

В. Б. Держанский, В. Н. Наумов,
И. А. Тараторкин, Е. Б. Сарач

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ПОДВИЖНОСТИ БЫСТРОХОДНЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН ПРИ КРИВОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ

На основе исследований параметров поворота гусеничных машин с различными механизмами управления и удельной мощностью предложен метод прогнозирования их подвижности при криволинейном движении. Критерием сложности управления служит коэффициент фазной напряженности регулирования направления движения. Данный метод, основанный на имитационном моделировании движения машины, позволяет рассчитать скорости по различным параметрам принятых ограничений, а также решить обратную задачу повышения скоростных свойств, сокращая отдельные ограничения при автоматизации управления движением.

При разработке перспективных и модернизации существующих конструкций транспортных машин одной из важных задач является прогнозирование их быстроходности, оцениваемой средней скоростью движения. Без учета ограничений, связанных с решением тактико-технических задач (т.е. в транспортном режиме на характерных дорогах), используют методы прогнозирования, основанные на изучении установившихся процессов, и определяют как случайную величину функцию распределения скорости по пути [1]

$$F_S(V) = \prod_{i=1}^3 F_{Si}(V),$$

где $F_{Si}(V)$ — функция распределения скорости движения с учетом ограничений по тяговым свойствам ($i = 1$), предотвращения заноса на криволинейных участках ($i = 2$), параметров плавности хода на неровных участках дороги ($i = 3$).

Скорость движения рассчитывается на основе тягово-скоростной характеристики машины, скоростной характеристики системы поддрессоривания и функций распределения коэффициентов сопротивления движению $F_S(f)$ и повороту $F_S(\mu)$, коэффициентов кривизны $F_S(k)$ и микропрофиля $F_S(h, a)$, или интенсивности микропрофиля $F_S(J_n)$.

При расчете скорости движения по ровным дорогам ограничиваются тягово-динамическими свойствами машины и условиями движения в повороте — условиями бокового заноса $V \leq \sqrt{\mu g/k}$. Функции распределения кривизны k и коэффициента сопротивления повороту $F_S(\mu)$ для характерных дорог известны.

Эти методы разработаны и дают достаточно точные результаты для сравнительно тихоходных машин и при движении по местности на деформируемых грунтах. Для скоростных машин подвижность во многом ограничивается управляемостью. Это свойство характеризует все аспекты динамики системы “человек–машина–внешняя среда” и оценивается динамическими, кинематическими и силовыми характеристиками. Динамические характеристики определяются по качеству переходных процессов входа в поворот и выхода из него, т.е. по реакции машины как управляемого объекта.

В работе В.И. Красенькова [2] показано, что управляемость быстроходных машин можно адекватно оценить по фазово-частотным характеристикам. В работе определены соответствующие зависимости для линейных систем, а аргументом принята частота процесса, определяемая параметрами кривизны тестовой “змейки” без учета выполнения водителем функции обратной связи. При движении по трассе со случайным изменением направления движения частоту процесса можно определить по цикличности включения механизма поворота. На основе исследования движения машины как непрерывного марковского процесса в работе [1] цикличность определена как число положительных выбросов кривизны нулевого уровня. Для повышения точности метода необходимо дополнительно учесть результаты исследования динамики управляемого движения при выполнении водителем функции звена обратной связи по компенсации отклонений.

Интенсификация рабочих процессов при улучшении скоростных свойств машины влечет за собой применение принципиально новых конструктивных решений. Полученные дополнительные экспериментальные данные позволяют уточнить принятые ранее ограничения и допущения. Это дает возможность дополнять математические модели, учитывая при этом реальные динамические свойства системы управления движением, интенсивность изменения и особенности формирования параметров управления, действий водителя как звена обратной связи системы и др. Принимая во внимание тенденцию дальнейшего повышения скоростных свойств задача совершенствования методов прогнозирования подвижности представляется актуальной.

При исследовании переходных процессов управления поворотом машины управляемость принято определять при тестовых испытаниях, таких как “вход в поворот”, “переставка” и движение по синусоидальной траектории – змейке.

Динамические свойства гусеничной машины наиболее полно проявляются при движении по тестовой змейке. На рис. 1 приведен фрагмент осциллограмм, характеризующих изменение угловой скорости ω и курсового угла φ .

Эти данные иллюстрируют существенное запаздывание реакции машины на управляющее воздействие $\alpha_{шт}$ по угловой скорости ω и

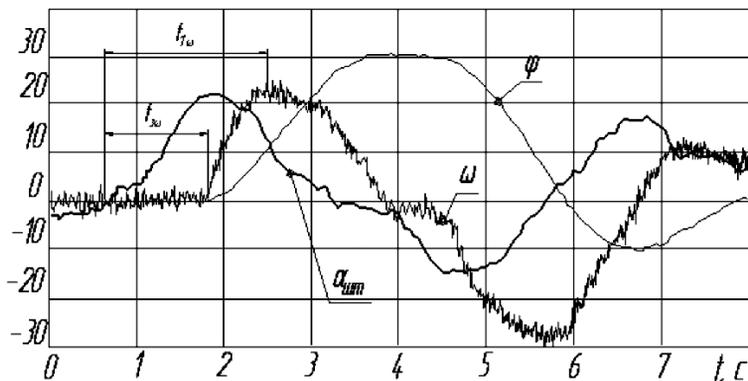


Рис. 1. Фрагмент осциллограммы с записью изменения кинематических параметров при движении по змейке (грунт – длина полуволны $\Delta S = 30$ м, передача IV, α – угол поворота штурвала; ω – угловая скорость; φ – курсовой угол)

курсовому углу φ . Динамические характеристики определяются по качеству переходных процессов входа в поворот, выхода из него и оцениваются следующими параметрами:

– время запаздывания реакции по угловой скорости $t_{3\omega}$ и по курсовому углу $t_{3\varphi}$ как промежуток времени от начала перемещения штурвала до начала изменения угловой скорости ω и курсового угла φ соответственно;

– быстродействие $t_{1\omega}$ системы как промежуток времени от начала перемещения штурвала до момента, когда угловая скорость достигнет установившегося значения.

Обычно при оценке напряженности деятельности водителя в качестве основного показателя рассматривается время упреждения, при котором обеспечивается точность траектории движения. Применительно к рассматриваемому процессу время, соответствующее требуемому опережению задающего воздействия по отношению к изменению курсового угла с увеличением скорости, уменьшается. Это подтверждается исследованием механики управляемого движения гусеничной машины. Результаты обработки экспериментальных данных приведены на рис. 2 в виде зависимости $t_{3\omega}$ и $t_{1\omega}$ от скорости движения. Как следует из рисунка, с увеличением скорости движения время запаздывания остается неизменным, а быстродействие системы управления поворотом снижается.

