

которые эксплуатируются в дорожных организациях Республики Беларусь и Российской Федерации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Автомобильные дороги Беларуси: Энциклопедия/ Коллектив авторов; Под общ. ред. А.В.Минина.: - Мн.: БелЭн, 2002. – 672 с.; 2. Вавилов А.В., Щемелев А.М., Бочкарев Д.И. и др. Машины по содержанию и ремонту автомобильных дорог и аэродромов.: - Мн.: БНТУ, 2003. – 408 с.; 3. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин.: - М.: Наука, 1988. – 640 с.

УДК 621.85.052

А.Т. Скойбеда, В.Н. Жуковец, О.А. Сонич

КИНЕМАТИКА КОЛЕСНО-ШАГАЮЩЕГО ДВИЖИТЕЛЯ ПРИ ОПОРЕ НА БАШМАКИ КРУТЛОГО ПРОФИЛЯ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

В настоящее время представляется перспективной разработка движителей высокой проходимости шагающего типа, обладающих достоинствами колеса: высокая уравновешенность, равномерность движения. В немногочисленных работах по данному направлению, в частности [2], [3], не был проведен математический анализ кинематики колесно-шагающего движителя. Поэтому целью представленной работы является устранение возникшего пробела.

Расчет планетарного механизма движителя показал, что $\omega = -\omega_k / 2$, где ω - угловая скорость ступицы шагающего колеса (являющейся одновременно водилом планетарного механизма), ω_k - угловая скорость кривошипов, приводящихся во вращение сателлитами планетарного механизма.

При кинематическом анализе следует исходить из следующих положений:

1. Движение происходит по плоской поверхности без скольжения.
2. В начальный момент времени $t = 0$ с угол поворота ступицы движителя $\varphi = 0^\circ$, а стойка ноги, башмак которой контактирует с поверхностью, занимает относительно ее плоскости строго перпендикулярное положение (нога K_1K_2 на рис.1).

3. При $\varphi = 0^\circ$ кривошипы B_2B_1 и $B_2''B_1''$ находятся в одной плоскости с ногой K_1K_2 . При этом точки B_2 , B_2'' , B_2''' , B_2'''' находятся на осях своих сателлитов. Точка O_1 обозначает центральную ось ступицы движителя (рис.1).

4. Опорные башмаки имеют форму сектора кругового цилиндра с центральным углом 90° и радиусом R . Башмаки абсолютно жёсткие.

На рис.2 показана условная схема движителя для некоторого значения угла поворота ступицы в момент времени t_1 , когда $\varphi \leq 45^\circ$. Данное ограничение вытекает из конструкции башмака движителя, так как всегда $B_2B_2'' \parallel K_1K_2$ и при $\varphi = 45^\circ$ башмак контактирует с опорной поверхностью крайней точкой K_1' профиля из-за того, что $\angle K_1CK_1' = 45^\circ$ (рис.1). Исходя из расчета планетарного механизма очевидно, что угол

поворота кривошипа $\varphi_K = -2 \cdot \varphi$. На рис.2 угол φ отсчитывается от вертикального положения по часовой стрелке с положительным знаком, а угол φ_K отсчитывается от вертикального положения против часовой стрелки с отрицательным знаком.

Далее следует придерживаться следующих обозначений:

1. Расстояние между центральной осью ступицы и осью вращения сателлита, приводящего во вращение кривошип, равно a , т.е. $O_1B_2 = O_1B_2' = O_1B_2'' = O_1B_2''' = a$.

2. Длина кривошипа равна b , т.е. $B_2B_1 = B_2'B_1' = B_2''B_1'' = B_2'''B_1''' = b$.

3. Для параметров стойки ноги и башмака: $B_1K_1 = B_1'K_2 = B_1''K_4 = B_1'''K_3 = C$;

$B_1C = B_1'C' = B_1''C'' = B_1'''C''' = Y_1$; $CK_1 = C'K_2 = C''K_4 = C'''K_3 = Y_2$.

Очевидно, что согласно рис. 1 будет $R = Y_2$ и $Y_1 + Y_2 = C$.

