

КОЛЕСНО-ШАГАЮЩИЕ ДВИЖИТЕЛИ ДЛЯ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА ВЫСОКОЙ ПРОХОДИМОСТИ

Скойбеда А.Т., Жуковец В.Н.

УО «Белорусский национальный технический университет», Минск

Разработанный в БНТУ опытный образец колесно-шагающего движителя (рис. 1) при испытаниях продемонстрировал преимущества в тяге и проходимости по сравнению с обычным колесом. Основной причиной более высокой тяги колесно-шагающего движителя является большее значение аналога скорости перемещения, чем у обычного колеса, при одинаковом расстоянии от опорной поверхности до оси ступицы. Это значит, что можно приложить большее значение крутящего момента и это не вызовет буксования, в отличие от круглого колеса. Таким образом, за один оборот колесно-шагающего движителя выполняется больше полезной работы, чем у колеса. Причиной высокой проходимости колесно-шагающего движителя является дискретность следов. Круглое колесо прокладывает сплошную колею и тратит больше энергии на смятие грунта, а также не может преодолеть относительно невысокие препятствия (бордюры, камни, бревна и прочее), которые колесно-шагающий движитель может легко перешагнуть.

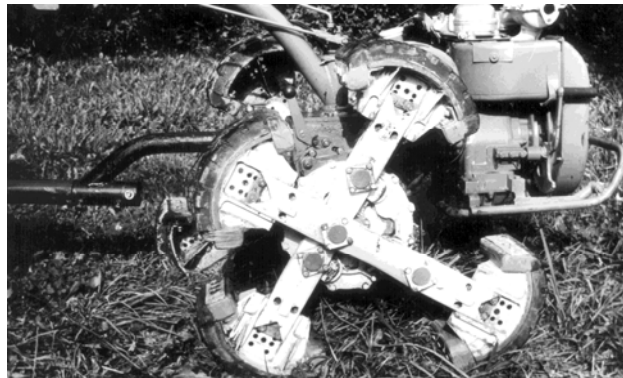


Рисунок 1 – Колесно-шагающий движитель

В работах [1, 2] были описаны кинематические и динамические характеристики данного движителя и обоснованы его преимущества перед колесом. Тем не менее, следует более подробно рассмотреть вопросы работы движителя в составе транспортного средства. В частности, как на его эффективность влияет совместное применение ведущих колесно-шагающих движителей и ведомых круглых колес. Именно такой была испытываемая ходовая система, где на мотоблоке были установлены колесно-шагающие движители, а прицеп перемещался на обычных колесах (рис. 2).



Рисунок 2 – Мотоблок с прицепом

В подобной системе ведомые обычные колеса уменьшают преимущества от применения ведущих колесно-шагающих движителей, так как по-прежнему происходит прокладка сплошной колеи и затруднено преодоление препятствий. Следовательно, целесообразно использовать в ходовой системе исключительно колесно-шагающие движители. В ряде случаев, когда это оправдано экономически, система может быть с полным приводом. Если же нет полного привода, то применение сложных и дорогостоящих движителей в качестве ведомых нерационально. Выходом из ситуации может быть совместное применение колесно-шагающих движителей двух типов: упомянутых выше, в качестве ведущих на оси O_1 , и движителей упрощенной конструкции, в качестве ведомых на оси O_2 . Тогда удастся совместить преимущества шагающих систем с приемлемыми экономическими затратами.

В состав колесно-шагающего движителя упрощенной конструкции (рис. 3) входят следующие звенья: жестко закрепленный на оси O_2 кулачок 1, совершающее вращение вокруг кулачка с угловой скоростью ω водило 2, перемещаемые водилом ноги 3, что обкатываются на роликах вокруг неподвижного кулачка. К ногам присоединены опорные башмаки. Башмаки могут не иметь надежного сцепления с грунтом, поэтому постоянное вращение водила желательно обеспечить за счет цепной передачи от ведущего движителя.

