

## ЦИКЛОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ ШАГАНИЯ С ПАССИВНО УПРАВЛЯЕМОЙ СТОПОЙ\*

При движении в сложных условиях шагающие машины могут быть более эффективными в сравнении с традиционными транспортными средствами. По этой причине разработки шагающих машин ведутся во всех развитых странах. Уже существует несколько полномасштабных образцов (массой более 1 т), пригодных для реальных транспортно-технологических операций [1]. К ним, в частности, относятся ASV (США), Ambler (США), финские машины MECANT и Plustech, а также шагающие машины, разработанные в Волгоградском государственном техническом университете.

Механизмы шагания всех зарубежных шагающих машин рассматриваемой весовой категории – это адаптивные механические системы с тремя и более управляемыми степенями подвижности, позволяющие стопе перемещаться требуемым образом в пространстве. Ноги имеют следящие гидроприводы по каждой из степеней подвижности и управляются с помощью бортовой ЭВМ. Большое число следящих гидроприводов обуславливают высокую стоимость машин данного типа и сравнительно низкую их надежность.

В ВолгГТУ разрабатываются машины другого типа – с работающими в противофазе одностепенными цикловыми механизмами шагания. Использование таких движителей позволяет не заботиться о сохранении походки и устойчивости и исключает необходимость управляемой системы адаптации. Машина имеет минимальное число управляемых степеней подвижности и становится, как показал опыт разработки и испытаний в условиях реальной местности [2,3,4], проще и дешевле зарубежных аналогов.

С другой стороны, жесткая траектория опорных точек у механизмов шагания рассматриваемого типа ограничивает возможности машины по адаптации к опорной поверхности и профильной проходимости. В работе обсуждается возможность повышения адаптивности и профильной проходимости опытного образца шагающего робототехнического комплекса предназначенного для работы на грунтах со слабой несущей способностью за счет пассивного управления стопой в фазе переноса.

Робототехнический комплекс, массой около 5 т, выполнен на базе многоцелевого шагающего шасси. Шасси содержит раму, установленную на шагающих опорах правого и левого бортов, и силовой привод, включающий в себя автономный источник электрического тока – дизель-генераторную установку. Шагающие опоры выполнены в виде несущих балок, на концах которых попарно установлены механизмы шагания. Опоры снабжены бортовым силовым приводом, состоящим из тяговых электродвигателей и бортовых редукторов. Кривошипные каждой пары шагающих механизмов установлены в противофазе на общей ведущей оси. Механизмы шагания одного борта, для обеспечения походки, жестко кинематически взаимосвязаны.

В машине был использован движитель на базе простых и надежных одностепенных плоских четырехзвенных механизмов шагания [5] с шарнирно закрепленной стопой. Использовались стопы с неразвитой опорной поверхностью «hoof-foot» (рис. 1) и лыжеобразные стопы «ski-foot». При использования стоп «hoof-foot» давление на грунт составляло порядка 0,15 МПа. За счет большой опорной поверхности лыжеобразных

\* Работа выполнена при поддержке РФФИ (проекты 01-01-00521, 03-01-15000) и программы «Научные исследования высшей школы по приоритетным направлениям науки и техники» (Подпрограмма «Производственные технологии». Раздел «Робототехника, мехатроника и технологии микроэлектромеханических систем»).

стоп (размером 0,24×1,6 м) уменьшается давление на грунт. В зависимости от загрузки машины стопы обеспечивали среднее давление на грунт в пределах 0,01÷0,03 МПа.



*Рис. 1. Шагающий движитель со стопами «hoof-foot»*

Моделирование динамики шагающих машин показывает, что повышение скорости их передвижения ограничено высокими динамическими нагрузками в механизмах шагания, причем, в машинах, предназначенных для работы на слабых грунтах, основной вклад в динамические нагрузки (до 80%) приходится на громоздкие стопы. С другой стороны, движители со стопами «hoof-foot», как показали проведенные в рамках проекта РФФИ № 00-01-15000 полевые исследования механизма взаимодействия опорных элементов (стоп) шагающих машин со слабыми и экологическими ранимыми грунтами, хотя и обладают хорошими тягово-сцепными свойствами, но при их использовании наблюдалось резкое снижение профильной проходимости. Это обусловлено, во-первых, деформацией опорной поверхности, соразмерной с высотой подъема стопы в фазе переноса, а во вторых, наличием у опорных точек рассматриваемого движителя, участков траектории на границах ее опорной части, где при смене стоп опорные точки (погруженные в грунт) имеют различные горизонтальные составляющие скорости. В результате имеет место локальное разрушение (срыв) грунта с потерей его несущих свойств.