Проанализировав рис.1 и рис.2, можно определить закон изменения вертикальной координаты центральной оси ступицы \dot{O}_{01} :

$$\dot{O}_{01} = a \cdot \cos \varphi - b \cdot \cos \varphi_e + \dot{O}_1 \cdot \cos \varphi + \dot{O}_2;$$

$$\text{Так как } \varphi_K = -2 \cdot \varphi, \text{ то } \dot{O}_{01} = (a + \dot{O}_1) \cdot \cos \varphi - b \cdot \cos 2\varphi + \dot{O}_2.$$

$$\text{При } \varphi = 0^\circ \text{ получаем: } \dot{O}_{01} = a + \dot{O}_1 - b + \dot{O}_2 = a - b + c.$$

Аналогичным образом находим закон изменения горизонтальной координаты \tilde{O}_{01} центральной оси ступицы: $\tilde{O}_{01} = a \cdot \sin \varphi - b \cdot \sin \varphi_e + \dot{O}_1 \cdot \sin \varphi + \dot{O}_2 \cdot \varphi$.

$$\text{Так как } \varphi_K = -2 \cdot \varphi, \text{ то } \tilde{O}_{01} = (a + \dot{O}_1) \cdot \sin \varphi + b \cdot \sin 2\varphi + \dot{O}_2 \cdot \varphi.$$

При $\varphi = 0^\circ$ получаем $\tilde{O}_{01} = 0$. Итак, координаты точки O_1 выражаются как:

$$\tilde{O}_{01} = (a + \dot{O}_1) \cdot \sin \varphi + b \cdot \sin 2\varphi + \dot{O}_2 \cdot \varphi, \quad (1)$$

$$\dot{O}_{01} = (a + \dot{O}_1) \cdot \cos \varphi - b \cdot \cos 2\varphi + \dot{O}_2. \quad (2)$$

Чтобы получить формулы для скорости, произведем дифференцирование по времени: $\frac{d\tilde{O}_{01}}{dt} = \frac{d\varphi}{dt} \cdot \frac{d\tilde{O}_{01}}{d\varphi} = \omega \cdot \frac{d\tilde{O}_{01}}{d\varphi}$; $\frac{d\dot{O}_{01}}{dt} = \frac{d\varphi}{dt} \cdot \frac{d\dot{O}_{01}}{d\varphi} = \omega \cdot \frac{d\dot{O}_{01}}{d\varphi}$.

Найдем выражения для аналогов скоростей:

$$\frac{d\tilde{O}_{01}}{d\varphi} = (a + \dot{O}_1) \cdot \cos \varphi + 2 \cdot b \cdot \cos 2\varphi + \dot{O}_2, \quad (3)$$

$$\frac{d\dot{O}_{01}}{d\varphi} = -(a + \dot{O}_1) \cdot \sin \varphi + 2 \cdot b \cdot \sin 2\varphi. \quad (4)$$

Из конструкции движителя следует, что через каждые 90° поворота ступицы закон движения будет повторяться. Проанализируем полученные зависимости для углов поворота $-45^\circ \leq \varphi \leq 45^\circ$, когда в контакте с поверхностью находится один башмак. Наибольший интерес для нас представляют выражения (2), (3), так как они наиболее просто и наглядно характеризуют плавность движения. Произведем вычисления их значений при следующих исходных параметрах изготовленного в БНТУ образца движителя: $a = 0,1$ м, $b = 0,05$ м, $C = 0,322$ м, $Y_1 = 0,13$ м, $Y_2 = 0,192$ м.

Вследствие того, что функции (2), (3) являются четными, то достаточно вычислять их значения только для $0^\circ \leq \varphi \leq 45^\circ$.

