



УДК 631.3

**А.С. Павлюк,
С.В. Сафронов**

ВЛИЯНИЕ НЕРОВНОСТЕЙ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ НА ИЗМЕНЕНИЕ ПОЛОЖЕНИЯ КОЛЕС МОБИЛЬНОЙ МАШИНЫ

***Ключевые слова:** профиль, поверхность поля, неровности, мобильная машина, колеса, взаимодействие, поворот колес, угловые отклонения, рулевой привод.*

Введение

Как известно, неровности рельефа опорной поверхности расположены в случайном порядке и имеют высоты, распределенные случайно. При движении колесной мобильной машины по полю вероятны случаи, когда колеса одной и той же оси контактируют с участками опорной поверхности, находящимися на различной высоте. При этом происходит различная деформация упругих элементов подвески с левой и правой сторон и возможен разворот оси в горизонтальной плоскости. Кроме того, даже при симметричной деформации упругих элементов возможно продольное перемещение управляемого моста, изменяющее положение колес относительно рамы мобильной машины. Разворот оси и управляемых колес ведет к изменению заданного направления движения, ухудшению курсовой устойчивости.

Как показали исследования различных авторов, это явление необходимо учитывать при эксплуатации мобильных машин с различной конструкцией подвесок, при различных вариантах рулевого привода [1, 2]. К числу распространенных в настоящее время относятся зависимые рессорные подвески, применяемые на колесных тракторах, грузовых автомобилях, сельхозмашинах, прицепном подвижном составе.

Задача исследования – получение расчетных зависимостей угловых и линейных перемещений элементов подвески мобильной машины от величины деформации упругих элементов подвески и угла поворота управляемых колес.

Объект и метод

Процесс взаимодействия неровностей опорной поверхности с колесами мобильной машины, вызывающий угловые отклонения управляемых колес. Использован аналитический метод, подтвержденный результатами экспериментов.

Теоретическая часть

Было установлено [3], что для рулевого привода с рулевой сошкой и продольной тягой угол поворота управляемого колеса, соединенного с рулевой сошкой, может быть определен по формуле:

$$\delta_A = A_\delta \delta + A_M M + A_X X + A_Y Y + A_Z Z + A_\Phi \Phi + A_\Theta \Theta A_\Psi \Psi, \quad (1)$$

где A_δ – передаточное отношение рулевого механизма;

δ – угол поворота рулевого колеса;

A_M – крутильная податливость рулевого привода между рулевым колесом и управляемым колесом, соединенным с рулевой сошкой;

X – перемещение управляемого моста вдоль продольной оси мобильной машины;

Y – перемещение управляемого моста вдоль поперечной оси мобильной машины;

Z – вертикальное перемещение управляемого моста;

$A_X; A_Y; A_Z; A_\Phi; A_\Theta; A_\Psi$ – коэффициенты, определяемые кинематическими параметрами подвески.

Рассмотрим систему координат с центром в средней точке оси в положении равновесия подвески, связанную жестко с кузовом мобильной машины. Ось OX направлена вперед вдоль продольной оси, ось OY – влево, а ось OZ – вверх. В этом случае коэффициенты в уравнении (1) определяются следующим образом:

$$A_X = (x_C - x_B)/G;$$

$$G = (y_A - y_B) \cdot (x_C - x_B) + (x_B - x_A) \cdot (y_B - y_A);$$

$$A_Y = (y_C - y_B) / G;$$

$$A_Z = (z_C - z_B) / G;$$

$$A_\Phi = (y_B \cdot (z_C - z_B) - z_B \cdot (y_C - y_B)) / G;$$

$$A_\Theta = (z_B \cdot (x_C - x_B) - x_B \cdot (z_C - z_B)) / G;$$

$$A_\Psi = (x_B \cdot (y_C - y_B) - y_B \cdot (x_C - x_B)) / G;$$

где x_A, y_A, z_A – координаты центральной точки оси шкворня управляемого колеса;

x_B, y_B, z_B – координаты центра шарового шарнира рычага поворотной цапфы рулевого привода;

x_C, y_C, z_C – координаты центра шарового шарнира рулевой сошки в принятой системе координат.

Для штатного режима работы мобильной машины можно считать, что детали рулевого привода обладают достаточно высокой жесткостью, при которой $A_M = 0$.

