

На рис. 3 приведена кривая зависимости критической частоты автоколебаний от скорости движения мотороллера.

При использовании выведенных в данной работе точных уравнений связи при качении управляемого колеса мотоцикла

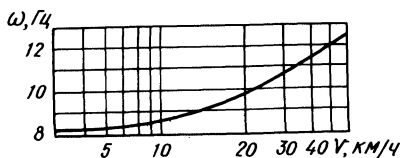


Рис. 3. Зависимость частоты колебаний передней вилки от скорости движения.

(6) и приближенных уравнений (11) следует помнить, что уравнения получены в предположении, что вилка жестко закреплена в верхней части. Поэтому, когда руль мотоцикла находится в руках водителя, следует ожидать более высоких значений требуемого критического демпфирования при данной скорости, а также более низких значений критической частоты автоколебаний.

Л и т е р а т у р а

1. Неймарк Ю.И., Фуфаев Н.А. Динамика неавтономных систем. М., 1967. 2. Крылов О.В., Гродко Л.Н. Инженерный метод расчета автоколебаний управляемых колес автомобиля. - "Автомобильная промышленность", 1971, № 8. 3. Хачатуров А.А., Яковлев В.В. К модели качения эластичного колеса при нормальных углах развала и наклона площади контакта. - В сб.: Устойчивость движения и плавность хода автомобиля. М., 1972.

УДК 629.113

А.И. Гришкевич, докт. техн. наук,
Д.В. Рожанский

ИССЛЕДОВАНИЕ НА ЭВМ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ ПО БЕЗДОРОЖЬЮ

Автомобили высокой проходимости оборудуются межосевыми и межколесными блокирующимися дифференциалами. Моделирование их движения по бездорожью проводится с целью исследования влияния параметров блокирующегося дифференциала на их проходимость.

Характерная особенность движения автомобиля по бездорожью – наличие буксования ведущих колес не только вследствие упругой деформации шины, но и из-за слабых сцепных свойств грунта. В этом случае моделирование проводится с учетом динамики колеса.

К ведущим колесам подводится от двигателя крутящий момент, который зависит от включенной передачи, угловой скорости вращения коленчатого вала и степени загрузки двигателя. Если момент, подведенный к колесу, превысит максимально возможную величину, определенную по условиям сцепления с грунтом, ведущее колесо начнет буксовать. В этом случае момент, подведенный к колесу от двигателя, будет больше момента силы тяги, реализуемой в зоне контакта колеса с грунтом. Угловое ускорение колеса, а следовательно, и степень его буксования зависят от величины разности между этими двумя моментами. Нарастание числа оборотов колеса будет продолжаться до тех пор, пока подводимый к колесу момент не уравнивается по величине с тяговым моментом. Равенство упомянутых моментов может достигаться: 1) из-за уменьшения крутящего момента двигателя вследствие возрастания угловой скорости вращения коленчатого вала или снижения его загрузки; 2) вследствие улучшения сцепления колеса с грунтом и возрастания тягового момента; 3) в результате уменьшения момента, подводимого к буксующему колесу вследствие блокировки дифференциала.

Если величина тягового момента, возможного для реализации в данных дорожных условиях, превысит величину момента, подведенного к колесу, буксование станет уменьшаться.

Величину момента силы тяги (в Н·м) можно определить по формуле

$$M_k = Y R r_d,$$

где $Y R r_d$ – относительная сила тяги; R – нормальная реакция грунта на колесо, Н; r_d – динамический радиус колеса автомобиля, м.

$$Y = P_k / R,$$

где P_k – сила тяги ведущего колеса автомобиля, Н.

Относительная сила тяги зависит от степени буксования колеса и вида грунта. Значение относительной силы тяги для конкретных дорожных условий определяется по формуле

$$Y = \varphi \beta (\Delta),$$

где φ – коэффициент сцепления при оптимальном для данной шины и грунта буксовании; $\beta(\Delta)$ – зависимость, показывающая изменение сцепления от величины буксования.