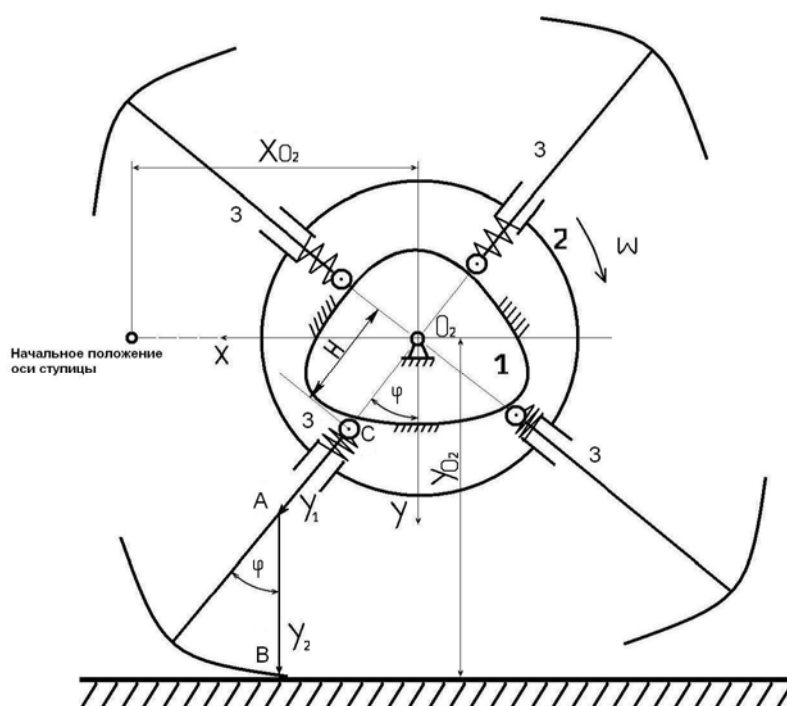


Рисунок 3 – Ведомый колесно-шагающий движитель

Таким образом, данный движитель представляет собой кулачковый механизм с четырьмя роликовыми толкателями. Для обеспечения постоянного контакта роликов с профилем кулачка предусмотрены прижимные пружины и направляющий канал на наружной поверхности кулачка. Что касается опорных башмаков, то для определения их профиля применяется методика анализа плоских кривых, изложенная в работах [2, 3].

Основная суть методики заключается в следующем. Профиль наружной поверхности опорного башмака описывается двумя радиус-векторами, являющимися функциями от угла φ поворота ступицы (рис. 3). Радиус-вектор Y_1 начинается в точке C оси ролика, направлен вдоль стойки ноги в сторону наружной поверхности башмака. Не доходя до наружной поверхности, радиус-вектор Y_1 дает в своей конечной точке A начало новому радиус-вектору Y_2 , который заканчивается в точке B на наружной поверхности башмака. Своей конечной точкой B радиус-вектор Y_2 обеспечивает контакт наружной поверхности башмака с опорной поверхностью. Радиус-вектор Y_2 всегда перпендикулярен к опорной поверхности, находится на нормали к наружной поверхности башмака, образуя с осью

стойки ноги угол φ , равный углу поворота ступицы. При этом соблюдается условие нормальности прямой:

$$\frac{dY_2}{d\varphi} = -\frac{dY_1}{d\varphi} \cdot \cos \varphi. \quad (1)$$

Вертикальное положение оси O_2 ступицы составит:

$$Y_{02} = (H + Y_1) \cdot \cos \varphi + Y_2. \quad (2)$$

Горизонтальное перемещение оси ступицы:

$$X_{02} = (H + Y_1) \cdot \sin \varphi + \int_0^\varphi \left(Y_2 - \frac{dY_1}{d\varphi} \cdot \sin \varphi \right) \cdot d\varphi. \quad (3)$$

С учетом формулы (1) далее найдем производную.

Аналог скорости по горизонтали:

$$\frac{dX_{02}}{d\varphi} = \frac{dH}{d\varphi} \cdot \sin \varphi + (H + Y_1) \cdot \cos \varphi + Y_2. \quad (4)$$

При условии движения по плоской поверхности, очень важно обеспечить постоянное значение вертикального положения оси O_2 ступицы:

$$Y_{02} = (H + Y_1) \cdot \cos \varphi + Y_2 = \text{const}. \quad (5)$$

При угле поворота $\varphi = 0^\circ$ вертикальное положение оси O_2 ступицы будет равно:

$$Y_{02} = H_0 + C = R_0 + r + C. \quad (6)$$

Где: $H_0 = R_0 + r$ – начальное расстояние между осями кулачка и ролика, м; C – длина стойки башмака, м; R_0 – радиус начальной окружности кулачка, м; r – радиус ролика, м.

