

Об одном из возможных подходов к управлению маневром многозвенных колесных платформ

С.Д. Попов¹

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва 105005, Россия

Предложен один из возможных подходов к построению алгоритма управления относительным перемещением звеньев многоопорных многозвенных колесных платформ. В частности, описаны предпосылки для построения автоматической системы траекторного управления передвижением многозвенного многоопорного колесного агрегата, необходимые для обеспечения функционирования такой системы.

E-mail: unesco-tvet-01@yandex.ru

Ключевые слова: многозвенные транспортные средства, траекторное управление, математическая модель, алгоритмы управления.

В промышленности, строительстве и других отраслях систематически возникает необходимость транспортировки крупногабаритных изделий по дорогам, на технологических площадках и в производственных корпусах предприятий. Условиями, существенно усложняющими создание такого агрегата, являются сложные траектории перемещения груза, тесное пространство для маневрирования внутри производственных помещений и одновременно необходимость передвижения груза с большой парусностью по открытым пространствам на достаточно большие расстояния. При этом, как правило, скорость передвижения груза сравнительно невелика, а его горизонтальная проекция часто имеет сложную конфигурацию, что отражается на общей компоновке агрегата.

Для решения подобных задач ведущие фирмы применяют самоходные агрегаты особо большой грузоподъемности, формируемые на основе самоходных колесных модулей, что позволяет составить мобильную платформу практически любого размера и формы с грузоподъемностью до нескольких тысяч тонн [1]. Например, модули MSPE фирмы Cometto могут работать на гипотетическом квадрате 200×200 м, перевозя груз массой до 5 000 т. Характерные габаритные размеры подобного модуля $2\,430 \times 3\,000$ мм.

Электронная система управления поворотом модуля или группы модулей в принципе позволяет легко выполнять различные маневры транспортной системы с любым числом составляющих модулей. При этом потенциально возможна реализация разнообразных режимов поворота — нормальный (по заданному радиусу), параллельный, диагональный, “карусель” и др. Система дистанционного управления позволяет управлять движением платформы с любым числом моду-

лей, даже если они не соединены между собой непосредственно, а находятся на некотором расстоянии один от другого. В большинстве случаев для организации маневра такого агрегата поворачивают каждую или большинство опорных стоек модулей с помощью индивидуальных рулевых агрегатов (чаще всего, электрогидромеханического типа), объединенных в общую для всего агрегата систему управления маневрированием.

Для обеспечения функционирования такой системы необходимо, в частности, сформировать предпосылки для построения автоматической системы траекторного управления передвижением многозвенного многоопорного колесного агрегата.

В большинстве случаев маневром агрегата управляет оператор (водитель) в ручном режиме, причем чаще всего обеспечивается реализация двух вариантов управления движением: из кабины, расположенной в носовой части агрегата, и извне с помощью переносного пульта управления и индикации (связь с бортовыми системами агрегата осуществляется по радиоканалу или по кабелю). При маневрировании агрегата часто предусматривается наличие наблюдателей, следящих за движением его характерных точек и оснащенных средствами оперативной радиосвязи с оператором (водителем).

Система управления маневром должна обеспечивать реализацию передвижения каждого из опорных модулей и агрегата в целом по различным сложным пространственным траекториям, в том числе по нормали к ориентации его продольной оси (поперек продольной оси, так называемое облическое движение или движение “крабом”).

Как правило, агрегаты способны двигаться с полной нагрузкой по дорогам I—IV технической категории (СНиП 2.05.02—85*) с твердым сухим асфальтобетонным покрытием летом, а также покрытым слоем снега зимой. Обычно предусматривается возможность движения при ветре, в том числе порывистом, с различными курсовыми углами и средней скоростью до 20 м/с.

Агрегаты, как правило, передвигаются по заранее разведанным и подготовленным маршрутам, однако дороги, по которым осуществляется их перемещение, могут иметь незначительные продольные (до 5...8°) и поперечные (1...2°) уклоны. Скорость их передвижения обычно невелика и с полной нагрузкой на дорогах I—IV технической категории с сухим асфальто-бетонным покрытием в безветренную погоду составляет, как правило, 10...15 км/ч.

К точности траекторного управления движением агрегата обычно предъявляют достаточно высокие требования. В отдельных случаях необходимо обеспечивать точность позиционирования крайних точек агрегата или перевозимого груза $\pm(1...2)$ см.