Таким образом, для машин, предназначенных для работы на слабых грунтах, уменьшение габаритов стопы не представляется возможным. Поэтому прорабатывалась возможность придания стопе дополнительных функций. В опытном образце был реализован простейший вариант системы пассивной адаптации стопы к рельефу местности – синтезирована траектория опорной точки, обеспечивающая за счет кинематики механизма шагания и трения в шарнире лыжеобразной стопы, подъем ее носка в фазе переноса [6,7]. Траектория опорной точки механизма шагания с характерными положениями стопы при движении шагающей машины представлены на рис. 2. Стрелками показано направление движения опорной точки по траектории.

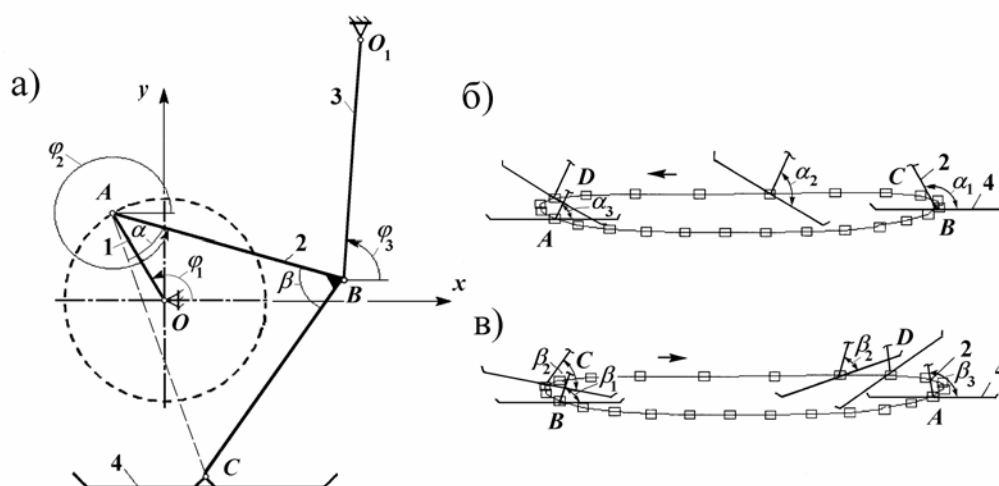


Рис. 2. Схема механизма шагания (а) и траектория его опорной точки с характерными положениями стопы при прямом (б) и реверсивном (в) движении машины:  
1 – кривошип; 2 – Г-образный шатун (опора); 3 – коромысло; 4 – стопа

Дополнительной задачей при синтезе такого механизма является обеспечение подъема носка стопы в фазе переноса. Для определения угла наклона стопы в фазе переноса составлялись уравнения угловых скоростей всех звеньев механизма. Они определяются внешними связями, накладываемыми на механизм. Дополнительно составлялось уравнение угловой скорости стопы, для которой грунт является односторонней связью. Механизм шагания рассматривался как плоский многосвязный механизм, отдельные звенья которого совершают плоскопараллельное движение. Корпус машины при синфазном вращении ведущих кривошипов правого и левого борта движется поступательно. При несинфазном движении механизмов шагания разных бортов имеет место движение «в перевалку» с поочередным подъемом бортов и периодическим отклонением машины от курса. Поскольку вертикальные перемещения бортов и отклонение машины от курса сравнительно невелики, то и в этом случае, в рамках рассматриваемой задачи, движение корпуса и системы отсчета связанной с ним можно считать поступательным.