Следовательно, получаем равенство:

$$(H + Y_1) \cdot \cos \varphi + Y_2 = R_0 + r + C. \quad (7)$$

После подстановки формулы (7) в выражение (4) получаем:

$$\frac{dX_{02}}{d\varphi} = \frac{dH}{d\varphi} \cdot \sin \varphi + R_0 + r + C. \quad (8)$$

Таким образом, задача заключается в том, чтобы определить функцию $H(\varphi)$, затем по формулам (1, 7) найти функции $Y_1(\varphi)$ и $Y_2(\varphi)$ при заданных величинах C , R_0 , r . По функции $H(\varphi)$ строим профиль неподвижного кулачка в координатах осей X и Y , приведенных на рис. 3. Для расчетов используем приведенные ниже формулы из работы [3]:

$$\begin{cases} X = H \cdot \sin \varphi - r \cdot \sin \psi, \\ Y = H \cdot \cos \varphi - r \cdot \cos \psi. \end{cases} \quad (9)$$

$$\psi = \varphi - \arctg \left(\left(\frac{dH}{d\varphi} \right) / H \right). \quad (10)$$

После этого, по значениям $Y_1(\varphi)$, $Y_2(\varphi)$ можно вычислить координаты X_B и Y_B точек профиля опорного башмака:

$$\begin{cases} X_B = Y_2 \cdot \sin \varphi, \\ Y_B = Y_1 + Y_2 \cdot \cos \varphi. \end{cases} \quad (11)$$

Затем координаты профиля выразим через радиус-вектор ρ и угол его поворота α , что отсчитывается от оси симметрии башмака:

$$\alpha = \arctg(X_B/Y_B), \quad (12)$$

$$\rho = \sqrt{X_B^2 + Y_B^2}. \quad (13)$$

Итак, описанные выше формулы позволяют определить основные геометрические параметры движителя, но открытым остается вопрос, на основании каких критериев следует искать функцию $H(\varphi)$, которая и задает, по сути дела, все характеристики механизма.

Поскольку движитель подвергается серьезным динамическим нагрузкам, возникает проблема обеспечения контактной прочности соприкасающихся поверхностей кулачка и роликов. Как известно, величина контактных напряжений вычисляется по формуле Герца [4]:

$$\sigma_K = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{P_{\Sigma} \cdot E}{b \cdot \cos \gamma} \cdot \left(\frac{1}{r} + \frac{1}{R} \right)}; \text{ МПа.} \quad (14)$$

Где: P_{Σ} – суммарная сила, действующая вдоль оси толкателя, Н; E – приведенный модуль упругости материалов кулачка и ролика, МПа; b – длина линии контакта кулачка с роликом, мм; γ – величина угла давления, радианы; r – радиус ролика, мм; R – радиус кривизны кулачкового профиля, мм.

Приведенный модуль упругости определяется как:

$$E = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}; \text{ МПа,} \quad (15)$$

а радиус кривизны кулачкового профиля можно вычислить по формуле [3]:

$$R = \frac{H}{\left(1 - \frac{d\gamma}{d\varphi} \right) \cdot \cos \gamma} - r; \text{ мм.} \quad (16)$$

Угол давления находится как:

$$\gamma = \arctg \left(\left(\frac{dH}{d\varphi} \right) / H \right); \text{ радианы.} \quad (17)$$

В выражениях (15 – 17): E_1 и E_2 – модули упругости материалов кулачка и ролика соответственно, МПа; H – расстояние между осями вращения кулачка и ролика, мм; r – радиус ролика, мм; γ – величина угла давления, радианы; φ – угол поворота ступицы, радианы.

Из зависимостей (14 – 17) можно сделать вывод, что кривизна профиля криволинейной цилиндрической поверхности неподвижного кулачка оказывает серьезное влияние на величину контактных напряжений. Таким образом, при определении функции $H(\varphi)$ будем придерживаться следующего подхода: зададимся некоторой функцией $K(\varphi)$ изменения кривизны линии, эквидистантной профилю кулачка и проходящей через ось вращения ролика при его движении вокруг кулачка. Данная функция должна обеспечивать допустимую величину контактных напряжений. Затем по заданной функции $K(\varphi)$ находим функцию $H(\varphi)$, что позволит в дальнейшем определить все остальные параметры движителя.