Одним из наиболее характерных, но сложных для практической реализации случаев движения является такой вариант маневрирования, при котором оператор (водитель) задает перемещение головного модуля вдоль опорной поверхности, а все последующие модули сле-

дуют за ним, повторяя (в каком-то определенном смысле) его движение или заданным образом соотнося свое перемещение с перемещением головного звена. По такому принципу передвигается, например, длинный многозвенный автопоезд по извилистой узкой дороге.

Наиболее общим и сложным для описания является вариант схемы агрегата, в котором модули связаны между собой жесткими дышлами, шарнирно соединенными с каждым из модулей, а взаимное перемещение модулей обеспечивается путем согласованного поворота их опорных стоек. При взаимном перемещении модулей такого агрегата расстояние между ними может изменяться, но не произвольно, а с учетом ограничения, задаваемого наличием жесткого дышла с постоянной длиной. Тяговый привод модуля обеспечивает преодоление сопротивления его движению, а также (при необходимости) адаптируется к особенностям движения модуля по траектории. Управление тяговым приводом и приводами поворота опорно-ходовых стоек каждого модуля организуется на основе бортового вычислительного комплекса, образованного объединенными в сеть периферийными микроконтроллерами устройствами.

Для обеспечения разработки такой системы управления необходимо решить следующие задачи:

- 1) оценить параметры маневренности самоходного транспортного модуля и агрегата в целом;
- 2) провести математическое моделирование криволинейного движения самоходного транспортного модуля и агрегата в целом;
- 3) разработать предложения по алгоритму управления поворотом колес и тяговым приводом ведущих колес самоходного транспортного модуля и агрегата в целом.

Промежуточными являются оценка сопротивления движению модуля с учетом его зависимости от использованной концепции траекторного управления (в данной работе не рассматривается), а также моделирование криволинейного движения самоходной многоопорной колесной тележки.

Для решения второй задачи рассмотрим четырехопорный самоходный модуль, оборудованный автономной системой траекторного управления, при которой изменение положения в пространстве характерной точки платформы модуля и его курсового угла обеспечивается путем взаимосвязанного поворота каждой из четырех опорных колесных стоек вокруг их вертикальных осей. Для этого каждая стойка оборудована индивидуальным электрогидромеханическим рулевым агрегатом, способным обеспечить ее разворот на углы $\pm 90^\circ$ с предельной угловой скоростью $0,4$ рад/с при любой скорости движения модуля в заданных пределах и заданных внешних условиях. Задача о реализации необходимого траекторного управления решается согласованным вращательным движением всех четырех стоек. Это движение, в свою очередь, обеспечивается бортовым вычислительным устройством, реализующим некоторый способ управления

и задающим в соответствии с ним параметры поворота каждой из стоек.

Предполагается, что бортовая система траекторного управления способна реализовать движение модуля в соответствии с внешним командным управлением (оператор наблюдает за движением модуля, решает задачу о его движении, использует для связи с бортовой системой управления кабельный канал или радиоканал) или в составе мультимодульного транспортно-технологического агрегата.

В первом случае могут быть использованы методы теории движения специальных колесных шасси, хотя это отдельная задача. Тем не менее она не имеет концептуальной сложности и достаточно глубоко исследована в работах МГТУ им. Н.Э. Баумана, направленных на создание всеколесного рулевого управления многоосных шасси с электрогидравлическими дистанционными рулевыми приводами [2, 3].

Второй случай исследован менее глубоко, причем решение в значительной степени определяется общим замыслом траекторного управления агрегатом и его принципиальной схемой. В этом отношении едва ли можно получить достаточно простое общее решение, пригодное для реализации на всех или большинстве возможных вариантов мультимодульных транспортно-технологических агрегатов.

В данной работе предлагается оборудование самоходного модуля системой управления, которая позволяла бы обеспечить его траекторное управление в составе следующего экспериментального автопоезда (рис. 1):

- головное колесное звено (тягач), оборудованное традиционной автомобильной системой рулевого управления и управляемое водителем, находящимся на его борту;

- третье колесное звено (разрабатываемый модуль), оборудованное автономной энергоустановкой, трансмиссией и системой траекторного управления;

- второе звено (дышло), соединяющее между собой тягач и модуль и тем самым ограничивающее свободу их взаимного перемещения.

Дышло имеет два двухстепенных шарнира, один из которых установлен на кормовой балке несущей системы тягача, а второй — на носовой балке платформы модуля. Длина дышла не изменяется.

