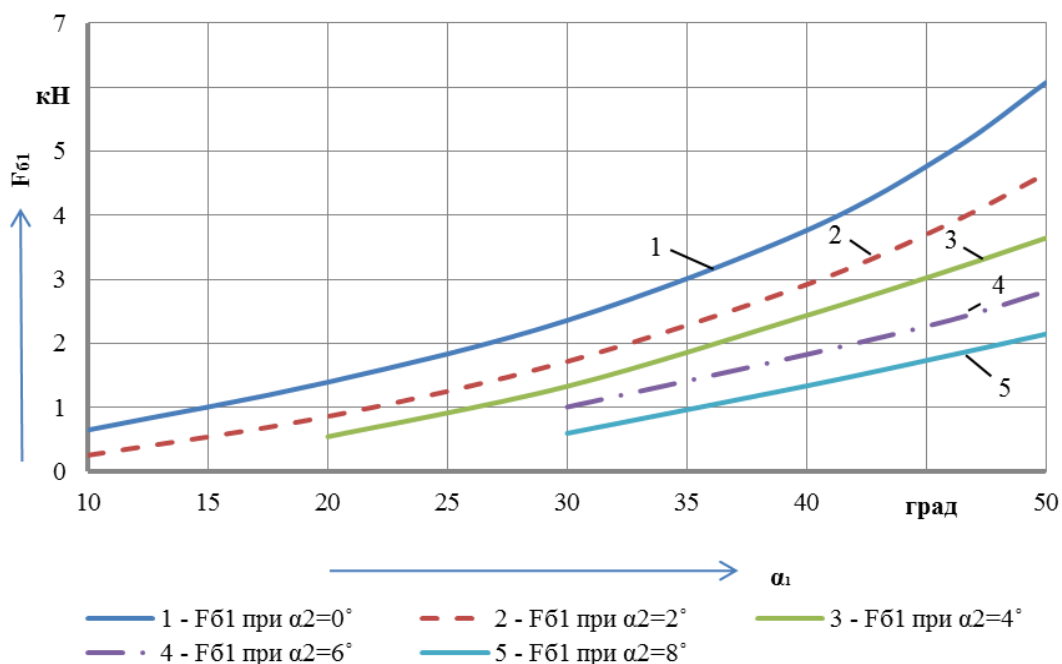


Рисунок 3 – Зависимость боковой силы, действующей на передний мост, от угла поворота передних α_1 и задних α_2 колёс

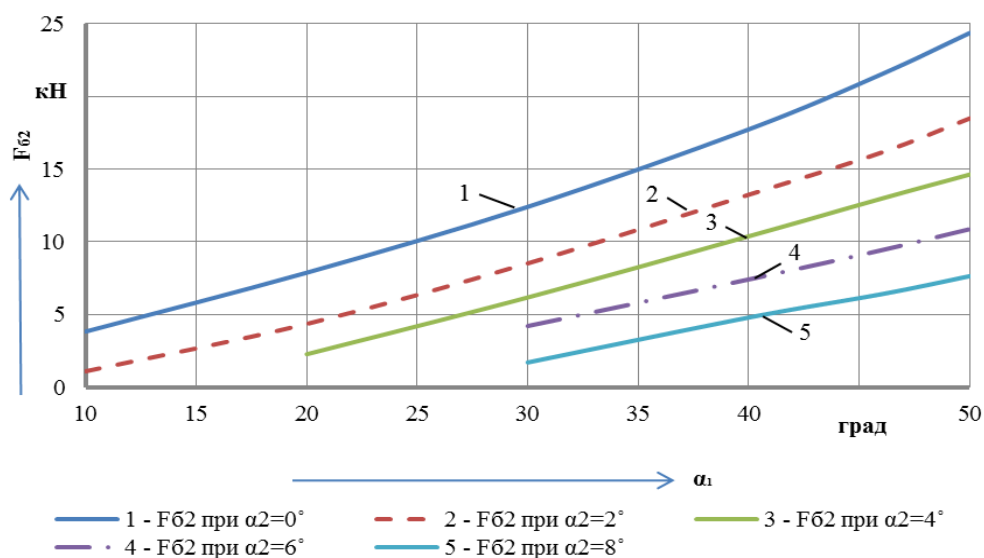


Рисунок 4 – Зависимость боковой силы, действующей на задний мост, от угла поворота передних α_1 и задних α_2 колёс

Из графиков следует, что при среднем угле поворота передних колес $\alpha_1=46^\circ$ применение подруливаемого моста позволяет уменьшить: радиус поворота шасси до 44%; боковые силы, действующие на передний мост до 64%, задний - до 70%; сопротивление движению шасси на повороте до 57%.

Таким образом, применение подруливающего заднего моста значительно повышает маневренность, топливную экономичность, устойчивость и безопасность движения шасси, однако усложняет конструкцию рулевого привода.