Если быстродействие рассматривать как показатель сложности регулирования направления движения, то следовало бы признать, что управлять движением машины по заданной змейке с неизменной длиной волны тем проще, чем выше скорость. Такое заключение противоречит опыту, так как с ростом скорости уменьшается время прохождения машиной одного цикла.

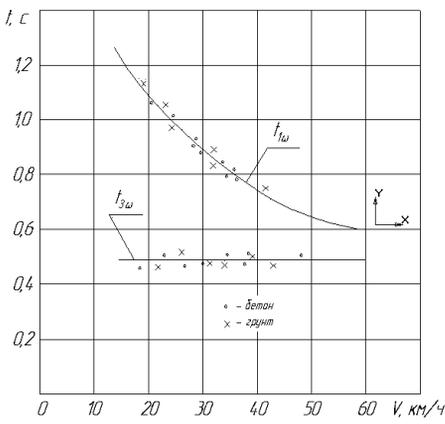


Рис. 2. Зависимость длительности процессов от скорости движения

Исследования показывают, что человек как звено замкнутого контура управления может сравнительно легко изменить значение динамического коэффициента усиления в соответствии со сложившейся ситуацией, но ему трудно компенсировать отставание выходного сигнала по фазе ψ_φ . В приводе управления поворотом машины нет форсирующих звеньев, которые могли бы способствовать изменению курсового угла (направления движения) с требуемым опережением; эта функция возлагается на водителя. Поэтому чем больше фазовый сдвиг, тем жестче требования, предъявляемые динамической системой машина-внешняя среда к водителю и исполнительным механизмам системы управления поворотом. При больших значениях фазового отставания водитель вообще не сможет вписаться в заданную кривую пути. В связи с этим критерием сложности управления принимается коэффициент фазовой напряженности регулирования направления движения $k_\varphi(V) = \psi_\varphi/\pi$.

Экспериментальная зависимость коэффициента фазовой напряженности от скорости движения при фиксированных значениях длины волны ΔS приведена на рис. 3. Предельная скорость движения соответствует значению $k_\varphi = 0,75$, при котором водитель в принципе может управлять направлением движения. По этим данным построена зависимость предельной скорости движения от длины волны ΔS тестовой змейки (кривая 1, рис. 4). На этом же рисунке приведены экспериментальные зависимости средней скорости движения от ΔS по бетону (кривая 2) и по грунту (кривая 3). Из рис. 4 видно, что ограничение подвижности машины достаточно точно прогнозируется по коэффициенту фазовой напряженности.

Некоторое превышение ограничений можно объяснить обучаемостью водителя по созданию упреждающего управления при движении

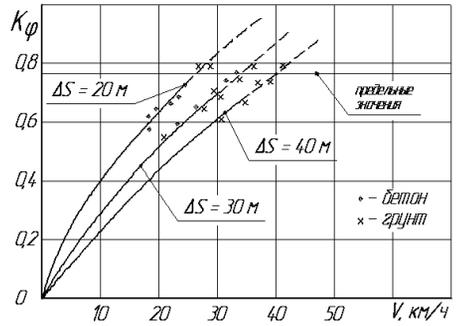


Рис. 3. Зависимость коэффициента фазовой напряженности от скорости движения

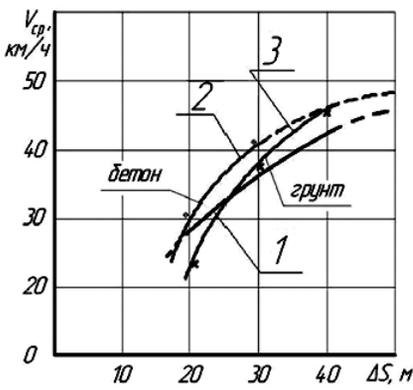


Рис. 4. Зависимость скорости движения от длины волны тестовой змейки

траектории определяется частной производной курсового угла φ по пути S ($k = \partial\varphi/\partial S$). В статистической динамике транспортных машин [1] показано, что курсовой угол φ , его производная $\partial\varphi/\partial S$, а следовательно, и кривизна являются стационарными случайными функциями, обладающими свойствами эргодичности. Если управляющее воздействие водителя соответствует производной курсового угла направления траектории движения $\alpha_{шт} \approx d\varphi(S)$, то его можно представить стохастической функцией. В силу стационарности случайной функции $k(S)$ ее центрируют относительно математического ожидания $m_k = 0$. Реакцией гусеничной машины как линеаризованной системы является случайная функция, спектральная плотность которой $S(\omega) = |W(\omega)|^2 \Phi(\omega)$. Фазово-частотная характеристика и в этом случае является детерминированной функцией. Предельную скорость движения также можно определить по зависимости коэффициента фазовой напряженности от частоты. Частота процесса является функцией числа включений механизма поворота (как число положительных выбросов случайной стационарной функции кривизны траектории нулевого уровня) $\omega = 2\pi N^*V$, где N^* — среднее число включений механизма поворота на единицу пути. Как следует из экспериментальных данных, предельная частота включений механизма поворота даже высококвалифицированным водителем не превышает $[f] \leq 0,8 \dots 1,0$ Гц, т.е. $[\omega] < 5 \dots 6$ рад/с.

Корреляционная функция кривизны траектории k аппроксимируется экспоненциально-косинусоидальной зависимостью $R_k(\tau) = \sigma_k^2 \exp(-\alpha|\tau|) \cos \beta\tau$ или дважды дифференцируемой функцией $R_k(\tau) = \sigma_k^2 \exp(-\alpha|\tau|) \left(\cos \beta\tau + \frac{\alpha}{\beta} \sin \beta|\tau| \right)$.

Последнее выражение позволяет для исследования динамики системы привлечь аппарат марковских процессов. В соответствии с пря-

по тестовой трассе. При движении по дорогам со случайным изменением направления движения совпадение кривых 1, 2 и 3 может быть более точным.

Для прогнозирования подвижности в качестве аргумента целесообразно принять частоту процесса ω . При движении по тестовой змейке $\omega = \pi V/\Delta S$. Если рассматривать дорожную кривизну как случайную функцию, то предельную скорость движения также можно определить по коэффициенту фазовой напряженности. Частотная характеристика траек-

мым преобразованием Фурье можно определить спектральную плотность $\Phi(\omega)$, имеющую вид дробно-рациональной функции частоты. Для машин с гидрообъемными механизмами поворота среднее число включений составляет [1]

$$N^* = (2\alpha_k^2 + \beta_k^2)^{0,5} / 4\pi \Phi_0(k_\phi / \sigma_k).$$

Для ступенчатых механизмов поворота с расчетной кривизной k_ϕ число поворотов машины и кривизна траектории существенно отличаются от дорожных. Если кривизна дороги $k_d(S)$ представляет собой стационарную случайную функцию пути S , то удельное число включений механизма поворота будет также представлять собой стационарную случайную функцию. Поэтому среднее число поворотов гусеничной машины со ступенчатым механизмом поворота, имеющим одну фиксированную кривизну поворота $k = k_\phi$, можно определить как математическое ожидание случайной функции удельного числа поворотов $N_{уд}(k_d)$ [1]:

$$N_{уд}(k_\phi) = m_s[N_{уд}(k_d)] = \int_0^{k_\phi} \frac{k_d}{\beta(k_d)} \varphi(k_d) dk_d,$$

где $\varphi(k_d)$ — плотность вероятностей модуля дорожной кривизны $k_d = |k_d|$ ($0 \leq k_d \leq k_\phi$), определяемая по спектральной плотности или корреляционной функции дорожной кривизны $k_d = |k_d|$; $\beta(k_d)$ — угол поворота машины, его определение приведено далее.