При составлении уравнений кинематики звеньев механизма шагания их угловые скорости выражаются через скорости точек, на которые накладываются внешние связи. Выражения скоростей получаются последовательным, от звена к звену, рассмотрением движений твердых тел. Для точки  $M$ , являющейся узловой точкой  $m$  и  $m+1$  звеньев, выражение вектора скорости в системе отсчета, связанной с корпусом имеет вид:

$$\overline{v_M^{(r)}} = \overline{v_O^{(r)}} + \sum_{i=1}^m \overline{\omega_i} \times \overline{l_i}, \quad (1)$$

где  $\overline{v_O^{(r)}}$  – скорость полюса (в выбранной системе отсчета  $\overline{v_O^{(r)}} = 0$ );  $\overline{\omega_i}, \overline{l_i}$  – угловая скорость и вектор связывающий узловые точки  $i$ -го звена механизма.

Для точек механизма, на которые накладываются внешние связи, проекции векторного уравнения (1) на оси координат преобразуются в уравнения связей. Для  $n$ -звенного плоского механизма нужно составить  $(n-1)$  таких уравнений (корпус принимается за нулевое звено). Разрешая их совместно относительно угловых скоростей звеньев механизма, получаем аналитические выражения вида:

$$\begin{aligned} \frac{d\varphi_1}{dt} &= f_1(t), \\ \frac{d\varphi_2}{dt} &= f_2(\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \dots, \varphi_n, \omega_1), \\ \frac{d\varphi_3}{dt} &= f_3(\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \dots, \varphi_n, \omega_1, \omega_2), \\ &\dots \\ \frac{d\varphi_{n-1}}{dt} &= f_{n-1}(\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \dots, \varphi_{n-1}, \omega_1, \omega_2, \omega_3, \dots, \omega_{n-2}). \end{aligned} \quad (2)$$

где  $\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_{n-1}$  – углы, образуемые звеньями механизма с осью  $Ox$ ;  $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \dots, \omega_{n-1}$  – угловые скорости звеньев.

При составлении уравнения кинематики стопы принимается во внимание, что в фазе опоры на грунт ее угловая скорость  $\omega_n = 0$ , а в фазе переноса вследствие трения в шарнире стопы  $\omega_n = \omega_k$ , где  $\omega_k$  – угловая скорость опорного звена к которому крепится стопа. Поэтому уравнение (в случае стопы малой длины) имеет вид:

$$\frac{d\varphi_n}{dt} = q\omega_k, \quad (3)$$

где  $q(t)$  – функция описывающая состояние ноги, принимающая лишь два значения: 0 при опоре ноги на грунт и 1 при переносе ноги.

Если стопы лыжеобразной формы, то в фазе переноса при малых значениях высоты шага возможен контакт носка или пятки стопы с грунтом и их движение юзом. Угловая скорость стопы в этих случаях определяется величиной и направлением  $v_{Cy}$  и  $\omega_k$  (см. табл.), где  $v_{Cy}$  – проекция скорости опорной точки механизма шагания на ось  $Oy$ . Стрелками показано направление движения.

Таблица

**Угловая скорость стопы в фазе переноса при контакте носка или пятки стопы (точки  $D'$  и  $D''$  соответственно) с грунтом**

<p>a)</p>	<p>a)</p>	$\omega_n = \omega_k$
<p>б)</p>	<p>б)</p>	$\omega_n = \begin{cases} \frac{v_{Cy}}{l_n \cos \varphi_n} & \text{при } v_{Cy} \leq \omega_k l_n \cos \varphi_n \\ \omega_k & \text{при } v_{Cy} > \omega_k l_n \cos \varphi_n \end{cases}$
<p>B)</p>	<p>B)</p>	$\omega_n = \begin{cases} \frac{v_{Cy}}{l_n \cos \varphi_n} & \text{при } v_{Cy} \geq \omega_k l_n \cos \varphi_n \\ \omega_k & \text{при } v_{Cy} < \omega_k l_n \cos \varphi_n \end{cases}$
<p>Г)</p>	<p>Г)</p>	$\omega_n = \frac{v_{Cy}}{l_n \cos \varphi_n}$

Случаи (а) и (б) характерны для отрыва стопы от грунта, а (в) и (г) при опускании стопы на грунт.