При моделировании значения коэффициентов сцепления φ_1 и φ_2 под колесами автомобиля задаются с помощью генератора случайных величин. В результате фильтрации случайного процесса с равномерным законом распределения, который дает генератор, формируются нормально распределенные случайные величины коэффициентов сцепления φ_1 и φ_2 под правым и левым ведущими колесами автомобиля. Изменяя параметры фильтра, можно добиться требуемого математического ожидания и дисперсии полученного случайного процесса. Корреляция значений коэффициентов φ_1 и φ_2 осуществляется путем смешивания в нужной пропорции случайных процессов для правого и левого колес автомобиля.

При введении в модель самоблокирующегося дифференциала необходимо учитывать перераспределение крутящих моментов между отстающим и забегающим колесами, которое наступает при блокировке дифференциала. В результате блокировки на буксующее колесо станет передаваться меньший момент, что снизит или прекратит его скольжение. Уменьшение момента на буксующем колесе в случае применения самоблокирующегося дифференциала повышенного трения составит половину величины момента трения в дифференциале. В таких самоблокирующихся дифференциалах момент трения зависит от степени буксования колеса. Эти зависимости имеют конкретный вид для каждого типа дифференциала.

На рис. 1 представлена блок-схема алгоритма моделирования движения автомобиля с самоблокирующимся дифференциалом по бездорожью. Предполагается, что независимой переменной, по которой ведется интегрирование, является путь.

Ниже приводятся пояснения к блок-схеме.

1. Определение времени движения автомобиля t , с; v_a – скорость автомобиля в начале участка dS , км/ч.

2. Частота вращения коленчатого вала двигателя n_e (об/мин) вычисляется исходя из передаточного числа трансмиссии $i_{тр}$, скорости автомобиля v и приращения числа оборотов ведущих колес Δn_1 и Δn_2^a (об/мин) вследствие их буксования в начале участка dS .

3. Крутящий момент двигателя M_e (Н·м) находится в зависимости от угловой скорости коленчатого вала.

4. Определение крутящего момента, подводимого к дифференциалу M_o (Н·м); $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии.

5. Буксование ведущего колеса Δ вычисляется как отношение приращения линейной скорости колеса к скорости автомобиля.

6. Момент сопротивления в дифференциале относительно вращению ведущих колес M_r (Н·м) определяется в зависимости от степени их относительного буксования Δ .

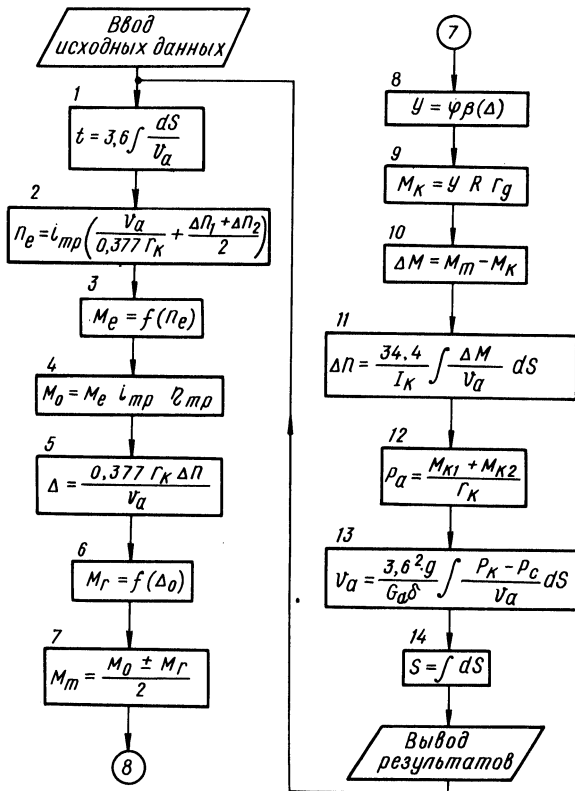


Рис. 1. Блок-схема алгоритма моделирования движения автомобиля по бездорожью.

7. Зная момент, подводимый к дифференциалу M_o , и момент сопротивления в дифференциале M_r , можно определить величину момента на колесе M_r (Н·м) (знак "+" принимается для отстающего колеса, знак "-" для забегающего).

8. Нахождение относительной силы тяги колеса y .

9. Вычисление момента силы тяги на ведущем колесе M_k (Н·м).

10. Определение разности ΔM (Н·м) между моментом, подведенным к колесу, и моментом силы тяги.