Траекторное управление модулем осуществляется путем согласованного поворота колесных стоек вокруг их вертикальных осей с помощью индивидуальных электромеханических рулевых агрегатов, объединенных бортовой системой траекторного управления (которая, в свою очередь, является составной частью общей бортовой системы управления движением модуля).

Концепция управления агрегатом принципиально определяет подходы к построению системы управления. В данном случае предлагается реализовать выполнение следующего требования: прицепное звено должно следовать по траектории тягача (без последующей более детальной конкретизации этого положения).

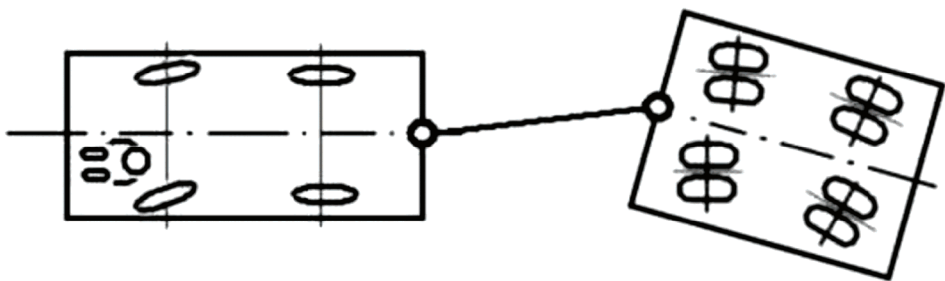


Рис. 1. Принципиальная схема автопоезда (при произвольном относительном положении звеньев)

Будем считать, что траектория движения тягача известна. Это означает, что в неподвижной системе координат, связанной с землей, известны траектория движения любой его характерной точки, связанной с корпусом тягача (который предполагается недеформируемым), и угол поворота продольной оси, связанной с этой точкой, относительно осей неподвижной системы координат. Следует конкретизировать представление о том, что понимать под выражением “следовать по траектории тягача”, так как здесь возможно множество трактовок и представлений. Например, можно требовать совпадения колеи тягача и прицепа, но это реализуемо только в крайне редких случаях и требует согласования между собой геометрии тягача и прицепа, что выполняется далеко не всегда.

Если исходить из стремления получить простую систему управления, то следует рассматривать ее одноканальные варианты. В этом отношении наиболее очевидным кажется вариант, при котором характерная точка модуля повторяет траекторию движения характерной точки тягача. При таком подходе задача распадается на две независимые подзадачи:

- построение траектории движения характерной точки тягача в неподвижной системе координат на основании той инструментальной информации, которая может быть получена бортовыми средствами измерений тягача;

- формирование концепции управления, которая, воздействуя на поворот стоек, обеспечит следование характерной точки модуля по траектории тягача.

Первая подзадача может быть решена с привлечением внешней опорной информации о текущем положении тягача или с использованием информации о состоянии бортовых систем тягача и их изменении во времени. Последний вариант при решении прикладных задач, в том числе навигационных, обычно не рассматривают.

Траектория точки может быть восстановлена методами дифференциальной геометрии, если известна ее кривизна k , определяемая по формуле

$$k = \frac{1}{\rho} = \frac{d^2 y / dx^2}{\sqrt{1 + (dy/dx)^2}}, \quad (1)$$

где ρ — радиус кривизны траектории; x, y — координаты точки на траектории.

Полагая $dy/dx = F(x)$, получаем систему дифференциальных уравнений

$$\frac{dF(x)}{dx} = \frac{\sqrt{1 + (F(x))^2}}{\rho(t)}; \quad (2)$$

$$\frac{dy}{dx} = F(x).$$

Для интегрирования этой системы уравнений необходимо с помощью бортовой информационной системы получить информацию о входящих в нее функциях в реальном масштабе времени. Теория движения специальных колесных машин располагает методикой определения радиуса кривизны траектории произвольной точки корпуса однозвенного многоосного шасси с использованием информации о состоянии его компонентов относительно связанной системы координат.

Обычно вначале переходят от многоколейной расчетной схемы колесной машины к одноколейной (велосипедной), что существенно упрощает решение задачи и построение алгоритмов. При этом особое значение приобретает подход к выбору координатных систем и формированию схемы индексов. В данном случае использован подход, принятый в работе [3] и несколько отличающийся от обычно применяемого в традиционных исследованиях по теории автомобиля (рис. 2).