Значения функции  $q(t)$  определяются взаимным расположением опорных точек, работающих в противофазе механизма шагания. Поэтому для решения поставленной задачи необходимо составить дифференциальные уравнения (2) и (3) для обоих спаренных механизмов шагания.

Уравнения (2) и (3) совместно с аналогичными уравнениями для парного (работающего в противофазе) механизма шагания, образуют систему дифференциальных уравнений, интегрирование которой решает задачу о движении шагающего движителя, включая стопы. Система описывает движение механизма в избыточном наборе переменных. Поэтому начальные значения всех углов предварительно вычисляются для заданного  $\varphi_1(0)$ . Проинтегрировав эту систему дифференциальных уравнений при заданных начальных значениях углов поворота звеньев, получаем значения углов наклона стопы для разных позиций механизма.

Например, для шагающего движителя на базе спаренных и работающих в противофазе 4-х звенных механизмов шагания (рис. 2) система дифференциальных уравнений (2) и (3) приводится к виду:

$$\begin{aligned} \frac{d\varphi_{1j}}{dt} &= \omega_1 = const, \\ \frac{d\varphi_{2j}}{dt} &= \frac{l_1 \sin(\varphi_{1j} - \varphi_{3j})}{l_2 \sin(\varphi_{3j} - \varphi_{2j})} \omega_1, \\ \frac{d\varphi_{3j}}{dt} &= \frac{l_1 \sin(\varphi_{2j} - \varphi_{1j})}{l_3 \sin(\varphi_{3j} - \varphi_{2j})} \omega_1, \\ \frac{d\varphi_{4j}}{dt} &= \begin{cases} q_j \omega_{2j} \text{ нуи} \begin{cases} y_{Dj} > \sum_{j=1}^2 q_j y_{Cj} \text{ и } y_{Dj} > \sum_{j=1}^2 q_j y_{Cj}, \\ y_{Dj} = \sum_{j=1}^2 q_j y_{Cj} \text{ и } v_{Cjy} + \omega_{2j} l_4 \cos \varphi_{4j} > 0, \\ y_{Dj} = \sum_{j=1}^2 q_j y_{Cj} \text{ и } v_{Cjy} - \omega_{2j} l_4 \cos \varphi_{4j} > 0, \end{cases} \\ q_j \frac{v_{Cjy}}{l_4 \cos \varphi_{4j}} \text{ нуи} \begin{cases} y_{Dj} = \sum_{j=1}^2 q_j y_{Cj} \text{ и } v_{Cjy} + \omega_{2j} l_4 \cos \varphi_{4j} \leq 0, \\ y_{Dj} = \sum_{j=1}^2 q_j y_{Cj} \text{ и } v_{Cjy} - \omega_{2j} l_4 \cos \varphi_{4j} \leq 0, \end{cases} \end{cases} \end{aligned} \quad (4)$$

где  $\varphi_{ij}$  и  $\omega_{ij}$  – соответственно угол поворота и угловая скорость  $i$ -го звена  $j$ -го механизма шагания ( $i = 1, 2, 3, 4; j = 1, 2$ );  $\omega_1$  – угловая скорость ведущих кривошипов;  $l_i$  – расстояние между узловыми точками  $i$ -го звена;  $q_j(t)$  – функция описывающая состояние ноги (механизма шагания) с номером  $j$ ,  $y_{Cj}$  и  $y_{Dj}$ ,  $y_{Dj}$  – координаты опорных точек  $j$ -го механизма шагания и носка и пятки  $j$ -той стопы соответственно;  $v_{Cjy}$  – вертикальные составляющие скоростей опорных точек в абсолютном движении.

Уравнения системы (4) для угловых скоростей 2-го и 3-го звеньев механизмов шагания получаются из совместного рассмотрения условий:

$$v_{O_1jx}^{(r)} = -\sum_{i=1}^3 \omega_{ij} l_i \sin \varphi_{ij} = 0,$$

$$v_{O_1jy}^{(r)} = \sum_{i=1}^3 \omega_{ij} l_i \cos \varphi_{ij} = 0,$$
(5)

где  $v_{O_1jx}^{(r)}$  и  $v_{O_1jy}^{(r)}$  – проекции скорости точки  $O_1 j$ -го механизма шагания в относительном движении в системе отсчета связанной с корпусом. При вычислении скорости точки  $O_1$  последовательно находились скорости точек в соответствии с графом  $O \rightarrow A \rightarrow B \rightarrow O_1$ .