Результаты экспериментального исследования показывают, что действительное число включений механизма поворота на единицу пути гораздо больше расчетного. Например, при движении гусеничной машины с удельной мощностью 17 кВт/т с дискретными свойствами системы управления поворотом ($k_\phi = 0,1 \text{ м}^{-1}$) по облесенной грунтовой трассе со случайным изменением направления движения (параметры корреляционной функции составляют $\alpha_K = 0,05 \text{ м}^{-1}$, $\beta_K = 0,07 \text{ м}^{-1}$, $\sigma_K = 0,04 \text{ м}^{-1}$) расчетные значения N^* с учетом вероятности движения на передачах с ростом скорости от 1,4 до 12 м/с увеличивается от 0,56 до 4,1 включений на километр (кривая 1, рис. 5), а суммарное число включений составляет 14,1 на километр. Действительное число включений механизма поворота (кривая 2) гораздо больше расчетного. Оно достигает 96 включений на километр при скорости 10 м/с, и ограничивается психофизиологическими свойствами водителя как звена обратной связи. В этих же условиях движения для этой же машины с непрерывными свойствами системы управления поворотом действительное число включений механизма также превышает расчетное (кривые 3, 4).

Во многом это связано с принимаемыми при расчете допущениями: — кривизна траектории движения соответствует дорожной кривизне, при этом число включений механизма поворота определяется интенсивностью изменения направления движения;

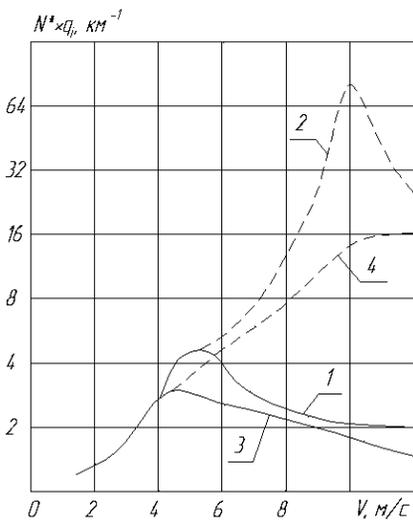


Рис. 5. Зависимость цикличности включения механизмов поворота от скорости движения при случайном изменении направления траектории (с учетом вероятности движения q_i по передачам):

1, 2 — система управления поворотом с дискретными свойствами (соответственно расчетные и экспериментальные значения); 3, 4 — система управления поворотом с непрерывными свойствами (соответственно расчетные и экспериментальные значения)

экспериментального исследования изменения кинематических параметров при движении машины с большой скоростью на затяжном повороте. Механизм поворота машины имеет дискретные свойства. Для наглядности угловая скорость условно изображена отрицательной. Из

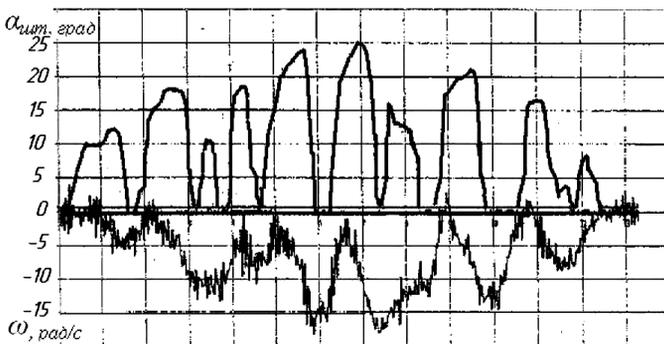


Рис. 6. Изменение кинематических параметров при движении на затяжных поворотах ограниченной кривизны

— движение полностью управляемое, т.е. продольная ось машины совпадает с касательной к требуемой траектории;

— водитель задает упреждающее управление, не учитывается выполнение им функций звена обратной связи по компенсации отклонения траектории.

Действительный процесс управления значительно отличается от расчетного. Цикличность включения механизма поворота зависит не только от вероятностных свойств дорожной кривизны, но и от требуемой точности траектории, поэтому число управляющих воздействий (их частота) существенно отличается от числа поворотов дороги. При движении на затяжных поворотах ограниченной кривизны $k_d \ll k_\phi$ кривизна траектории движения гусеничной машины не соответствует дорожной, число включений механизма поворота существенно превышает число поворотов дороги.

На рис. 6 приведены результаты экспериментального исследования изменения кинематических параметров при движении машины с большой скоростью на затяжном повороте. Механизм поворота машины имеет дискретные свойства. Для наглядности угловая скорость условно изображена отрицательной. Из

рис. 6 следует, что квалифицированный водитель обеспечивает требуемую точность траектории вследствие периодического, дискретного включения механизма поворота, т.е. один поворот дороги с кривизной $0,01 \text{ м}^{-1}$ машина проходит за десять включений механизма поворота. При движении по тестовой змейке поворот машины также осуществляется за несколько включений механизма поворота.

Кроме того, из-за особенностей механики управляемого движения и отклонения траектории от заданной водитель не только осуществляет упреждающее регулирование направления движения машины, но и выполняет функцию обратной связи по компенсации отклонений от траектории, обеспечивая вписываемость в ограниченный коридор.

Возникающие в процессе движения машины отклонения траектории от заданной вследствие недостаточной управляемости приводят к необходимости ограничения скорости движения по условиям вписываемости. Частота процесса и предельно допустимая скорость движения определяются на основе исследования динамики системы гусеничная машина–водитель–внешняя среда в процессе регулирования направления движения. При анализе регулирования направления движения учитывается, что водитель, основываясь на опыте вождения машины, определенным образом оптимизирует процесс криволинейного движения. Критерием оптимизации является требование поддержания максимально возможной скорости движения при ограничении числа включений механизма поворота. Этим требованиям удовлетворяют следующие условия движения машины: прямолинейное движение в пределах ширины резерва проезжей части дороги на максимально возможном по длине участке и поворот на некоторый угол β с постоянной кривизной k_{ϕ} . Теоретические и экспериментальные исследования показывают, что нелинейность характеристик системы управления поворотом (СУП) приводит к существенному запаздыванию реакции машины на управляющее воздействие и не позволяет плавно регулировать направление движения. Траекторию движения машины с СУП, обладающей дискретными свойствами при повороте на некоторый угол β , можно рассматривать как комбинацию хорд и дуг окружности фиксированной кривизны и переходных линий.