Рассмотрим распространенный вариант зависимой подвески с листовыми полуэллиптическими рессорами [1]. Схема деформации упругого элемента такой подвески приведена на рисунке 1. Считаем, что форма нейтральной линии коренного листа рессоры соответствует дуге окружности [1], а подвижный конец рессоры при деформации упругого элемента перемещается по прямой в горизонтальной плоскости. Для относительно небольших деформаций полуэллиптических рессор, имеющих подвижный конец, шарнирно связанный с качающимся рычагом, такое допущение, как показал анализ, является приемлемым.

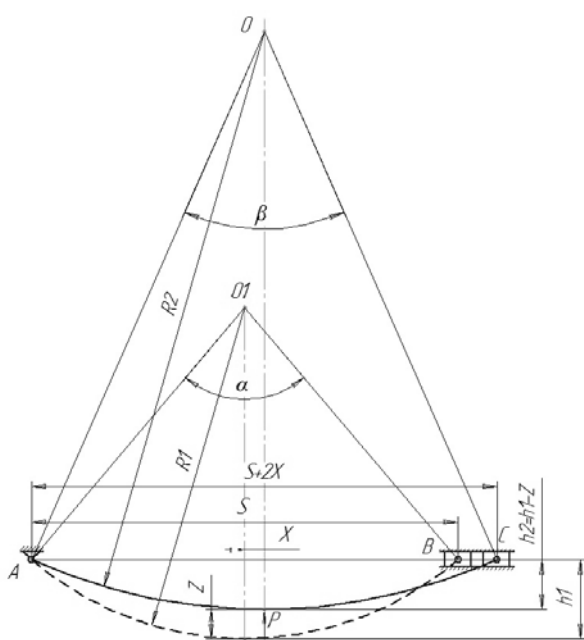


Рис. 1. Схема деформации рессорной подвески

Первоначальные размеры рессоры: R_1 – радиус дуги коренного листа рессоры; α – центральный угол, зависящий от кривизны коренного листа; S – расстояние между концами рессоры; h_1 – высота рессоры.

После нагружения рессоры силой P радиус рессоры будет равен R_2 , центральный угол – β , расстояние между концами рессоры – $S + 2x$, где x – продольное перемещение моста. Высота рессоры будет равна $h_2 = h_1 - z$, где z – перемещение моста в вертикальном направлении, зависящее от нормальной нагрузки.

Принимая упругую характеристику рессоры линейной, можно определить

$$z = P/c, \quad (2)$$

где c – жесткость рессоры.

На рисунке 2 приведена схема геометрических параметров листовой рессоры.

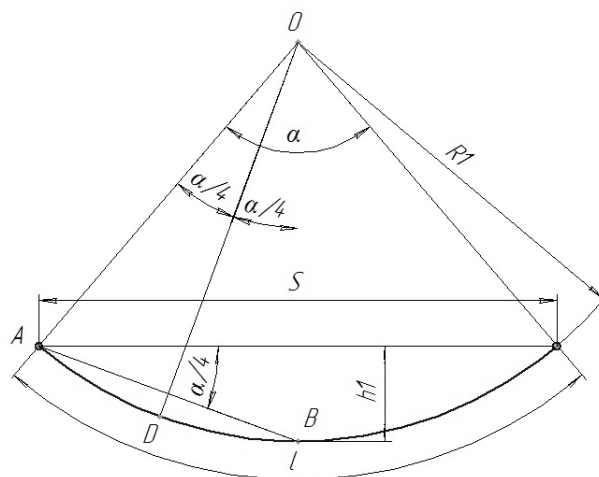


Рис. 2. Схема геометрических параметров рессоры

Из геометрических соотношений следует:

$$\operatorname{tg}(\alpha/4) = 2 \cdot h_1 / S,$$

откуда

$$S = 2 \cdot h_1 / \operatorname{tg}(\alpha/4).$$

Поскольку $\alpha/4 = l / 4R_1$, где l – развернутая длина коренного листа рессоры, получим:

$$S = 2 \cdot h_1 / \operatorname{tg}(l / 4R_1). \quad (3)$$

Для треугольника AOC (рис. 2) получим:

$$R_1 = ((S^2 / 4) + h_1^2) / 2h_1.$$

После подстановки в уравнение (3) определим:

$$S = \frac{2 \cdot h_1}{\operatorname{tg} \left(\frac{2 \cdot l \cdot h_1}{4 \cdot \left(\frac{S^2}{4} + h_1^2 \right)} \right)}. \quad (4)$$