Исходя из известных в дифференциальной геометрии выражений [5], кривизна линии в полярных координатах определяется как:

$$K(\varphi) = \left| \rho^2 + 2 \cdot \left(\frac{d\rho}{d\varphi} \right)^2 - \rho \cdot \frac{d^2\rho}{d\varphi^2} \right| / \left(\rho^2 + \left(\frac{d\rho}{d\varphi} \right)^2 \right)^{\frac{3}{2}}. \quad (18)$$

Таким образом, задача заключается в том, чтобы получить выражение $\rho(\varphi)$, используя заданную в полярных координатах функцию кривизны $K(\varphi)$. Очевидно, что поиск решения дифференциального уравнения (18) в заданной форме крайне затруднителен. Задача может быть существенно облегчена, если использовать способ представления плоских кривых, изложенный в работе [3]. Там при решении задачи о вычислении радиуса кривизны профиля кулачка были получены следующие выражения:

$$\begin{cases} \frac{dH}{d\varphi} = H \cdot \operatorname{tg} \gamma, \\ R = \frac{H}{\left(1 - \frac{d\gamma}{d\varphi} \right) \cdot \cos \gamma} - r. \end{cases} \quad (19)$$

Где: $H(\varphi)$ – расстояние между осями кулачка и ролика, мм; $\gamma(\varphi)$ – угол давления кулачка на ролик, радианы; $R(\varphi)$ – радиус кривизны профиля кулачка, мм; r – радиус ролика, мм; φ – угол поворота ступицы, радианы. Примем обозначение: $K(\varphi) = 1/(R(\varphi) + r)$ – кривизна линии, описываемой

осью вращения ролика при его качении вокруг профиля кулачка, 1/мм. Для соответствия выражению (18) примем обозначение: $H(\varphi) = \rho(\varphi)$.

Тогда, после выполнения несложных преобразований системы (19), можно получить следующую систему дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \frac{d\rho}{d\varphi} = \rho \cdot \operatorname{tg} \gamma, \\ \frac{d\gamma}{d\varphi} = 1 - \frac{\rho \cdot K}{\cos \gamma}. \end{cases} \quad (20)$$

Данная система (20) из двух дифференциальных уравнений первого порядка полностью эквивалентна дифференциальному уравнению второго порядка (18). После преобразования, логарифмирования и дифференцирования второго уравнения системы (20) получаем:

$$\frac{-\gamma''_{\varphi\varphi}}{1-\gamma'_{\varphi}} - \frac{\sin \gamma \cdot \gamma'_{\varphi}}{\cos \gamma} = \frac{\rho'_{\varphi}}{\rho} + \frac{K'_{\varphi}}{K}. \quad (21)$$

С учетом первого уравнения системы (20) произведем преобразования и получим:

$$K \cdot \gamma''_{\varphi\varphi} - K \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot (\gamma'^2_{\varphi} - 1) - K'_{\varphi} \cdot \gamma'_{\varphi} + K'_{\varphi} = 0. \quad (22)$$

Для решения уравнения (22) воспользуемся подстановкой вида: $\eta(\varphi) = \sin \gamma$. Таким образом:

$$\frac{d(\sin \gamma)}{d\varphi} = \frac{d\eta}{d\varphi} = \eta'_{\varphi}, \text{ а с другой стороны: } \frac{d(\sin \gamma)}{d\varphi} = \cos \gamma \cdot \frac{d\gamma}{d\varphi} = \cos \gamma \cdot \gamma'_{\varphi}.$$

Поскольку $\cos \gamma = \sqrt{1 - \sin^2 \gamma} = \sqrt{1 - \eta^2}$, в итоге после подстановок и преобразований получаем нелинейное дифференциальное уравнение второго порядка:

$$K \cdot \eta''_{\varphi\varphi} - K'_{\varphi} \cdot \eta'_{\varphi} + K \cdot \eta + K'_{\varphi} \cdot \sqrt{1 - \eta^2} = 0. \quad (23)$$

Таким образом, после интегрирования уравнения (23) получим функцию вида $\eta(\varphi)$. Поскольку $\eta(\varphi) = \sin \gamma$, можно затем найти функцию $\operatorname{tg} \gamma$ и воспользоваться первым уравнением системы (20). Однако, решение данного уравнения во всех практически значимых случаях будет затруднительно выразить в элементарных функциях. Тем не менее, можно использовать другой прием, позволяющий с минимальными усилиями получить приближенное аналитическое решение достаточно высокой точности. Для этого следует представить второе уравнением системы (20) в виде: $(1 - \gamma'_{\varphi}) \cdot \cos \gamma = \rho \cdot K$.