Для поворота гусеничной машины в процессе движения по дороге с шириной резерва проезжей части b_0 водитель задает управляющее воздействие с необходимым упреждением в соответствии с интенсивностью изменения угла между касательной к желаемой траектории и вектором абсолютной скорости, т.е. угловую скорость поворота ω и кривизну траектории k_0 . Через определенное время гусеничная машина должна повернуться на расчетный угол $\beta(k_d, \alpha_{шт})$ [1], пройдя путь

$$S = \int_0^t V dt,$$
 а координаты центра масс в проекциях на оси плоской

декартовой системы координат составят x, y, ψ :

$$\beta(k_d, \alpha_{шт}) = 2 \arccos(k_\phi - a_1 k_d) / (k_\phi + a_2 k_d),$$

где $a_1, a_2 = 0,5b_0 k_\phi \pm 1$ ($b_0 = H - B - b_r$, H — ширина дороги; B, b_r — ширина колеи и гусеницы; b_0 — резерв ширины дороги).

Для обеспечения вписываемости машины в поворот цикличность управляющих воздействий с сокращением b_0 должна возрастать. При отсутствии резерва ширины дороги криволинейное движение машин со ступенчатыми механизмами в принципе невозможно. При испытаниях на змейке b_0 принимается равным 1,5 м, это значение и принято при численном моделировании.

Действительное положение центра масс в силу дивергенции компонент вектора траектории движения определяется как

$$\Delta x = \int_0^t V \cos \Delta \psi dt + \iint_0^t \dot{V}_x dt dt;$$

$$\Delta y = \int_0^t V \sin \Delta \psi dt + \iint_0^t \dot{V}_y dt dt;$$

$$\Delta \psi = \int_0^t \dot{\Delta \psi} dt.$$

Проведенный анализ показывает, что дивергенция траектории движения с большой точностью определяется отклонением курсового угла $\Delta \psi$, который носит случайный характер, и боковым смещением Δy .

При движении с большой скоростью поворот гусеничной машины сопровождается боковым движением, к которому водитель адаптируется и в процессе управления компенсирует отклонение не курсового угла, а бокового (направляющего) и его производных. При стохастической оценке максимально возможную скорость движения по условию вписываемости в зависимости от отклонения бокового угла можно определить следующим образом.

Боковое смещение формируется центробежными силами при движении с большой скоростью и во многом определяется детерминированной и случайной составляющими бокового (направляющего) угла θ — угла между направлением абсолютной скорости центра масс и касательной к требуемой траектории. Детерминированная составляющая бокового угла θ может быть определена по уравнению из работы [3]:

$$mV \frac{d\theta}{dt} + \sum_{i=1}^n c_{yi} \theta_c + \left(mV + \frac{1}{V} \sum_{i=1}^n c_{yi} l_i \right) \omega_\phi = 0.$$

Подставляя в приведенное уравнение $\frac{d\theta}{dt} = \frac{dV_Y}{dt V}$, получаем

$$\theta_c = \omega_\phi \left(\frac{mV - V^{-1} \sum C_{Yi} l_i}{\sum_{l,n} C_{Yi}} \right) + \frac{m}{\sum C_{Yi}} \frac{dV_Y}{dt}.$$

Первое слагаемое бокового угла, определяется угловой скоростью ω_ϕ и коэффициентом $K_{\theta C} = \left(\frac{mV - V^{-1} \sum C_{Yi} l_i}{\sum_{l,n} C_{Yi}} \right)$, зависящим от скорости. Для гусеничной машины массой 19 т этот коэффициент с ростом скорости от 10 до 20 м/с экспоненциально возрастет от 0,01 до 0,25. Боковой угол ($\theta_c(K_{\theta C})$) пропорционален угловой скорости поворота и возрастает тем быстрее, чем больше линейная скорость.

Вторая составляющая, формирующая боковой угол, $\frac{m}{\sum C_{Yi}} \frac{dV_Y}{dt}$ для гусеничной машины пропорциональна боковому ускорению $\frac{dV_Y}{dt}$. Для предельного по заносу бокового ускорения $\frac{dV_Y}{dt} = \mu g$ на сухом бетоне ($\mu = 0,8$) вторая составляющая приводит к отклонению бокового угла на $8,34 \cdot 10^{-2}$ рад ($4,5^\circ$), т.е. находится в пределах среднеквадратичного отклонения курсового угла машины, движущейся с большой скоростью, и существенно влияет на точность траектории.

Случайная составляющая $\Delta\theta$ определяет необходимый запас, который учитывает динамические свойства гусеничной машины как объекта регулирования, необходимость компенсации случайных отклонений, формируемых взаимодействием гусеничного движителя с внешней средой и его динамикой, психофизиологические свойства водителя как звена обратной связи и их ограниченность. На рис. 7 показаны спектральные плотности процесса отклонения угловой скорости ω при движении по дороге с малодеформируемым грунтом для быстроходной гусеничной машины.

Из рис. 7 видно, что с ростом скорости движения частота процесса превышает предельные возможности водителя. При движении по дороге с твердым покрытием число подруливаний на километр пути $n_\alpha = 96$, в связи этим компенсирующее управление эффективно при скорости движения $V \leq 36$ км/ч.

При большей скорости движения управляющие действия водителя являются ошибочными и приводят к росту отклонения бокового угла и соответствующему снижению скорости движения по условиям вписываемости в ограниченный коридор. Числовые характеристики отклонения определяются по экспериментальным данным для случайной

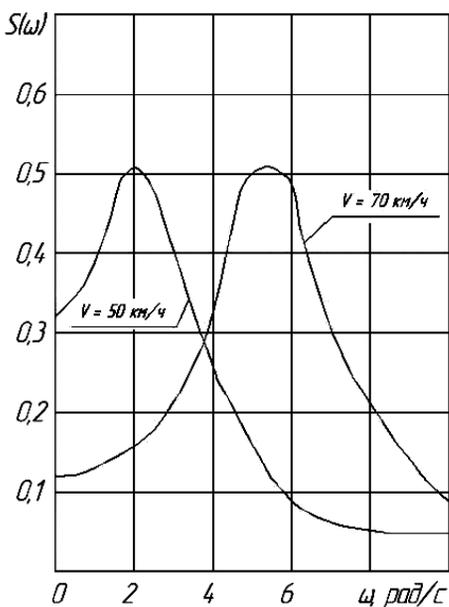


Рис. 7. Спектральная плотность процесса отклонения угловой скорости быстроходной гусеничной машины