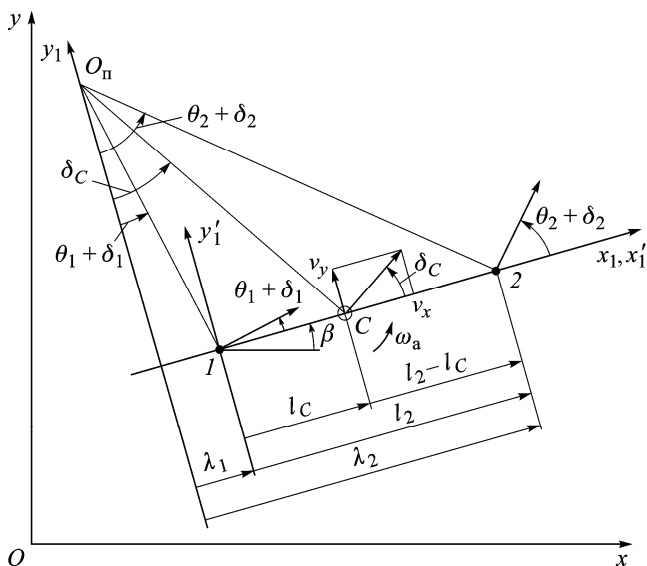


Рис. 2. Схема поворота головного звена автопоезда

При переходе к велосипедной схеме возникают незначительные трудности с разделением средних углов поворота приведенных колес и приведенных углов бокового увода. Кроме того, при больших углах поворота колес начинают проявляться ошибки, которые вызваны традиционно проводимым упрощением расчетных формул, ориентированным на углы поворота управляемых колес, в среднем не превышающие 14° . Эти сложности достаточно легко преодолеваются [3].

Кривизна траектории произвольной точки продольной оси машины (рис. 3) может быть определена по формуле

$$\tilde{\rho}_i = A_i(\theta_1^*; \theta_n^*; \tilde{l}_i) + B_i(\theta_1^*; \theta_n^*; \tilde{l}_i) \frac{b_n}{v_a(t)} \frac{d\theta_1^*}{dt} + C_i(\theta_1^*; \theta_n^*; \tilde{l}_i) \frac{l_1}{v_a(t)} \frac{d\theta_n^*}{dt}. \quad (3)$$

Здесь

$$A_i(\theta_1^*; \theta_n^*; \tilde{l}_i) = \frac{t_n - t_1}{\sqrt{1 + t_1^2 - \tilde{l}_i(t_1^2 - t_n^2) - \tilde{l}_i(1 - \tilde{l}_i)(t_1 - t_n)^2}};$$

$$B_i(\theta_1^*; \theta_n^*; \tilde{l}_i) = \frac{(1 - \tilde{l}_i)(1 + t_1^2)}{\sqrt{[1 + t_1^2 - \tilde{l}_i(t_1^2 - t_n^2) - \tilde{l}_i(1 - \tilde{l}_i)(t_1 - t_n)^2]^3}};$$

$$C_i(\theta_1^*; \theta_n^*; \tilde{l}_i) = \frac{\tilde{l}_i(1 + t_n^2)}{\sqrt{[1 + t_1^2 - \tilde{l}_i(t_1^2 - t_n^2) - \tilde{l}_i(1 - \tilde{l}_i)(t_1 - t_n)^2]^3}};$$

θ_i^* — угол между вектором скорости точки i и продольной осью тягача, $\theta_i^* = \theta_i + \delta_i$; \tilde{l}_i — относительное расстояние от точки на продольной оси тягача с индексом 1 до точки с индексом i ; $l_n = L$ — расстояние между крайними осями тягача (база тягача); t_i — тангенс угла θ_i^* , $i = \overline{1, n}$; v_a — скорость тягача (скорость центра масс тягача).

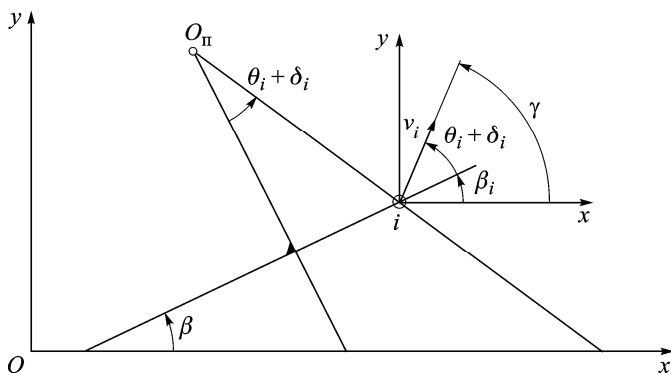


Рис. 3. Схема определения кривизны траектории произвольной точки продольной оси тягача

С системных позиций модель движения тягача может быть представлена блоком с двумя или тремя входами и одним выходом (рис. 4).