11. Приращение оборотов колеса Δn (об/мин) вследствие буксования в конце участка dS вычисляется путем интегрирования дифференциального уравнения движения колеса,

I_k ($\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$) – момент инерции колеса.

12. Сила тяги автомобиля P_a (Н) находится как сумма сил тяги на ведущих колесах.

13. Скорость автомобиля v (км/ч) в конце участка dS определяется интегрированием дифференциального уравнения движения автомобиля; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения; G_a (Н) – полный вес автомобиля; δ – коэффициент учета вращающихся масс; P_c (Н) – суммарная сила сопротивления движению автомобиля.

14. Вычисление пройденного пути S , м.

Согласно описанному выше алгоритму, на ЭЦВМ "Наири-2" было исследовано движение автомобиля по дороге со случайными значениями коэффициентов сцепления, реализация которых представлена на рис. 2 (процесс 1 и 2).

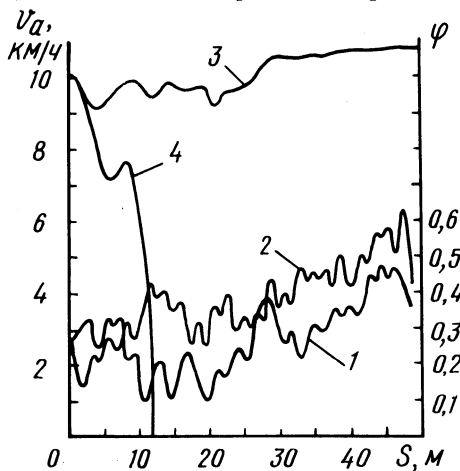


Рис. 2. Результаты моделирования движения автомобиля по бездорожью.

В одном случае моделировался автомобиль, оборудованный автоматической системой блокировки дифференциала, которая позволяет поддерживать величину относительного буксования ведущих колес в заданных пределах.

Результаты моделирования показывают, что автомобиль, оборудованный дифференциалом с автоматической блокировкой, уверенно преодолевает данный участок бездорожья (кривая 3, рис. 2). В то же время для такого же автомобиля без системы автоматической блокировки дифференциала этот участок оказался непроходимым (кривая 4, рис. 2).

Разработанный алгоритм расчета режимов движения автомобиля по дорогам с ограниченным сцеплением позволяет анализировать влияние характеристик дифференциала на проходимость автомобиля. Исследования, выполненные по настоящей программе, показали перспективность применения на автомобилях высокой проходимости дифференциалов с автоматическим регулированием момента блокировки.

УДК 629.114.456.2.073

А.И. Гришкевич, докт. техн. наук,
Б.Л. Кулаковский

ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ АВТОМОБИЛЬНОЙ ЦИСТЕРНЫ НА ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ЖИДКОСТИ С ЕЕ ВНУТРЕННИМИ СТЕНКАМИ

При движении целиком заполненной автомобильной цистерны центр массы жидкости остается неизменным при любых маневрах автомобиля, поэтому расчет опрокидывающих сил и моментов производится на основании известных положений теории устойчивости автомобиля.

Задача значительно усложняется, если внутренняя полость цистерны заполнена жидкостью частично. В этом случае при маневрировании автоцистерны жидкость перемещается и деформируется с изменением положения центра массы жидкости. В результате в цистерне возникают дополнительные силы от динамического взаимодействия жидкости со стенками цистерны. Эти силы могут значительно влиять на устойчивость автомобиля.

Для выяснения поведения жидкости в частично заполненной емкости проведена киносъемка движения жидкости в цистерне с прозрачными стенками в реальных условиях движения автомобиля. Замечено, что при входе автомобиля в поворот жидкость накатывается вперед и в сторону, противоположную повороту. За время поворота наблюдается устойчивое без колебаний состояние жидкости. Свободная поверхность ее оказывается наклоненной под некоторым углом к горизонту (рис. 1) и имеет форму параболоида вращения. Поскольку ось вращения вынесена за пределы ограниченного объема жидкости, то стенки емкости отсекают только часть поверхности параболоида вращения. Если радиус поворота велик по сравнению с размерами цистерны, что имеет место в реальных условиях, то в первом приближении