функции отклонения угловой скорости с использованием спектральной плотности:

$$\sigma_{\Delta\omega}^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} S_{\omega} d\omega;$$

$$\Delta\theta = \pm 3K_{\theta C} \sigma_{\Delta\omega}.$$

При сходимости спектра координаты и ее производной среднеквадратичное отклонение курсового угла определяется по формуле

$$\sigma_{\Delta\varphi}^2 = \frac{1}{\pi\omega^2} \int_0^{\infty} S_{\omega} d\omega.$$

Из-за бокового смещения машины, которое зависит от курсового

угла ($\Delta y = \int_0^t V\theta(V, t) dt$), действительная траектория не совпадает с расчетной. Это несовпадение тем больше, чем выше скорость и продолжительнее поворот. На рис. 8, а показано изменение кинематических параметров в процессе поворота при движении со скоростью 10 (1) и 15 м/с (2), а на рис. 8, б — траектория движения. Даже при постоянном буксовании движителя одному и тому же управляющему воздействию соответствуют различные траектории движения центра масс, зависящие от скорости и свойств грунта. В наибольшей степени это явление сказывается на условии вписываемости при движении на

этом условии вписываемости при движении на

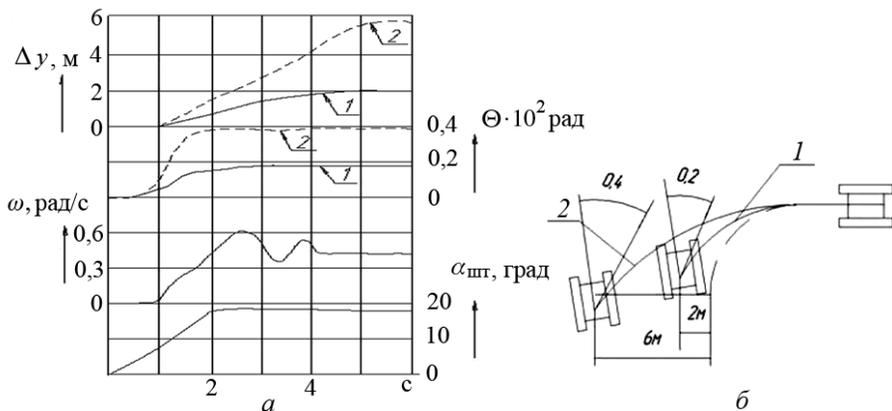


Рис. 8. Изменение кинематических параметров и траектория движения машины на затяжных поворотах ограниченной кривизны:

1 — $v = 10$ м/с; 2 — $v = 15$ м/с

затяжных поворотах. Предельное геометрическое положение гусеничной машины по условию вписываемости в поворот определяется тем, что точка, максимально удаленная от центра масс (ее угловая координата относительно продольной оси составляет θ_r), не должна выходить за пределы ширины проезжей части $\theta \leq [\theta]$:

$$[\theta(\nu, \mu, H)] = \arccos(k(t) \left(\frac{B}{2 \sin \theta_r} - H \right)) \pm \theta_r,$$

$$\theta_r = \arctg(B + b_r)/(L_1 \pm \chi),$$

где L_1 — габаритная длина машины; χ — продольное смещение полюса поворота.

При увеличении бокового угла условие $\theta(\nu, t) \rightarrow [\theta(\nu, \mu, H)]$ является ограничением по заносу.

Когда отклонение не превышает предельно допустимого значения, условие вписываемости выполняется. Ограничение скорости движения по условиям вписываемости в заданный коридор иллюстрируется графиками на рис. 9. Отклонение бокового угла машины с увеличением скорости от 2,5 до 25 м/с возрастает с 1 до 9,5° при коэффициенте сопротивления повороту $\mu = 0,8$ (кривая 1), а при $\mu = 0,4$ (кривая 2) — отклонение возрастает значительно быстрее и достигает 10° при скорости 12 м/с. Предельная скорость движения по условиям вписываемости машины определяется ординатами точек пересечений графиков 3 и 4 с кривыми 1 и 2. Кривые 3 и 4 характеризуют зависимость допустимого геометрического отклонения бокового угла $[\theta]$ от скорости движения для двух значений ширины проезжей части дороги.

При расчете принято, что ширина проезжей части $H_1 = 3,75$ м (кривая 3) — это соответствует первой категории дорог по СНиП 2.05.02–85. При уменьшении ширины проезжей части дороги (кривая 4, $H_2 = 3$ м, четвертая категория дорог) допустимая скорость движения по условиям вписываемости существенно снижается.

Из-за бокового смещения действительный резерв ширины проезжей части необходимо уменьшить на Δy , а угол $\beta(k_d, \alpha_{шт})$ на угол θ . Кроме того, вследствие юза и буксования гусениц фактическая кривизна отличается от расчетной ($k_\phi = k_p B/L$).

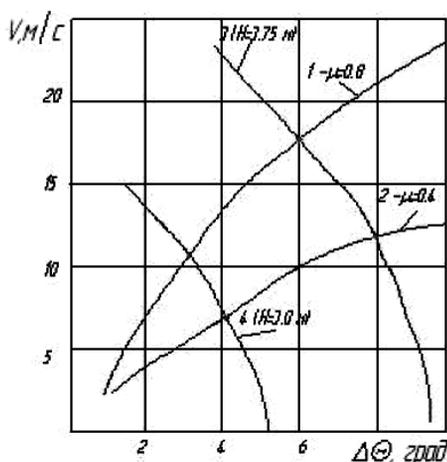


Рис. 9. Зависимость предельной скорости движения машины от отклонения направляющего угла

Для обеспечения своевременной компенсации отклонения направления движения необходимо также ограничить путь, пройденный машиной до выхода на обочину дороги,

$$S = \iint \dot{V} \left(t - \sum t_i \right) dt,$$

где $\sum t_i$ — время, необходимое водителю для оценки отклонения движения (прогнозирования) и принятия решения, время двигательной реакции человека, время запаздывания в СУП, время продолжительности переходного процесса изменения направления движения.

Угол поворота машины уменьшается на $\Delta\beta_3 = k_{\text{ф}} \iint_t \dot{V} dt$.

С учетом дивергенции, отклонения вектора траектории движения, ограниченного быстродействием системы, действительный угол поворота машины гораздо меньше расчетного $\beta(k_{\text{д}}, \alpha_{\text{шт}})$ и составляет

$$\beta_{\text{д}} = \beta(k_{\text{д}}, \alpha_{\text{шт}}) - \theta - \Delta\beta_3 - \Delta\theta.$$

Аналитическую зависимость коэффициента фазовой напряженности $k_{\text{ф}}$ от частоты можно определить по передаточной функции управляемого объекта с учетом динамики системы управления поворотом. Последнее определяется следующим образом. Как следует из экспериментальных данных, при движении с большой скоростью регулирование направления движения осуществляется включением тормоза поворота. Полное торможение гусеницы (включение тормоза отстающего борта) осуществляется лишь при сравнительно низких скоростях движения. Поворот с переменной кривизной при буксующих фрикционных элементах механизма поворота ввиду нестабильности процесса трения применяется, главным образом, для компенсации увода машины от заданного направления. При движении с большой скоростью, когда актуально исследование управляемости и устойчивости по малодеформируемым грунтам, эффективность таких управляющих воздействий незначительна.