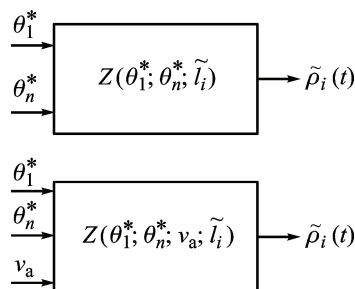


Рис. 4. Представление модели криволинейного движения тягача

Отметим, что в выражении (3) все величины можно определить инструментальными методами с помощью датчиков, установленных на корпусе машины, за исключением функций углов бокового увода, а также скорости движения тягача, которую можно определить косвенным путем, зная моменты на ведущих колесах и частоту их вращения. Для нахождения скорости тягача в зависимости от времени можно использовать метод “усредненного” колеса [3], а при расчете применять данные по шинам, полученные с помощью соответствующих расчетных формул, а также данных, приведенных в технических характеристиках тягача и его составных частей. Проблема с учетом увода может быть решена путем исключения из рассмотрения скоростной составляющей поворотливости тягача, имея в виду его перемещение с относительно малыми скоростями (не более 5...10 км/ч) [4]:

$$v_a \approx 0 \rightarrow (\delta_n - \delta_1)_{исх} = - \left[\frac{M_{соп}}{L} \left(\frac{1}{K_{yn}} + \frac{1}{K_{y1}} \right) - \left(\frac{R_{xn}}{K_{yn}} \theta_n + \frac{R_{x1}}{K_{y1}} \theta_1 \right) + \left(\frac{P_{f_{грn}}}{K_{yn}} \theta_n - \frac{P_{f_{гр1}}}{K_{y1}} \theta_1 \right) \right], \quad (4)$$

где $(\delta_n - \delta_1)$ — разность углов увода крайних осей тягача; $M_{соп}$ — момент сопротивления повороту тягача; L — база тягача; K_{yn} , K_{y1} — коэффициент сопротивления боковому уводу соответственно кормовой и носовой осей тягача; R_{xn} , R_{x1} — продольная сила, действующая соответственно на кормовую и носовую оси тягача; θ_n , θ_1 — углы поворота плоскости качения соответственно кормового и носового “усредненного” колеса относительно продольной оси тягача; $P_{f_{грn}}$, $P_{f_{гр1}}$ — сила сопротивления движению соответственно кормовой и носовой осей тягача.

При малых скоростях движения можно выделить исходную поворачиваемость как отдельный аддитивный член в структуре общей поворачиваемости тягача, принимая

$$\tilde{\rho}_{C_{\text{исх}}} = - \left[\frac{M_{\text{сопр к}}}{L} \left(\frac{1}{K_{yn}} + \frac{1}{K_{yl}} \right) - \left(\frac{R_{xn}}{K_{yn}} \theta_n + \frac{R_{xl}}{K_{yl}} \theta_l \right) + \left(\frac{P_{f_{\text{гр}n}}}{K_{yn}} \theta_n - \frac{P_{f_{\text{гр}l}}}{K_{yl}} \theta_l \right) \right]. \quad (5)$$

Приводя выражение (5) к “усредненному” колесу, можно получить для небольших скоростей движения следующую приближенную формулу:

$$\tilde{\rho}_{C_{\text{исх}}} = - \frac{2nM_{\text{сопр к}} \tilde{\rho}}{L \left(\tilde{\rho} + 0,15 \frac{L}{b_k} \right)} \left(\frac{1}{K_{yn}} + \frac{1}{K_{yl}} \right) + \frac{n \left(\sum_{i=1}^n \frac{M_{\text{ГМ}i} \eta_{\text{ГП}i}}{i_{\text{ГП}i}} \right)}{\sum_{i=1}^{2n} r_{k0i}} \left(\frac{\theta_n}{K_{yn}} + \frac{\theta_l}{K_{yl}} \right) - \frac{f_k m_a g}{2} \left(\frac{\theta_n}{K_{yn}} - \frac{\theta_l}{K_{yl}} \right), \quad (6)$$

где $M_{\text{сопр к}}$ — момент сопротивления повороту колеса на месте; n — число осей тягача; f_k — средний коэффициент сопротивления качению для всех колес тягача; m_a — масса тягача; g — ускорение свободного падения; b_k — ширина контакта; $M_{\text{ГМ}i}$ — крутящий момент тягового гидромотора; $\eta_{\text{ГП}i}$ — коэффициент полезного действия тягового гидропривода; $i_{\text{ГП}i}$ — передаточное число тягового гидропривода.