Уравнение (4) представлено трансцендентной функцией, что затрудняет использование его в расчетах. Для малых значений h_1 возможно без значительных погрешностей заменить значение тангенса угла значением угла, в результате после замены получим:

$$S^2 - S \cdot l - 4 \cdot h_1^2 = 0. \quad (5)$$

Уравнение (5) определяет связь между геометрическими параметрами рессоры. В случае появления дополнительной деформации z упругого элемента, например, при наезде на неровность, уравнение (5) примет следующий вид:

$$(S + 2 \cdot x)^2 - (S + 2 \cdot x) \cdot l + 4 \cdot (h_1 - z)^2 = 0. \quad (6)$$

После вычитания уравнения (5) из уравнения (6), получим:

$$x^2 + (S - 0,5l) \cdot x - 2 \cdot h_1 \cdot z + z^2 = 0. \quad (7)$$

Корни данного уравнения можно определить как:

$$x_{1,2} = -0,5 \cdot (S - 0,5 \cdot l) \pm \sqrt{\frac{(S - 0,5 \cdot l)^2}{4} - (Z^2 - 2 \cdot h_1 \cdot Z)}. \quad (8)$$

Считая, что рессоры расположены симметрично относительно моста и достаточно близко к колесам, рассмотрим различные случаи перемещения моста при деформации рессор.

1. Мобильная машина наезжает на неровности, одинаковые по высоте. Деформации левой и правой рессор при этом будут также одинаковыми. За счет изменения формы рессор произойдут перемещения моста вдоль осей OX и OZ на расстояния, определяемые по уравнениям (2) и (8), угловые отклонения равны нулю.

2. Неровности под колесами одного и того же моста различны по высоте. Схема перемещений моста при таком нагружении приведена на рисунке 3.

При симметричном размещении рессор относительно моста перемещения центра моста (точка O) вдоль осей OX и OZ определяются как полусумма перемещений центров правой и левой рессор:

$$x_O = (x_{np} + x_{лев}) / 2;$$

$$z_O = (z_{np} + z_{лев}) / 2.$$

Перемещения вдоль оси OY правой y_{np} и левой y_l рессор зависят от боковой податливости рессор и деталей крепления. При одинаковых податливостях можно записать:

$$y_{np} = -y_{лев}; \quad y_O = 0.$$

Значения углов отклонения моста от первоначального положения определяются по зависимостям:

$$\Phi = \frac{(z_{лев} - z_{np})}{a};$$

$$\Psi = \frac{(x_{лев} - x_{np})}{a};$$

$$\Theta = 0,$$

где a – расстояние между рессорами.

Результаты расчетов

Полученные зависимости для определения линейных и угловых смещения моста мобильной машины при перемещении по неровностям были использованы для расчетного определения углов поворота передних управляемых колес, вызванных как симметричным, так и несимметричным деформированием рессор на примере колесного автомобиля-тягача грузоподъемностью 8 т. Расчеты проводились при условии нахождения рулевого колеса в нейтральном положении. Для проверки достоверности результатов теоретических расчетов проводилось экспериментальное определение расчетных параметров при различных вариантах нагружения подвески тягача.

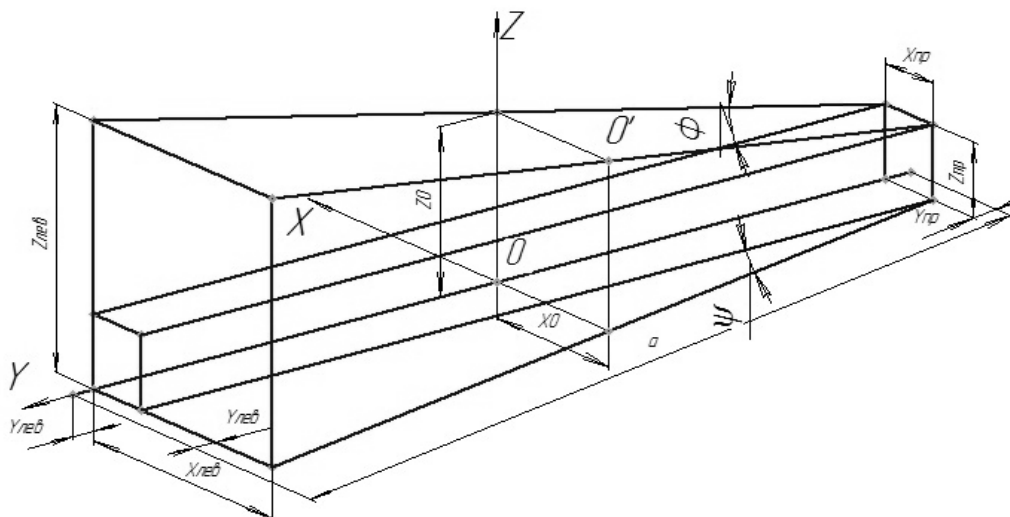


Рис. 3. Схема перемещений моста при несимметричном сжатии рессор

На рисунке 4 приведена зависимость продольного горизонтального перемещения переднего моста от вертикальной деформации рессор, определенная по формуле (8) при симметричном нагружении.