Нелинейная характеристика системы управления поворотом определена в виде функции заданной кривизны траектории k_3 при установившемся движении от угла поворота штурвала. Для машины, оснащенной системой управления с дискретными свойствами (например, планетарным механизмом поворота), характеристика является существенно нелинейной, петлеобразной с зоной нечувствительности и ограничением координаты (насыщением) (рис. 10). Параметры нелинейности следующие: зона нечувствительности $m = 5^\circ$; ширина петли $b = 17^\circ$; ограничение координаты $c = k_3$ (при учете буксования двигателя $k_{3\text{ф}} = 0,10$, а без учета — $k_{3\text{т}} = 0,15 \text{ м}^{-1}$ независимо от номера включенной передачи и соответствует релейной характеристике общего вида с опережающими петлями [4]). Угловая скорость поворота с

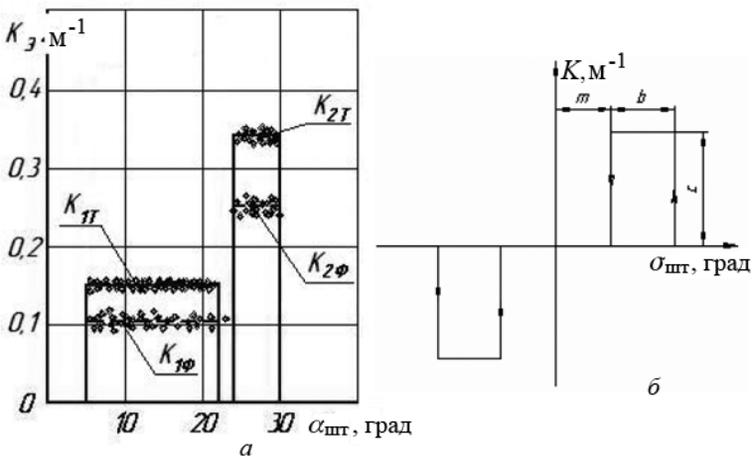


Рис. 10. Зависимость заданной кривизны поворота гусеничной машины от угла положения штурвала (а) и нелинейной характеристики (б):
* — фактические значения

увеличением номера передачи и подачи топлива (частоты вращения вала двигателя) возрастает.

Экспериментальные исследования показывают, что при положении $\alpha_{\text{шт}}$ в зоне нечувствительности характеристики СУП ($\alpha_{\text{шт}} < 5^\circ$), когда выключается блокировочный фрикционный элемент механизма поворота, а тормоз поворота еще не включен, траектория зависит от условий движения. При незначительном сопротивлении дороги с покрытием траектория является прямолинейной. В других условиях, при действии продольных сил, формируемых макропрофилем дороги или ускорением \dot{V} , наблюдаются самопроизвольное отклонение траектории движения машины от прямолинейной, в том числе и в сторону, противоположную повороту штурвала. При движении с большой скоростью режим, при котором происходит поворот со второй расчетной кривизной k_2 ($k_2 = B^{-1}$), не используется по условию предотвращения бокового заноса.

При симметричном гармоническом управляющем воздействии $\alpha_{\text{шт}} = A \sin(\omega t)$ реакцией системы управления $k_3(\alpha_{\text{шт}})$ является дискретная периодическая импульсная функция. Если рассматривать дорожную кривизну как случайную величину, то управляющая функция является случайной импульсной функцией со случайной протяженностью импульсов и случайными интервалами между ними по пути S .

Рассматривая дорожную кривизну $k_d(S)$ как вход системы управления, даже без учета динамических свойств водителя можно сказать, что она осуществляет нелинейное преобразование дорожной кривизны в управляющую функцию k_3 , принимающую два дискретных значения: 0 или k_1 , т.е. $k_3 = \phi(k_d(S)) = \begin{cases} 0, \\ |k_1| \end{cases}$.

Для исследования динамических свойств гусеничной машины с учетом дискретных свойств СУП необходимо формальное описание релейной характеристики. В зависимости от способа решения характеристика системы задается в кусочно-линейной форме:

$$k_3(\alpha_{шт}) = \begin{cases} 0 & \text{при } 0 \leq \phi \leq \phi_1; \\ k_1 & \text{при } \phi_1 < \phi \leq \phi_2; \\ 0 & \text{при } \phi_2 < \phi \leq \pi + \phi_1; \\ -k_1 & \text{при } \pi + \phi_1 < \phi \leq 2\pi - \phi_2; \\ 0 & \text{при } 2\pi - \phi_2 < \phi \leq 2\pi. \end{cases}$$

При приближенном решении (гармоническая линейризация нелинейной характеристики) управляющая функция определяется по уравнению

$$k_3(\alpha_{шт}) = e^{-\tau \cdot s}(q + q')\alpha_{шт},$$

где q и q' — коэффициенты гармонической линейризации [4], имеющие вид

$$q(A) = \frac{2c}{\pi A} \left(\sqrt{1 - \frac{b^2}{A^2}} + \sqrt{1 - \frac{m^2 b^2}{A^2}} \right);$$

$$q'(A) = \frac{2cb}{\pi A^2} (1 - m) \quad \text{при } A > b.$$

На статической характеристике нет координаты времени, а петлеобразность характеристики отражает нелинейность координатного запаздывания реакции. Для учета запаздывания во времени вводится трансцендентное звено чистого запаздывания $e^{-\tau S}$.

Для машин, оснащенных СУП с непрерывными свойствами (дифференциальный гидрообъемный механизм поворота) угловая скорость поворота является функцией двух управлений ($\alpha_{шт}$ и $\alpha_{пт}$) и не зависит от номера включенной передачи.

Теоретическая кривизна на различных передачах пропорциональна углу поворота штурвала, чувствительность кривизны $\partial k / \partial \alpha_{шт}$ с увеличением номера передачи снижается.

Максимальные значения кривизны на j -й передаче соответствуют условию движения без бокового заноса. Характеристика системы, т.е. зависимость заданной угловой скорости от угла поворота штурвала, также является существенно нелинейной и содержит зону нечувствительности, насыщения по расходу и давлению; является петлеобразной (типа вязкого трения). Коэффициенты гармонической линейризации этой характеристики отличаются от рассматриваемой далее [4].

Вторая составляющая фазового угла управляемого объекта определяется по дифференциальному уравнению вращательного движения.