Применяя формулы (4)—(6) к движению центра масс тягача, получаем для небольших скоростей его движения

$$\tilde{\rho}_{C_{\text{исх}}} = - \frac{2nM_{\text{сопр к}} \tilde{\rho}}{L \left(\tilde{\rho} + 0,15L/b_k \right)} \left(\frac{1}{K_{yn}} + \frac{1}{K_{yl}} \right) + \frac{n \left(\sum_{i=1}^n \frac{M_{\text{ГМ}i} \eta_{\text{ГП}i}}{i_{\text{ГП}i}} \right)}{\sum_{i=1}^{2n} r_{k0i}} \left(\frac{\theta_n}{K_{yn}} + \frac{\theta_l}{K_{yl}} \right) - \frac{f_k m_a g}{2} \left(\frac{\theta_n}{K_{yn}} - \frac{\theta_l}{K_{yl}} \right). \quad (7)$$

Следовательно, при $x = v_a t$ в уравнениях (2) $F(x)$ принимает следующий вид:

$$F(t) = \tilde{\rho}_C(t) + \tilde{\rho}_{C_{\text{исх}}}(t),$$

где

$$\tilde{\rho}_C = A_C(\theta_1^*; \theta_n^*; \tilde{l}_C) + B_C(\theta_1^*; \theta_n^*; \tilde{l}_i) \frac{l_n}{v_a(t)} \frac{d\theta_1^*}{dt} + C_C(\theta_1^*; \theta_n^*; \tilde{l}_C) \frac{\tilde{l}_1}{v_a(t)} \frac{d\theta_n^*}{dt};$$

$$A_C(\theta_1^*; \theta_n^*; \tilde{l}_C) = \frac{t_n - t_1}{\sqrt{1 + t_1^2 - \tilde{l}_C(t_1^2 - t_n^2) - \tilde{l}_C(1 - \tilde{l}_C)(t_1 - t_n)^2}};$$

$$B_C(\theta_1^*; \theta_n^*; \tilde{l}_C) = \frac{(1 - \tilde{l}_C)(1 + t_1^2)}{\sqrt{[1 + t_1^2 - \tilde{l}_C(t_1^2 - t_n^2) - \tilde{l}_C(1 - \tilde{l}_C)(t_1 - t_n)^2]^3}};$$

$$C_C(\theta_1^*; \theta_n^*; \tilde{l}_C) = \frac{\tilde{l}_C(1 + t_n^2)}{\sqrt{[1 + t_1^2 - \tilde{l}_C(t_1^2 - t_n^2) - \tilde{l}_C(1 - \tilde{l}_C)(t_1 - t_n)^2]^3}};$$

$$v_a(t) = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{\omega_{\Gamma i}}{i_{\Gamma i}} \sum_{i=1}^{2n} r_{\kappa 0 i}}{4n}.$$

Таким образом, измеряя на тягаче углы поворота управляемых стоек и их угловые скорости, угловые скорости вращения колес, крутящие моменты на колесах и используя априорные данные о параметрах и конструкции составных частей тягача, можно вычислить радиус кривизны траектории тягача как функцию времени. Далее, решая любым подходящим методом систему уравнений (2), можно получить координаты интересующей нас точки тягача в неподвижной системе координат. При этом остается только задать нулевые начальные условия в момент, отвечающий началу движения тягача.

Решение второй задачи предполагает предварительное определение метода управления, используемого для построения бортовой системы. В данном случае, учитывая отсутствие подробно разработанной модели движения автопоезда, ограничим исследование системой управления, построенной по принципу программного автомата. Некоторое повышение точности обеспечим принудительным приведением системы в “нулевое положение” всякий раз, когда тягач и прицеп принимают линейную конфигурацию.

