

УДК 622.232(075.8)

КИНЕМАТИКА УВОДА ГУСЕНИЧНОГО ХОДА

Казаченко Г.В., Басалай Г.А. (Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Беларусь), Конопляник А.И. (ЗАО «Солигорский Институт проблем ресурсосбережения с Опытным производством», г. Солигорск, Беларусь)

Рассматривается движение гусеничной машины с уводом, возникающим вследствие разницы сил взаимодействия опорных ветвей гусениц с несущим основанием. Определяются основные кинематические характеристики такого движения: угловая скорость и радиус окружности, описываемой геометрическим центром опорной поверхности машины.

Ключевые слова: гусеничная машина, кинематика увода, угловая скорость, радиус поворота.

Введение

Гусеничный ход используется как опорно-ходовой механизм, а в ряде случаев и как механизм подачи, в довольно большом числе горных машин. Его применение обусловлено преимуществами перед другими типами движителей, заключающимися, прежде всего, в хороших тягово-цепных качествах и обеспечении сравнительно невысоких давлений на почву горных выработок. Достоинством гусеничных машин является хорошая курсовая устойчивость. Благодаря этому качеству гусеничные движители используются в машинах, исполнительные органы которых смещены относительно их продольных осей. Реакции разрабатываемых пород на исполнительные органы таких машин (проходческие и проходческо-очистные комбайны при боковой зарубке или расширении подземных выработок, щеленарезные машины при нарезке компенсационных щелей по контуру выработки и другие) создают усилия и моменты, стремящиеся отклонить их от прямолинейного движения. Такие условия работы машин требуют учета подобных воздействий как при разработке конструкций машин, так и при создании систем управления их движением. Естественно, что решение таких задач возможно на основе теории курсовой устойчивости гусеничных машин. Предлагаемая статья посвящена исследованию искривления траектории гусеничной машины вследствие различия тяговых усилий гусениц. Различие тяговых усилий может быть вызвано несимметричным приложением внешних сил и моментов относительно центра опорной поверхности гусеничной машины или принудительным воздействием оператора на систему управления движением машины [1].

Исследование и его результаты

Внешние нагрузки, действующие на машину, уравниваются силами взаимодействия гусениц с несущим основанием, в том числе, и силами трения. Величина сил трения определяется из уравнений равновесия машины в горизонтальной плоскости. Считая эти силы известными, можно определить скорости скольжения гусениц при движении с уводом [2]:

$$v_{C1} = v_T \frac{k \cdot p_1 \cdot P_{T1}}{\sqrt{f^2 \cdot P_{z1}^2 - P_{T1}^2}}; \quad v_{C2} = v_T \frac{k \cdot p_2 \cdot P_{T2}}{\sqrt{f^2 \cdot P_{z2}^2 - P_{T2}^2}}, \quad (1)$$

где v_{C1} , v_{C2} – скорости скольжения соответствующих гусениц;

v_T – теоретическая скорость движения двухгусеничной машины, равная скорости и перематывания гусениц относительно корпуса, $v_T = u$,

k – коэффициент, учитывающий влияние давления под гусеницей и ее размеров на скорость скольжения;

$P_{\tau 1}, P_{\tau 2}$ – продольные составляющие сил трения между гусеницами и грунтом;

P_{z1}, P_{z2} – нормальные нагрузки на левую и правую гусеницы, $P_{z1} = p_1 \cdot a \cdot b$, $P_{z2} = p_2 \cdot a \cdot b$;

p_1, p_2 – давления под гусеницами;

a, b – длина и ширина опорной поверхности гусениц;

f – коэффициент трения между гусеницами и несущей поверхностью.

С учетом сказанного, план скоростей машины при движении с уводом по горизонтальной поверхности можно представить следующей схемой (рисунок 1).