С учетом выражения $\cos \gamma = \sqrt{1 - \eta^2}$, а также $\eta'_{\varphi} = \cos \gamma \cdot \gamma'_{\varphi}$, получаем:

$$\rho = \frac{\sqrt{1 - \eta^2} - \eta'_{\varphi}}{K}. \quad (24)$$

С другой стороны, уравнение (23) можно представить в виде:

$$-\frac{(\eta''_{\varphi\varphi} + \eta)}{K'_{\varphi}} = \frac{\sqrt{1 - \eta^2} - \eta'_{\varphi}}{K}. \quad (25)$$

Очевидно, что в итоге получается выражение:

$$\rho = -\frac{(\eta''_{\varphi\varphi} + \eta)}{K'_{\varphi}}. \quad (26)$$

Таким образом, для нахождения уравнения $\rho(\varphi)$ плоской кривой в полярных координатах при известном выражении кривизны $K(\varphi)$ сначала следует из уравнения (23) найти функцию $\eta(\varphi)$, а затем воспользоваться либо выражением (24), либо (26). Различие между этими формулами будет проявляться в точности расчета. Следует ожидать, что вычисления согласно (24) будут точнее, чем по (26) из-за меньшего порядка производной.

Для расчета профиля кулачка с учетом допустимого уровня контактных напряжений зададимся функциями кривизны следующего вида:

1. $K(\varphi) = k_0 \cdot \varphi$; где k_0 – постоянный коэффициент. Уравнение (23) примет вид:

$$\varphi \cdot \eta''_{\varphi\varphi} - \eta'_\varphi + \varphi \cdot \eta + \sqrt{1 - \eta^2} = 0. \quad (27)$$

2. $K(\varphi) = k_0 \cdot \varphi^2$; где k_0 – постоянный коэффициент. Уравнение (23) примет вид:

$$\varphi \cdot \eta''_{\varphi\varphi} - 2 \cdot \eta'_\varphi + \varphi \cdot \eta + 2 \cdot \sqrt{1 - \eta^2} = 0. \quad (28)$$

3. $K = k_0 \cdot e^{k_1 \cdot \varphi}$; где k_0, k_1 – постоянные коэффициенты. Уравнение (23) примет вид:

$$\eta''_{\varphi\varphi} - k_1 \cdot \eta'_\varphi + \eta + k_1 \cdot \sqrt{1 - \eta^2} = 0. \quad (29)$$

При решении уравнений (27 – 29) задаемся начальными условиями и различными значениями коэффициентов k_0, k_1 . Из множества полученных вариантов функции $H(\varphi)$ выберем тот, который обеспечивает допустимый уровень контактных напряжений при оптимальных значениях остальных параметров механизма движителя.

Резюме

Описаны преимущества в тяге и проходимости экспериментального образца колесно-шагающего движителя перед колесом. С целью улучшения характеристик ходовой системы выполнено обоснование принципиальной схемы колесно-шагающего движителя другого типа, предназначенного для совместной работы с уже разработанным образцом. Дана методика расчета основных параметров разрабатываемого движителя. При проведении расчетов применяются методы дифференциальной геометрии.

Литература

1. Скойбеда, А.Т. Кинематика колесно-шагающего движителя при опоре на башмаки круглого профиля / А.Т. Скойбеда, В.Н. Жуковец, О.А. Сонич // Современные методы проектирования машин: Республиканский межведомственный сборник научных трудов. Вып.2. В 7 томах. – Т. 3. Проектирование приводов машин / Под общ. ред. П.А. Витязя. – Минск, 2004. – с. 102–106.
2. Скойбеда, А.Т. Колесно-шагающий движитель и его динамические преимущества по сравнению с колесом / А.Т. Скойбеда, И.М. Комяк, В.Н. Жуковец / Механика-2011: сб. науч. тр. V Белорусского конгресса по теорет. и прикладной механике, Минск, 26 – 28 окт. 2011 г.: в 2 т. – Минск, 2011. – Том 1. – Стр. 138-144.
3. Жуковец, В.Н. Профиль плоского кулачка в виде замкнутой кривой, описанной системой уравнений в параметрическом виде. // Весці НАН Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. 2006. № 1. – с. 76–86.
4. Колчин, Н.И. Теория механизмов и машин. Структура и кинематика механизмов. Динамика машин и трение. / Н.И. Колчин, М.С. Мовнин. – Л.: Судпромгиз, 1962. – 616 с.
5. Воднев В.Т., Наумович А.Ф., Наумович Н.Ф. Основные математические формулы: Справочник. Под ред. Богданова Ю.С. – Мн.: Выш. шк., 1995. – 380 с.

Summary

The paper describes the benefits in traction and flotation experimental model of wheel-step mover in front of the wheel. In order to improve the performance of running system the substantiation of the principal scheme of wheel-step mover of another type, designed to work together with the already developed model has been performed. The method of calculation of the main parameters of the developed mover has been given. The methods of differential geometry have been used in the calculations.

Поступила в редакцию 26.11.2012