Традиционная схема поворота двухзвенного автопоезда для случая, при котором секции соединяются двухшарнирным дышлом, показана на рис. 5 [5].

В этой схеме прицепная секция управляется путем поворота колес своей носовой оси, а управляющим воздействием являются так называемые углы складывания дышла. Как правило, система управления прицепом организована таким образом, чтобы обеспечивалось некоторое соотношение между углами складывания γ_1 и γ_2 . При анализе в подавляющем большинстве случаев не учитывают эластичность шин (в виде явления бокового увода или иным образом). По-нятно, что такой подход в данном случае неприемлем, поскольку в

расчетной схеме принципиально отсутствует траектория движения тягача.

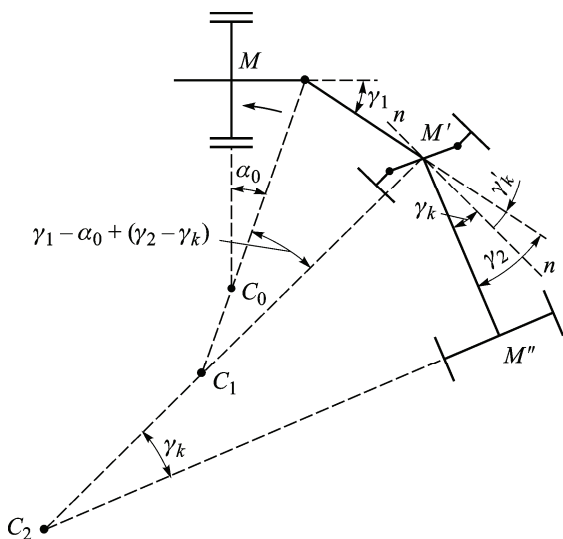


Рис. 5. Схема поворота двухзвенного автопоезда, у которого секции соединяются двухшарнирным дышлом

При реализации управления движением задней секции по принципу программного автомата можно предложить достаточно простой способ определения положения характерной точки полуприцепа и связанный с ним алгоритм управления поворотом колес буксируемого модуля.

В общих чертах принцип формирования закона управления построен на следующих предпосылках.

Допустим, что траектория движения центра масс тягача и его курсовой угол известны. Предположим, что продольная ось тягача или касательна к траектории движения его центра масс (т. е. влияние боковой эластичности шин незначительно), или ее положение может быть определено с учетом эластичности шин на основе вычисления дополнительной поворачиваемости по вышеописанной методике. Общая схема движения автопоезда для этого случая показана на рис. 6.

Если траектория тягача уже определена, то, следовательно, известна и траектория носового шарнира дышла. Потребуем, чтобы траектория кормового шарнира дышла повторяла траекторию движения его носового шарнира. При постоянной длине дышла и известной траектории носового шарнира координаты точки центра масс носового шарнира вычислить достаточно просто. Кормовой шарнир дышла одновременно является точкой корпуса модуля, т. е. у них одна и та же траектория движения. Это означает, что траектории тягача и дышла имеют общую нормаль, на которой находятся одновременно мгновенный центр вращения дышла и мгновенный центр поворота модуля.