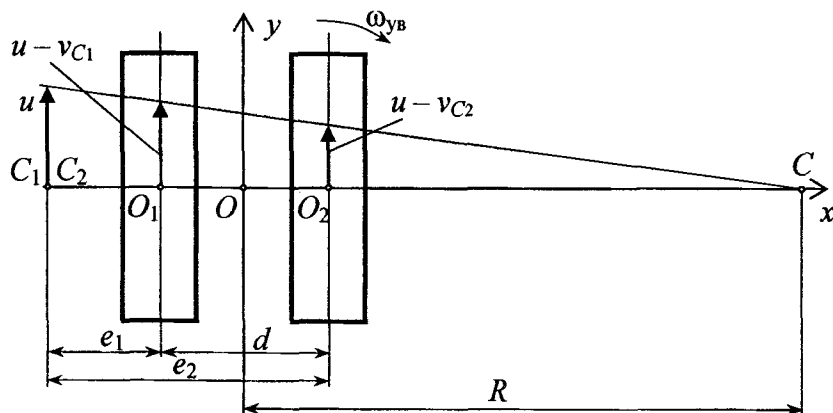


Рисунок 1. – План скоростей гусеничной машины в состоянии увода

Непосредственно из рисунка 1 определяем угловую скорость увода гусеничной машины:

$$\omega_{yb} = \frac{v_{C1}}{e_1} = \frac{(v_{C2} - v_{C1})}{d} = \frac{v}{R} = \frac{v_{C2}}{e_2}, \quad (2)$$

где e_1, e_2 – смещения центров C_1 и C_2 вращения опорных ветвей гусеничных лент относительно их осей;

v – скорости точек машины, лежащих на вертикали, восстановленной из центра O опорной поверхности.

Подставив в уравнение (2) формулы (1), имеем:

$$\omega_{yb} = k \frac{v_{\tau}}{d} \left(\frac{P_2 \cdot P_{\tau 2}}{\sqrt{(f \cdot p_2 \cdot a \cdot b)^2 - P_{\tau 2}^2}} - \frac{P_1 \cdot P_{\tau 1}}{\sqrt{(f \cdot p_1 \cdot a \cdot b)^2 - P_{\tau 1}^2}} \right). \quad (3)$$

Входящие в формулы (1) и (3) продольные составляющие $P_{\tau 1}$ и $P_{\tau 2}$ сил трения между гусеницами и несущей поверхностью, находятся из решения уравнений равновесия машины при движении с уводом. Эти уравнения представляют собой систему алгебраических нелинейных уравнений статического криволинейного движения гусеничной машины. Формирование такой системы, ее анализ и решение требуют отдельного исследования, которое будет выполнено в отдельной статье.

На рисунке 1 рассматривается увод гусеничной машины в том случае, когда обе гусеницы движутся в тяговом режиме. Возможен вариант движения машины с уводом, когда одна гусеница находится в режиме «юз», т.е. имеется обратное буксование этой гусеницы. В этом и другом случаях центры вращения опорных поверхностей гусениц совпадают. Это утверждение легко доказывается и иллюстрируется на рисунке 1. Действительно, рассматривая скорость точки C – центра вращения корпуса – как скорость

точки, участвующей в сложном движении, состоящем из переносного вместе с опорными поверхностями гусениц и относительного (движения корпуса относительно этих поверхностей), можно записать:

$$v_{Cy} = v_{C1y} + \omega_{yb}(C_1C); \quad v_{C2y} = v_{C2y} + \omega_{yb}(C_2C), \quad (4)$$

где v_{C1y} , v_{C2y} – продольные составляющие скоростей точек C_1 и C_2 .

Так как $v_{Cy} = 0$, $v_{C1y} = u$, $v_{C2y} = u$, то имеем $C_1C = C_2C$ или $C_1C_2 = 0$, т.е. при уводе из-за разности скоростей скольжения гусениц центры вращения их опорных поверхностей совпадают, что и требовалось доказать.

Из совпадения центров C_1 и C_2 опорных ветвей гусениц следует также соотношение между смещениями e_1 и e_2 , в рассматриваемом случае увода:

$$e_2 = d + e_1, \quad (5)$$

где d – поперечная база (колея) машины.

Из соотношения (2) следует также выражение для определения радиуса движения машины с уводом как расстояния от центра C вращения корпуса до продольной оси машины:

$$R = \frac{d \cdot v}{v_{C2} - v_{C1}}. \quad (6)$$

Из формул (2) и (3) следуют также кинематические соотношения:

$$e_1 = \frac{v_{C1} \cdot d}{v_{C2} - v_{C1}}; \quad e_2 = \frac{v_{C2} \cdot d}{v_{C2} - v_{C1}}. \quad (7)$$

С другой стороны смещения e_1 и e_2 могут быть определены из уравнений равновесия машины в состоянии увода. Такие уравнения являются частным случаем уравнений равновесия поворота гусеничных машин [1, 2]. Прежде чем использовать результаты решения этих уравнений, рассмотрим некоторые частные случаи увода гусеничной машины. К таким случаям можно отнести случай увода при скольжении только правой гусеницы, т.е. при $v_{C1} = 0$. При таком уводе $e_1 = 0$, а $e_2 = d$. Физически это означает, что центр вращения правой гусеницы совпадает с геометрическим центром опорной поверхности левой гусеницы.