Последние уравнения системы определяет угловую скорость стоп. Здесь функция  $q_j$  принимает значения:

$$q_1 = \begin{cases} 0 & \text{при } y_{C1} \leq y_{C2}, \\ 1 & \text{при } y_{C1} > y_{C2}, \end{cases}$$

$$q_2 = \begin{cases} 0 & \text{при } y_{C2} \leq y_{C1}, \\ 1 & \text{при } y_{C2} > y_{C1}. \end{cases}$$
(6)

Вертикальные координаты опорных точек  $C_j$  в системе отсчета, связанной с корпусом и точек  $D'_j$  и  $D''_j$  стоп вычисляются, соответственно, по формулам:

$$y_{Cj} = l_1 \sin \varphi_{1j} + AC \sin(\varphi_{2j} - \alpha),$$
(7)

$$y_{D'_j} = y_{Cj} + l_4 \sin \varphi_{4j},$$

$$y_{D''_j} = y_{Cj} + l_4 \sin(\varphi_{4j} + \pi).$$
(8)

Вертикальные составляющие абсолютных скоростей  $v_{Cjy}$  опорных точек складываются из вертикальных составляющих относительной и переносной скорости  $v_{Cjy}^{(r)}$  и  $v_{Cjy}^{(e)}$ . В случае недеформируемого грунта  $v_{Cjy}^{(e)}$  равна, взятой с обратным знаком относительной скорости по оси  $Oy$  опорной точки.

Система уравнений (4) с учетом (6-8), позволяет определить угол наклона стопы  $\varphi_4$  в любом положении механизма. Изменения угла наклона стопы  $\varphi_4$  рассматриваемого механизма шагания за цикл в зависимости от угла поворота кривошипа  $\varphi_1$  при прямом и реверсивном движении машины, полученные путем численного интегрирования системы дифференциальных уравнений (4), представлены на рис. 3. Стрелками показано направление движения опорной точки по траектории.

Без ухудшения основных параметров механизма шагания сложно обеспечить подъем носка стопы в течение всего переноса. Поэтому в процессе синтеза движителя допускался перенос стопы с опущенным носком (до 0,2 рад) в начале фазы переноса (в первой четверти шага). Так при реверсивном движении (рис. 3б) на участке  $BC$  угол  $\varphi_4 < 0$  (носок опущен).

Система пассивной адаптации стопы работает следующим образом. На участке  $AB$  траектории (см. рис. 2,б и 3,а) стопа находится в фазе опоры на грунт. При выходе из опоры на грунт – участок  $BC$  траектории, стопа 4 расположена под углом  $\alpha_1$  к криволинейной опоре 2. В фазе переноса – участок  $CD$  траектории, угол  $\alpha_1$  не изменяется, так как трение препятствует повороту стопы вокруг оси шарнира. В результате носок стопы при переносе будет приподнят ( $\varphi_4 > 0$ ). Если стопа лыжеобразной формы, то при малых значениях высоты шага, в начале фазы переноса – в точке  $C$  траектории, возможен контакт пятки стопы с грунтом. В этом случае стопа повернется и угол  $\alpha_1$  уменьшится до  $\alpha_2$ . Но и при этом носок стопы в фазе переноса будет поднят, хотя и в меньшей сте-

пени. После переноса, стопа – на участке  $DA$  траектории, опускается на грунт. Угол  $\alpha_2$  уменьшается до  $\alpha_3$ , а угол  $\varphi_4$  становится равным нулю.