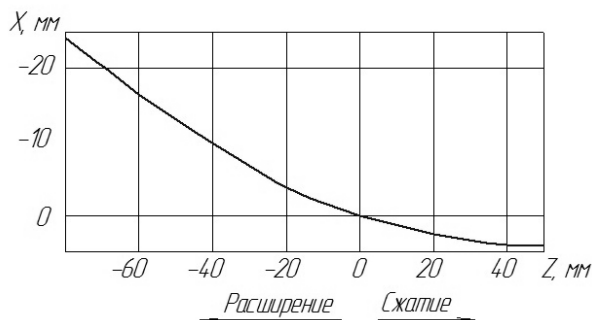


Рис. 4. Зависимость горизонтального перемещения моста от вертикального перемещения рессоры

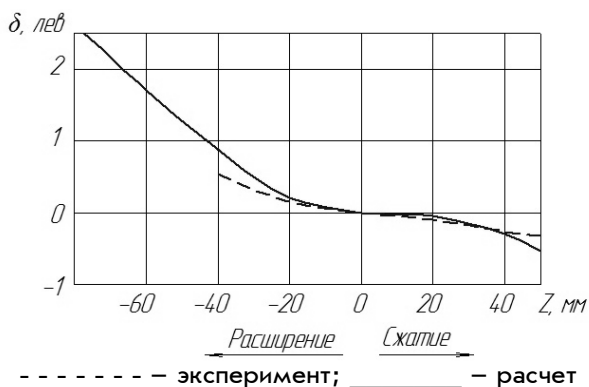


Рис. 5. Угол поворота левого колеса в зависимости от вертикальных симметричных деформаций рессор

Соответствующее этому режиму изменение угла поворота левого управляемого колеса (при левостороннем положении рулевого колеса) представлено на рисунке 5.

Хотя рулевое колесо находится в нейтральном положении, поворот управляемых колес происходит за счет перемещения моста относительно рулевого механизма, установленного на раме тягача. Это явление известно как кинематический увод [1]. При перемещении мобильной машины по неровностям опорной поверхности происходят отклонения от заданного курса.

На рисунке 6 представлена зависимость угла поворота левого управляемого колеса тягача от угла поворота моста Φ относительно продольной оси при различных нагрузках на мост, вызывающих несимметричное нагружение рессор. Номинальная нагрузка на мост рассматриваемого тягача составляла 40 кН.

На рисунке 7 приведены результаты анализа влияния различных видов перемещений переднего управляемого моста на поворот

левого колеса при несимметричной деформации рессор, соответствующей углу Φ . Суммарный угол поворота колеса, согласно уравнению (1), равен сумме углов, определяемых величинами Φ , Ψ и x_0 . Расположение кривых на рисунке 7 показывает, что влияние углов Φ и Ψ большей частью взаимно компенсируется за счет правильного выбора параметров рулевого привода, а суммарный угол поворота управляемого колеса определяется в основном продольным перемещением x_0 .

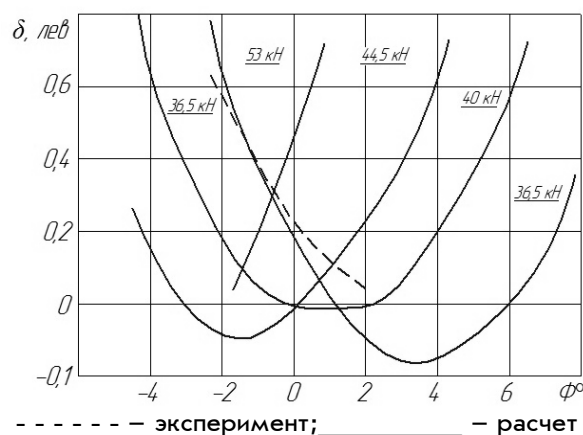


Рис. 6. Зависимость поворота левого колеса от угла Φ при различных нагрузках на мост