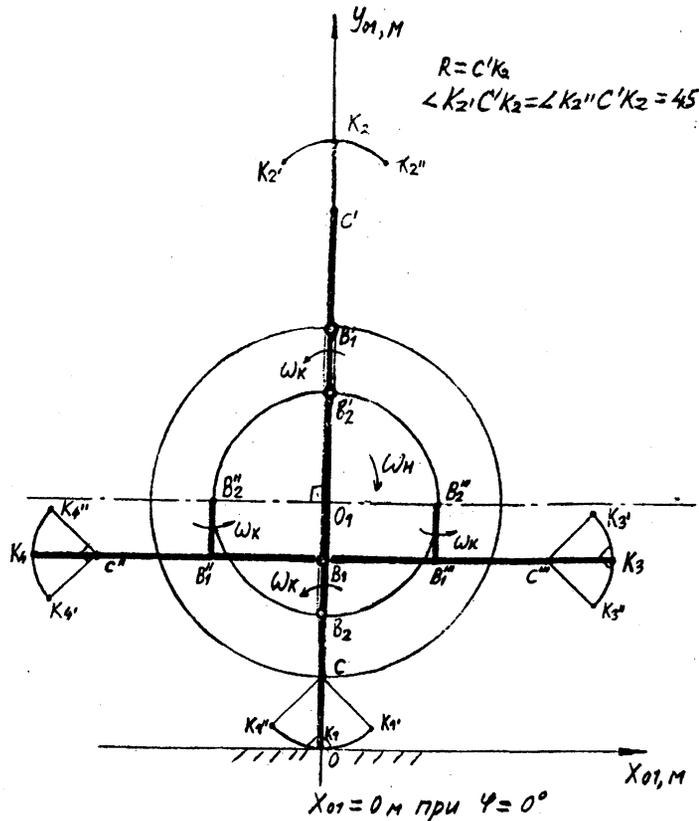


Рис. 1. Кинематическая схема движителя в начальный момент времени при угле поворота ступицы $\varphi=0^\circ$

Подставив исходные данные в зависимости (2), (3), получим следующие расчетные формулы:

$$\dot{O}_{01} = 0,23 \cdot \cos \varphi - 0,05 \cdot \cos 2\varphi + 0,192 \text{ м}, \quad (5)$$

$$\frac{d\ddot{O}_{01}}{d\varphi} = 0,23 \cdot \cos \varphi + 0,1 \cdot \cos 2\varphi + 0,192 \text{ м}. \quad (6)$$

Результаты вычислений занесем в табл. 1.

Таблица 1

φ , градусы	0	5	10	15	20
Y_{01} , м	0,372	0,371884	0,371521	0,370862	0,369827
$\frac{d\ddot{O}_{01}}{d\varphi}$, м	0,522	0,519606	0,519606	0,500765	0,484734
φ , градусы	25	30	35	40	45
Y_{01} , м	0,368311	0,366186	0,363304	0,359508	0,354635
$\frac{d\ddot{O}_{01}}{d\varphi}$, м	0,47463	0,441186	0,414607	0,385555	0,354635

и аналога скорости горизонтального перемещения $\frac{d\check{\sigma}_{01}}{d\varphi}$. Поэтому следует рассмотреть вопрос о нахождении такой формы наружной поверхности бабшака, которая смогла бы полностью или частично устранить отмеченные недостатки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Маркеев А.П. Теоретическая механика: Учеб. пособие для университетов. - М.: Наука, 1990.; 2. Скойбеда А.Т., Скойбеда П.А., Жуковец В.Н. Кинематика шагающего колеса// Трэцяя навуковая канферэнцыя студэнтаў Рэспублікі Беларусь. Частка 5а. - Мн.: БДУ, 1997. - С.170-171.; 3. Скойбеда П.А., Жуковец В.Н. Шагающее колесо – новый способ передвижения// Материалы 52-й МНТК. Часть 2. - Мн.: БГПА, 1997. - С.73.

УДК 621.436.03:621.835-41

В.Н. Жуковец

ОБЕСПЕЧЕНИЕ КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ В КУЛАЧКОВОМ МЕХАНИЗМЕ ТНВД

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

На современном этапе развития топливоподающей аппаратуры дизельных двигателей, когда требуется увеличение давления подачи топлива с целью улучшения экономичности и экологических характеристик дизелей, возникает проблема обеспечения прочности и износостойкости в кулачковом приводе рядного топливного насоса высокого давления. Повышение давления нагнетания топлива приводит к тому, что в кулачковом механизме с роликовым толкателем резко возрастает величина контактных напряжений в зоне контакта кулачка с роликом. Поэтому при оптимизации профиля кулачка величина контактных напряжений σ_K по данным фирмы "Р. Бош" не должна превышать значения $[\sigma_K] = 1500$ МПа [4].

Как известно, величина контактных напряжений вычисляется по формуле Герца [3, 4]:

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

В формуле Герца (1): 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:

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

В выражении (2): E_1 и E_2 – модули упругости материалов кулачка и ролика соответственно, МПа.