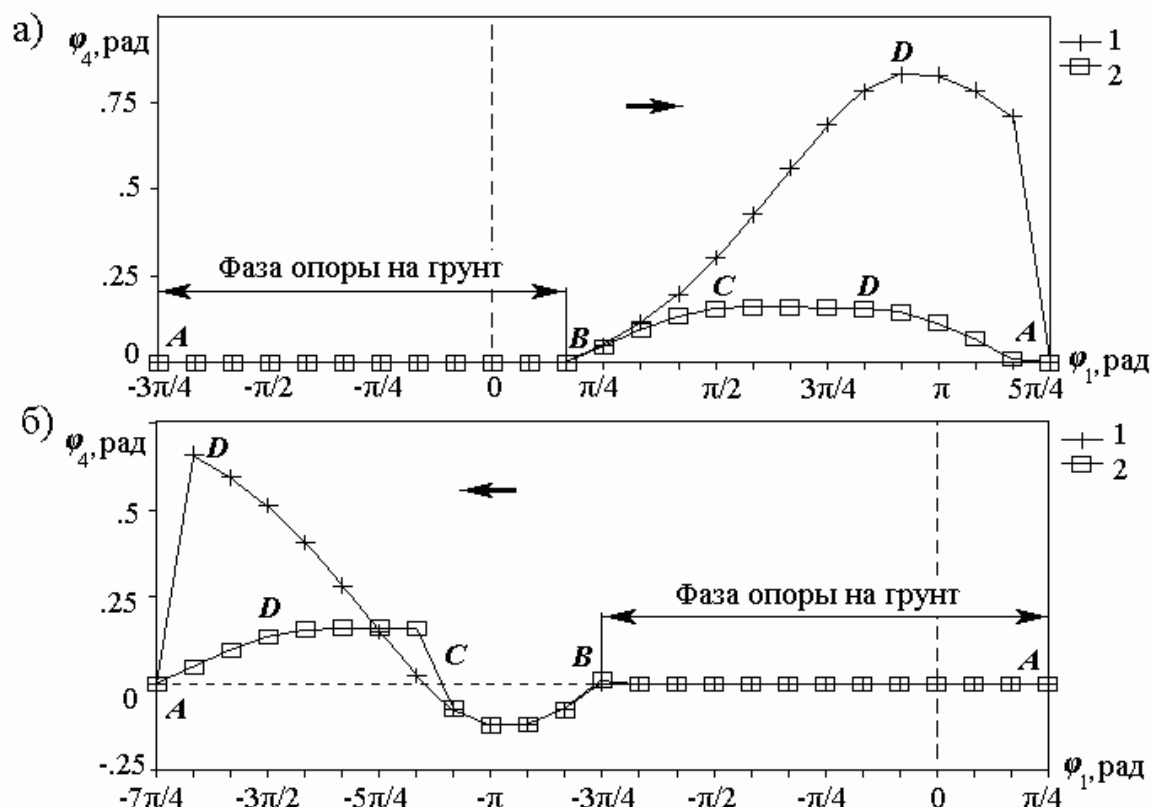


Рис. 3. Изменение угла наклона стопы  $\varphi_4$  за цикл при прямом (а) и реверсивном (б) движении машины для стопы с неазвитой опорной поверхностью (кривые 1) и для симметрично расположенной лыжеобразной стопы ( $l_f=1,6$  м) (кривые 2)

Подъем носка стопы осуществляется и при реверсивном движении (задним ходом) (рис. 2,в, 3,б). В этом случае, после фазы опоры на грунт  $AB$ , поворот стопы 4 от угла  $\beta_1$  до угла  $\beta_2$  (по отношению к Г-образному шатуну 2) происходит сразу же после выхода стопы из зацепления с грунтом – из опоры на грунт сначала выходит пятка, а затем носок стопы. В результате на участке  $BC$  траектории будет  $\varphi_4 < 0$ , но затем в точке  $C$  траектории угол  $\varphi_4$  снова становится больше нуля. Участок  $BC$  траектории по времени занимает приблизительно 1/3 фазы переноса, однако перемещение стопы в курсовом направлении за это времени не превышает 10% от длины шага, причем по участку, где уже прошла парная стопа. Поэтому это не может оказать существенного влияния на профильную проходимость машины. В основной части фазы переноса носок стопы по-прежнему остается приподнятым. После переноса, стопа – на участке  $DA$  траектории, опускается на грунт. Угол  $\beta_2$  увеличивается до  $\beta_3$ , а угол  $\varphi_4$  становится равным нулю.