Для машин с гармонически линеаризованной характеристикой гидрообъемной передачи системы управления поворотом, а также нелинейной упругостью соединительных валов трансмиссии и рабочих ветвей гусениц вторая составляющая фазового угла определяется отношением разности поворачивающего момента и момента сопротивления к моменту инерции, скоростью движения, геометрической схемой расстановки опорных катков, а также податливостью элементов силового блока. Движение вокруг вертикальной оси описывается дифференциальным уравнением четвертого порядка [3]. Фаза реакции машины определяется по формуле

$$\varphi_M(\omega) = \begin{cases} -\operatorname{arctg} \frac{A_1\omega - A_3\omega^3 + K_{\text{ОБ}}q'(a)}{\omega^4 - A_2\omega^2 + A_0 + K_{\text{ОБ}}q(a)} & \text{при } \omega^2 \leq \frac{E_M}{a_1}; \\ -\pi - \operatorname{arctg} \frac{A_1\omega - A_3\omega^3 + K_{\text{ОБ}}q'(a)}{\omega^4 - A_2\omega^2 + A_0 + K_{\text{ОБ}}q(a)} & \text{при } \omega^2 > \frac{E_M}{a_1}, \end{cases}$$

где A_0, \dots, A_4 – коэффициенты дифференциального уравнения, определяемые параметрами конструкции машины и СУП; E_M, a_1 – приведенная жесткость системы и момент инерции относительно вертикальной оси.

Дифференциальное уравнение вращательного движения машины с дискретной системой управления поворотом определяется из общего уравнения при жесткой механической характеристике гидрообъемной передачи, т.е. без учета ее динамических свойств, а коэффициент усиления $K_{\text{ОБ}}$ – определяется по кинематической схеме трансмиссии. По сравнению с исходным порядок уравнения снижается до второго. Фаза определяется по формуле

$$\varphi_M(\omega) = \begin{cases} -\operatorname{arctg} \frac{a_2\omega}{E_M - a_1\omega^2} - \frac{K_{\text{ОБ}}q'(a)}{A_0 + K_{\text{ОБ}}q(a)} - \frac{\Delta l}{B} & \text{при } \omega^2 \leq \frac{E_M}{a_1}; \\ -\pi - \operatorname{arctg} \frac{a_2\omega}{E_M - a_1\omega^2} - \frac{K_{\text{ОБ}}q'(a)}{A_0 + K_{\text{ОБ}}q(a)} - \frac{\Delta l}{B} & \text{при } \omega^2 > \frac{E_M}{a_1}. \end{cases}$$

Зависимость коэффициента фазовой напряженности от частоты для машин с различной удельной мощностью и СУП приведена на рис. 11.

Для машины с низкой удельной мощностью (12,8 кВт/т, кривая 1) и дискретной системой управления поворотом подвижность ограничивается значением функции $k_\varphi(\omega)$ в точке с координатами $\omega_{\text{пр}} = 0,8$ рад/с, $k_\varphi(\omega) = 0,75$. При движении по тестовой змейке прогнозируемая скорость (км/ч) определяется по формуле $V = \omega_{\text{пр}}\Delta S/\pi$. Результаты расчета для четырех значений длины полуволны ΔS (20, 30, 40 и 50 м) приведены в таблице. Аналогично прогнозируется скорость для других машин. С повышением на 25 % удельной мощности

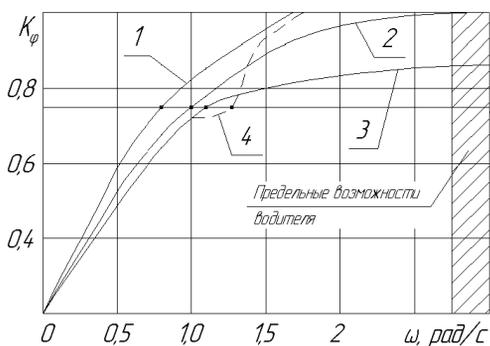


Рис. 11. Зависимость коэффициента фазовой напряженности реакции машины от частоты управляющего воздействия: 1 — удельная мощность 12,8 кВт/т, дискретная СУП; 2 — удельная мощность 17 кВт/т, дискретная СУП; 3 — удельная мощность 17 кВт/т, непрерывная СУП; 4 — то же, что и 3 при проявлении нелинейности СУП в виде зон насыщения по давлению

машины, оснащенных гидрообъемными механизмами поворота, необходимо учитывать ограничение скорости по тяговым возможностям.

Подвижность машин с различными СУП существенно различается при движении по дороге с сухим малодеформируемым основанием и со случайной функцией изменения кривизны траектории. Для машин с дискретными свойствами СУП цикличность включения механизма поворота достигает 96 на километр пути, $\omega_{\text{пр}} = 5$ рад/с, а средняя скорость, ограниченная предельными возможностями водителя по компенсации быстрых отклонений, не превышает 35,8 км/ч.

На высоких передачах установившегося криволинейного движения не наблюдается, каждый поворот машина проходит за несколько периодических включений расчетной кривизны. Это обеспечивает движение по траектории, близкой к требуемой. Для движения по дороге с допустимым отклонением от заданной траектории водитель должен создавать не только упреждающее управление, но и компенсировать отклонения, которые реализуются с запаздыванием. Чтобы обеспечить движение машины по требуемой траектории, водитель вынужден осуществлять управление по сложному закону периодическим включением и выключением механизма поворота. Для вывода машины из неустановившегося криволинейного движения необходимо не только “сбросить” управляющее воздействие, но и приложить поворачивающий момент противоположного знака. В результате машина из поворота выходит, но это состояние не фиксируется, а начинается поворот

машины (до 17 кВт/т, кривая 2) возрастает предельная частота процесса $\omega_{\text{пр}} = 1$ рад/с, при которой $k_{\varphi}(\omega) = 0,75$ соответственно и прогнозируемая скорость движения на тестовой змейке. Эти данные согласуются с результатами экспериментальных исследований. Для машин с непрерывными свойствами СУП (кривая 3) $\omega_{\text{пр}} = 1,1$, а расчетные значения скорости гораздо больше предыдущих значений и существенно превышают экспериментальные значения (в таблице отмечены знаком *), которое отличается от предыдущих на 8...12%. Следовательно при прогнозировании подвижности машин, оснащенных гидрообъемными механизмами поворота, необходимо учитывать ограничение скорости по тяговым возможностям.