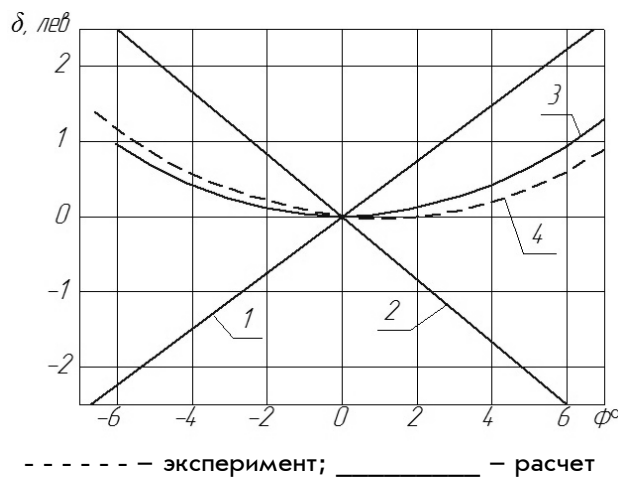


Рис. 7. Влияние различных перемещений моста на поворот левого колеса при несимметричном сжатии рессор, соответствующих углу Φ :

- 1 – влияние угла Φ ; 2 – влияние угла Ψ ;
- 3 – влияние перемещения x_0 ;
- 4 – суммарное влияние

На рисунках 6 и 7 штриховыми линиями помещены кривые, полученные в результате эксперимента. Расположение кривых показывает удовлетворительное совпадение расчетных и экспериментальных данных.

Вывод

Полученные зависимости могут быть использованы для оценки величины поворота колес мобильной машины и для неуправляемых мостов. В этом случае угол поворота колес будет равен углу поворота моста в горизонтальной плоскости.

Появляется возможность предварительной оценки влияния формы микрорельефа опорной поверхности на отклонение колес мобильной машины от заданного направления движения, выбора вида машин, наиболее соответствующих по параметрам руле-

вого управления и подвесок форме микронеровностей обрабатываемого поля.

Библиографический список

1. Пархиловский И.Г. Автомобильные листовые рессоры. – М.: Машиностроение, 1978. – 232 с.
2. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель / А.А. Хачатуров и др. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.
3. Truck Steering Performance Tests. MVMA Prodjet, Nr. 1.51. Detroit, 1978. – P. 98



УДК 631. 316. 2 + 631.331.5

**Н.С. Яковлев,
Б.Д. Докин**

РАЗМЕРНЫЙ РЯД КУЛЬТИВАТОРОВ ДЛЯ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ ПОД ЗЕРНОВЫЕ КУЛЬТУРЫ

Ключевые слова: лапа, диск, каток, сцепка, сеялка, агрегат, размерный ряд, посев, посевная машина.

Введение

Сложившаяся практика эксплуатации почвообрабатывающих машин «Лидер» и «Обь» показывает, что покупателю, в зависимости от зоны эксплуатации, нужны машины с рабочей шириной захвата от 2,1 до 20,0 м. Особое внимание уделяется машинам с рабочей шириной от 6,0 до 12,0 м. Этому способствует наличие в настоящее время тракторов различных тяговых классов с мощными двигателями [1]. Соединенные сцепкой в широкозахватные агрегаты машины «Лидер-4» и «Обь-3Т» для тракторов класса 5-6 не удовлетворяют покупателя, так как при переездах машины нужно расцеплять и перевозить по отдельности, а на новом месте снова соединять их в агрегат. Нужны машины более компактные и более мобильные с хорошей производительностью. Существующие машины «Лидер-4Н», «Лидер-6Н» и «Лидер-8,5» не закрывают

потребность покупателя, кроме этого они обладают большим ассортиментом разномарочных и очень похожих деталей, которые создают трудности с производством этих машин и отгрузкой их покупателю. Так, «Лидер-6Н» и «Лидер-8,5» имеют разные рычаги системы подъема крыльев и гидроцилиндры, разные стойки рабочего органа и разные узлы их крепления. Причем катки у всех трех машин отличаются размером и конструкцией, например у «Лидер-6Н» и «Лидер-8,5» по два разных типа катков. На «Лидер-6Н» средние и крайние катки отличаются только углом конуса кольца. Сделать катки одного размера не позволяет навеска катков и расположенные на раме машины рабочие органы с кронштейнами механизма подъема крыльев.

Поэтому разработка почвообрабатывающих и посевных машин, основанная на унификации основных наиболее трудоёмких в изготовлении узлов, с учётом технологических особенностей машины является актуальной задачей.