Пассивная адаптация стопы повышает возможности шагающей машины по приспособляемости к неровностям грунта; она дает возможность преодолевать препятствия, более чем в вдвое, превышающие высоту подъема опорной точки механизма шагания. Опытному образцу робототехнического комплекса при максимальной высоте подъема опорной точки механизма шагания 0,125 м удавалось, после некоторого маневрирования, преодолевать препятствия высотой до 0,35 м (рис. 4).



*Рис. 4. Преодоление локального препятствия (высота препятствия около 0,35 м)*

При соответствующем управлении машина может преодолеть (в 2-3 шага) препятствия и большей высоты. Оценивая профильную проходимость, следует иметь в виду, что она будет зависеть от начального положения опорных точек шагающих движителей на профиле. Кроме того, геометрические возможности шагающего движителя по преодолению препятствия не всегда реализуются из-за ограниченной мощности силовой установки. Поэтому, успешное преодоление препятствия зачастую зависит от выбора алгоритма поведения машины при его прохождении.

Таким образом, за счет пассивного управления стопой в фазе переноса возможности по адаптивности (приспособляемости) к опорной поверхности и профильная проходимость шагающих машин с движителями на базе простых и надежных одностепенных цикловых механизмов шагания могут быть существенно расширены. Это позволит шагающим машинам рассматриваемого типа найти применение при внедрении новых почвосберегающих технологий в лесном и сельском хозяйстве, при проведении аварийно-спасательных работ в экстремальных условиях и других сложных условиях.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Чернышев В.В.** Опыт использования шагающей машины для ликвидации аварийного разлива нефти//Безопасность жизнедеятельности.–2003.–№5.–С.28–30.
2. Мобильный робототехнический комплекс на базе многоопорной шагающей машины: динамика движений /**Брискин Е.С., Чернышев В.В., Малолетов А.В., Тельдеков А.В.** //Мехатроника: Механика. Автоматика. Электроника. Автоматика. – 2001. – №3. – С. 19–27.
3. **Брискин Е.С., Чернышев В.В.** Экспериментальные исследования динамики многоопорной шагающей машины с движителями лямбдаобразного типа. Известия вузов. Машиностроение, №4, 1999. С. 32–37.
4. On ground and profile practicability of multi-legged walking machines/**Брискин Е.С., Чернышев В.В., Малолетов А.В.** и др.//Climbing and Walking Robots: Proc. of the 4th Int. Conf. CLAWAR 2001.–London, 2001.– С.1005–1012. – Англ.
5. **Бессонов А.П., Умнов Н.В.** Вопросы механики движителей шагающих машин. –В кн.: «I Всес. конференция по механике и управлению движением шагающих машин» –Волгоград, 1988.–С.9–11.
6. Шагающая опора для транспортных средств повышенной проходимости: Пат. 2156711 РФ, МКИ 7 В 62 D 57/032 /**Охоцимский Д.Е., Брискин Е.С., Чернышев В.В., Шерстобитов С.В.**; ВолгГТУ.– 2000



7. **Брискин Е.С., Чернышев В.В., Жога В.В., Малолетов А.В., Савин А.Ю.** Повышение профильной проходимости и адаптивности шагающих машин с двигателями на базе цикловых механизмов // *Экстремальная робототехника: Материалы XIII науч.-техн. конференции /СПбГПУ, ЦНИИ робототехники и технической кибернетики.* – СПб., 2003. – С.125–132.

*Поступила в редакцию 9.07.2003*

*После доработки 17.01.2004*

УДК 621.396

*Л.А. БЫЧЕНКО, В.А.ТЕРЕШИН*

## О МЕТОДИКЕ ВЫСТАВКИ ОПОР БРОНИРОВОЧНОЙ МАШИНЫ

Проблема идентификации объектов, в частности в машиностроении, хорошо известна. Разработаны методы пассивных и активных экспериментов [1], их статистической обработки, оптимизации, учета чувствительности к погрешностям измерений и так далее. Огромное значение для идентификации объектов имеют теоретические исследования и их взаимодействия с экспериментами. Однако, в условиях высокой стоимости или длительности каждого эксперимента, встает проблема оценки передаточной функции объекта по минимальному числу испытаний. В данной работе приводится алгоритм идентификации линейных статических многомерных объектов не учитывающий ошибок измерений.