Таблица

Удельная мощность, кВт/т	Система управления поворотом	Предельная циклическая включенность $\omega_{пр}$, рад/с, при $k_{\varphi}(\omega) = 0,75$	Средняя скорость движения, км/ч						
			по тестовой змейке на деформируемом грунте при длине полуволны ΔS , м				по дороге с малодеформируемым грунтом и случайным изменением направления		
			20	30	40	50	N^*	$V_{ср}$, км/ч	$\omega_{пр}$, рад/с
12,8	Дискретная	0,8	25	28	30	37	нет данных		
17,0	Дискретная	1,0	26	35	45	47	96	35,8	6,0
17,0	Непрерывная	1,1	24*	34,8*	46*	48*	16	46,0	1,3
			25,2	37,8	50,4	63			

N^* — циклическая включенность на километр пути

в противоположную сторону с непрерывно возрастающей скоростью, пока не изменится знак управления. Такое движение машины представляется как совокупность периодических бросков из одной стороны в другую относительно требуемой траектории. Движение машины в таком режиме оценивается водителем как трудно управляемое. Вписывание в ограниченный коридор достигается снижением скорости движения. Кроме того, при движении по малодеформируемому грунту с ограниченными сцепными свойствами боковые ускорения при дискретном управлении приводят к существенным по модулю и быстрым, некомпенсируемым водителем, отклонениям траектории. Необходимая точность траектории достигается снижением скорости движения. Для машин с непрерывными свойствами СУП цикличность включения механизма поворота также связана с необходимостью компенсации отклонения траектории. В этом случае частота включения механизма поворота сокращается в 6 раз и составляет 16 на километр пути, а средняя скорость движения машины увеличивается лишь в 1,3 раза и составляет 46 км/ч. Это связано с проявлением существенной нелинейности характеристики СУП — насыщения по давлению (ограничение координаты). При высокой цикличности включения механизма поворота возрастает требуемый поворачивающий момент для преодоления инерционной составляющей момента сопротивления. Это приводит к перегрузке гидрообъемной передачи, срабатыванию предохранительных клапанов, переходу рабочей жидкости в двухфазное состояние (из-за аэрации, вспенивания или кипения), снижению механической жесткости характеристики и предельной частоты $\omega_{пр} = 1,3$ рад/с при $k_{\phi}(\omega) = 0,75$ (см. рис. 11, кривая 4).

На основе проведенных исследований предлагается следующая последовательность прогнозирования подвижности гусеничной машины при криволинейном движении. Исходными данными являются геометрические и упруго-инерционные параметры машины, определяющие фазово-частотную характеристику: удельная мощность, тяговая характеристика и характеристика СУП, спектральные плотности дорожно-грунтовых условий движения (кривизны дороги $S_k(\omega)$, ее ширины $S_H(\omega)$ и коэффициента сопротивления повороту $S_{\mu}(\omega)$). На основе обратного преобразования Фурье определяются функции параметров дорожно-грунтовых условий по пути $k(S)$, $H(S)$, $\mu(S)$.

В дальнейшем определяются параметры нелинейности системы управления, динамические свойства ($t_{3\omega}$, $t_{1\omega}$) гусеничной машины и водителя, коэффициент фазовой напряженности $k_{\phi}(\omega)$, составляющие угла поворота машины $\beta(k_d, \alpha_{шт})$, цикличность включения механизма поворота и частота процесса регулирования направления движения. Кроме того, вводятся следующие ограничения: по условиям вписываемости, психологическим свойствам водителя, выполнению функции

звена обратной связи, перегрузке гидрообъемной передачи, буксованию гусеницы забегающего борта, по тяговым возможностям и боковому заносу. На основе этих данных и имитационного моделирования движения машины рассчитывается скорость движения как наименьшее по приведенным ограничениям. Полученные результаты статистически обрабатываются, определяются спектральная плотность скорости движения и числовые характеристики функции распределения по пути.

Реализация такого подхода позволяет не только прогнозировать быстроходность машины по ее динамическим свойствам, но и решать обратную задачу повышения скоростных свойств дифференцированным сокращением отдельных ограничений при автоматизации управления движением. В результате проведенных исследований были сформулированы требования к автоматизированной системе, в частности по созданию форсирующего управления, компенсации быстрых отклонений, сокращению цикличности включения механизма поворота водителем. Получены условия движения без снижения скорости по приближенной траектории — окружности предельной кривизны $k = V^2/\mu g$, установлены зависимости для расчета эволюты — координат полюса поворота, предотвращающих боковой занос.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Савочкин В. А., Дмитриев А. А. Статистическая динамика транспортных и тяговых машин. – М.: Машиностроение, 1993. – 320 с.
2. Красеньков В. И. Основы теории управляемости гусеничных машин. – М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1977. – 82 с.
3. Благонравов А. А., Держанский В. Б. Динамика управляемого движения гусеничной машины. – Курган: Изд-во КМИ, 1995. – 162 с.
4. Попов Е. П., Пальтов И. П. Приближенные методы исследования нелинейных автоматических систем. – М.: ГИФМЛ, 1960.

Статья поступила в редакцию 15.05.2007

Виктор Борисович Держанский родился в 1947 г., окончил Курганский машиностроительный институт в 1971 г. Д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой гусеничных машин Курганского государственного университета. Автор 125 научных работ и 22 изобретений в области динамики управляемого движения транспортных машин.

V.B. Derzhanskii (b. 1947) graduated from the Kurgan Institute for Mechanical Engineering in 1971. D. Sc. (Eng.), professor, head of department for caterpillars of the Kurgan State University. Author of 125 publications and 22 inventions in the field of dynamics of the controlled motion of vehicles.





Игорь Александрович Тараторкин родился в 1966 г., окончил Курганский машиностроительный институт в 1989 г. Канд. техн. наук, научный сотрудник ИМАШ УрО РАН, доцент кафедры гусеничных машин Курганского государственного университета. Автор 34 научных работ и 2 изобретений в области динамики управляемого движения транспортных машин, прогнозирования динамической нагруженности.

I.A. Taratorkin (b. 1966) graduated from the Kurgan Institute for Mechanical Engineering in 1989. Ph. D. (Eng.), researcher of "IMASH" of Ural branch of RAS, assoc. professor, head of department for caterpillars of the Kurgan State University. Author of 34 publications and 2 inventions in the field of dynamics of the

controlled motion of vehicles, prediction of dynamical load loading.

Валерий Николаевич Наумов родился в 1941 г., окончил МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1965 г. Д-р техн. наук, заслуженный деятель науки РФ. Профессор кафедры "Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы" МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор 230 научных работ в области гусеничных и колесных машин.

V.N. Naumov (b. 1941) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1965. D. Sc. (Eng.), Honored Worker of Science of RF. Professor of "Multipurpose Caterpillars and Mobile Robots" department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of 230 publications in the field of caterpillars and wheeled vehicles.

Евгений Борисович Сарач родился в 1975 г., окончил МГТУ им. Н.Э. Баумана в 1999 г. Канд. техн. наук, доцент кафедры "Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы" МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор 12 научных работ в области динамики управляемого движения, систем поддрессирования и тяговой динамики транспортных машин.

Ye. B. Sarach (b. 1975) graduated from the Bauman Moscow State Technical University in 1999. Ph. D. (Eng.), assoc. professor of "Multipurpose Caterpillars and Mobile Robots" department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of 12 publications in the field of dynamics of controlled motion, systems of cushioning and traction dynamics of vehicles.