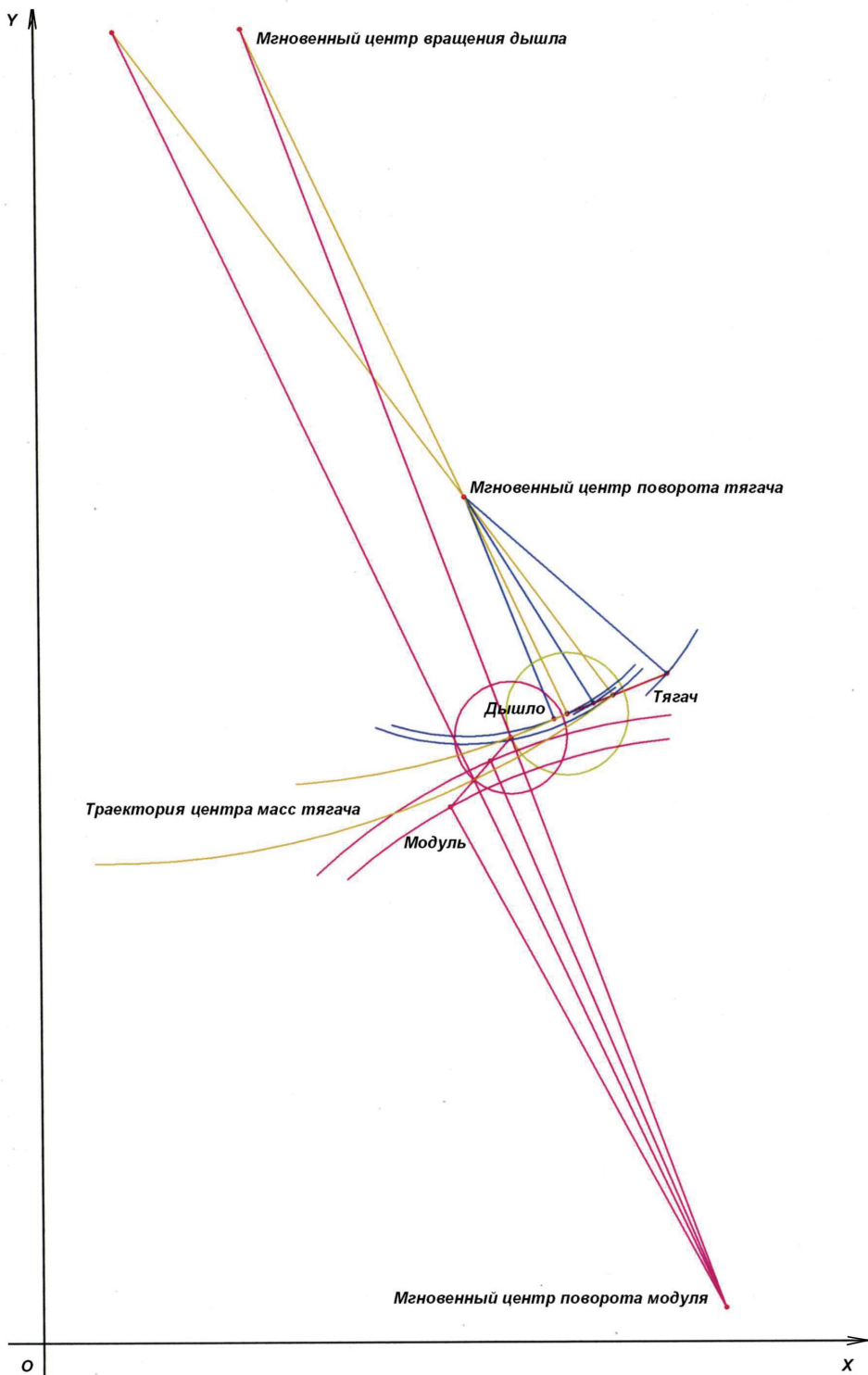


Рис. 6. Общая схема движения автопоезда, моделируемого по велосипедной схеме

Пусть центр масс модуля повторяет траекторию движения центра масс тягача. Поскольку расположение центра масс модуля известно, то определение его положения на траектории тягача является решением простой геометрической задачи. Траектория центра масс модуля и траектория центра масс тягача касаются и, следовательно, имеют общую нормаль. Это позволяет определить положение мгновенного центра поворота модуля.

Положение мгновенного центра поворота модуля, в свою очередь, задается соответствующим поворотом условных управляемых колес велосипедной схемы модуля, плоскость установки которых (без учета углов увода) или направление векторов скоростей (при учете углов увода) задается планом скоростей платформы модуля. Распределение углов поворота управляемых колес велосипедной схемы по реальным стойкам с помощью плана скоростей не представляет особого труда.

Учитывая неизбежные погрешности при программном управлении, имеющие тенденцию накапливаться, в алгоритм работы автомата управления движением автопоезда должно быть введено корректирующее звено, которое при вытягивании автопоезда в прямую линию принудительно задает нулевые значения всем параметрам схемы. Для этого автопоезд необходимо оборудовать датчиками углов складывания на носовом и кормовом шарнирах дышла.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сергеев В.А., Корнилов П.Ю. Зарубежные транспортные средства для крупногабаритных тяжеловесных грузов: Обзорная информация. — М.: ЭИавтопром, 1988. — 46 с.
2. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. — М.: Машиностроение, 1990. — 352 с.
3. Белоусов Б.Н., Попов С.Д. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. — 728 с.
4. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей. — М.: Машиностроение, 1984. — 168 с.
5. Закин Я.Х. Маневренность автопоезда. — М.: Транспорт, 1986. — 138 с.

Статья поступила в редакцию 25.10.2012