Радиус R увода при этом:

$$R = \frac{d \cdot v}{v_{C2}}, \quad (8)$$

а угловая скорость:

$$\omega_{yb} = \frac{v_{C2}}{d}. \quad (9)$$

Обозначив $v_{C2} = \varepsilon_2 \cdot u$, имеем следующую форму определения кинематических характеристик увода

$$R = \frac{d}{\varepsilon_2}; \quad \omega_{yb} = \frac{\varepsilon_2 \cdot u}{d}, \quad (10)$$

где ε – коэффициент буксования второй гусеницы, $\varepsilon = v_{C2}/u$.

Таким образом, основным фактором, определяющим эти характеристики, является буксование гусеницы, в сторону которой направлена угловая скорость увода.

Возможна также такая ситуация, когда $e_2 = 0$. В этом случае $e_1 = -d$, и отсутствует буксование правой гусеницы. План скоростей в этой ситуации представлен на рисунке 2, из которого видно, что угловая скорость увода направлена против часовой стрелки.

Рассмотренные частные режимы движения гусеничной машины с уводом возможны при определенных сочетаниях нагрузок, действующих на машину, и характеристик взаимодействия гусениц с несущим основанием.

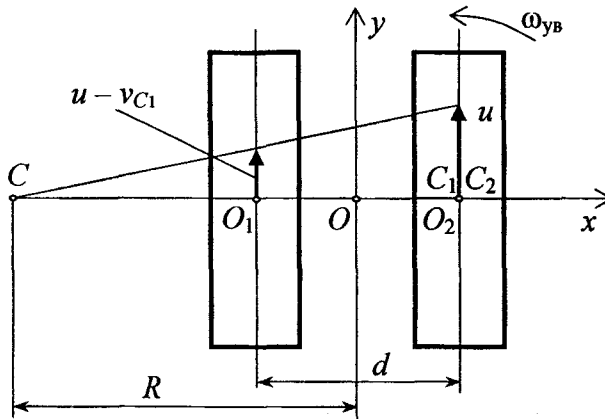


Рисунок 2. – Схема движения гусеничной машины с уводом при $e_2 = 0$

Заключение

Проведенное в настоящей работе исследование кинематики движения гусеничной машины с уводом показывает, что такое движение возможно вследствие различия по величине, а иногда, и направлению продольных составляющих сил трения между гусеницами и несущим основанием. Величина и направление действия этих сил могут быть найдены из результатов решения уравнений движения гусеничной машины, в частности, уравнений равновесия. Эти уравнения могут быть сформулированы и проанализированы с учетом кинематических зависимостей, приведенных выше. Задача изучения таких уравнений, как известно, представляет достаточно сложную задачу механики [1-3], анализ которой требует дополнительных исследований.

Список использованных источников

1. Опейко, Ф.А. Колесный и гусеничный ход / Ф.А. Опейко. – Минск: Изд-во Акад. с.-х. наук БССР, 1960. – 228 с.
2. Казаченко, Г.В. Опорно-ходовые устройства горных машин / Г.В. Казаченко, Г.А. Басалай, Е.В. Щерба. – Минск: Энергопринт, 2016. – 207 с.
3. Гуськов, В.В. Теория поворота гусеничных машин / В.В. Гуськов, А.Ф. Опейко. – М.: Машиностроение, 1984. – 167 с.

Kazachenko G.V., Basalai R.A., Konoplyanik A.I.

The kinematics of the pull crawler

Consider the motion of a caterpillar with a slip arising from differences of interaction forces between the support sections of the tracks with a supporting base. The basic kinematic characteristics of such motion are determined: the angular velocity and the radius of the circle described by the geometric center of the support surface of the machine.

Keywords: crawler machine, kinematics of withdrawal, angular velocity, turning radius.

Поступила в редакцию 08.11.2018 г.