Запишем связь между параметрами управления  $u_i$  и параметрами наблюдения  $X_i$  в следующем виде

$$x_i = Au_i + b, \quad (1)$$

где  $i$  - номер эксперимента;  $x_i$  и  $u_i$  - измеренные столбцы размерности  $n \times 1$ ;  $A_{n \times n}$  и  $b_{n \times 1}$  - постоянные матрицы, характеризующие свойства объекта управления и подлежащие определению. Перепишем (1) в расширенной форме

$$X_i = BU_i, \quad (2)$$

где

$$X_i = [x_i; 1]^T; \quad U_i = [u_i; 1]^T; \quad B = \begin{bmatrix} A_{n \times n} & b_{n \times 1} \\ \{0\}_{1 \times n} & 1 \end{bmatrix}.$$

Неизвестные  $A$  и  $b$  могут быть найдены из матрицы  $B$ . Для ее отыскания объединим матричные уравнения (2) при  $i = 1, 2, \dots, n+1$  в одно

$$X = BU, \quad (3)$$

где

$$X = [X_1 X_2 \dots X_{n+1}]; \quad U = [U_1 U_2 \dots U_{n+1}].$$

При неособенной матрице  $U$  из (3) следует выражение для искомой матрицы

$$B = XU^{-1}. \quad (4)$$

Последнее равенство обуславливает требования к массиву значений параметров управления. Рассмотрим применение этой методики при выставке опор бронировочной машины.

Клеть бронировочной машины представляет собой девять параллельно расположенных дисков, закрепленных на полом металлическом валу, проходящем через их центры. Каждый диск, кроме первого, опирается на два опорных катка. Положение каждого опорного катка в горизонтальном направлении выставляется при помощи винта. Поворачивая  $n$ -й винт, можно регулировать отклонение оси вращения  $n$ -ой опоры от номинального положения и, таким образом, влиять на положение  $n$ -ого диска. Однако при этом смещаются и остальные диски.

Рассмотрим процесс регулировки опор бронировочной машины с целью выведения центров всех дисков на требуемую прямую в пределах допуска. Измерим координаты положения всех дисков  $X_1$  и всех опор  $U_1$ . Результаты измерений запишем в виде:  $X_1 = B \times U_1$ . Затем несколько сместим опоры и повторим измерения  $X_2 = B \times U_2$ . Таких экспериментов следует провести не менее чем  $(n + 1)$ , где  $n = 16$  — количество опор (параметров управления). Из всех экспериментов можно составить следующее матричное равенство:

$$[X_1 \ X_2 \ \dots \ X_{n+1}]_{(n+1) \times (n+1)} = B_{(n+1) \times (n+1)} \times [U_1 \ U_2 \ \dots \ U_{n+1}]_{(n+1) \times (n+1)}. \quad (5)$$

Таким образом, на основании проведенных измерений из (4) можно получить матрицу  $B$ . Матрица  $X$  имеет следующий вид

$$X = \begin{pmatrix} X_{1,1} & \dots & X_{n+1,1} \\ \dots & X_{j,i} & \dots \\ X_{1,n} & \dots & X_{n+1,n} \\ 1 & 1 & 1 \end{pmatrix}_{(n+1) \times (n+1)}, \quad (6)$$

где первый индекс означает номер эксперимента, а второй — порядковый номер параметра наблюдения (координаты центра одного из восьми дисков в поперечном направлении). Матрица  $U$  выглядит аналогично.

Для того чтобы выставить клеть нужным образом, необходимо составить столбец «требуемых» значений  $x^{TP}$ . Тогда столбец «требуемых» значений  $u^{TP}$  определяется из выражения:

$$u^{TP} = B^{-1} \times x^{TP} = U \times X^{-1} \times x^{TP}. \quad (7)$$

Такой метод выставления клетки имеет смысл, только при выполнении принципа суперпозиции и прямой пропорциональности.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Первозванский А.А.** Курс теории автоматического управления: Учеб. пособ.- М.: Наука, 1986.- 616 с.

Поступила в редакцию 8.12.2003  
После доработки 9.01.2004