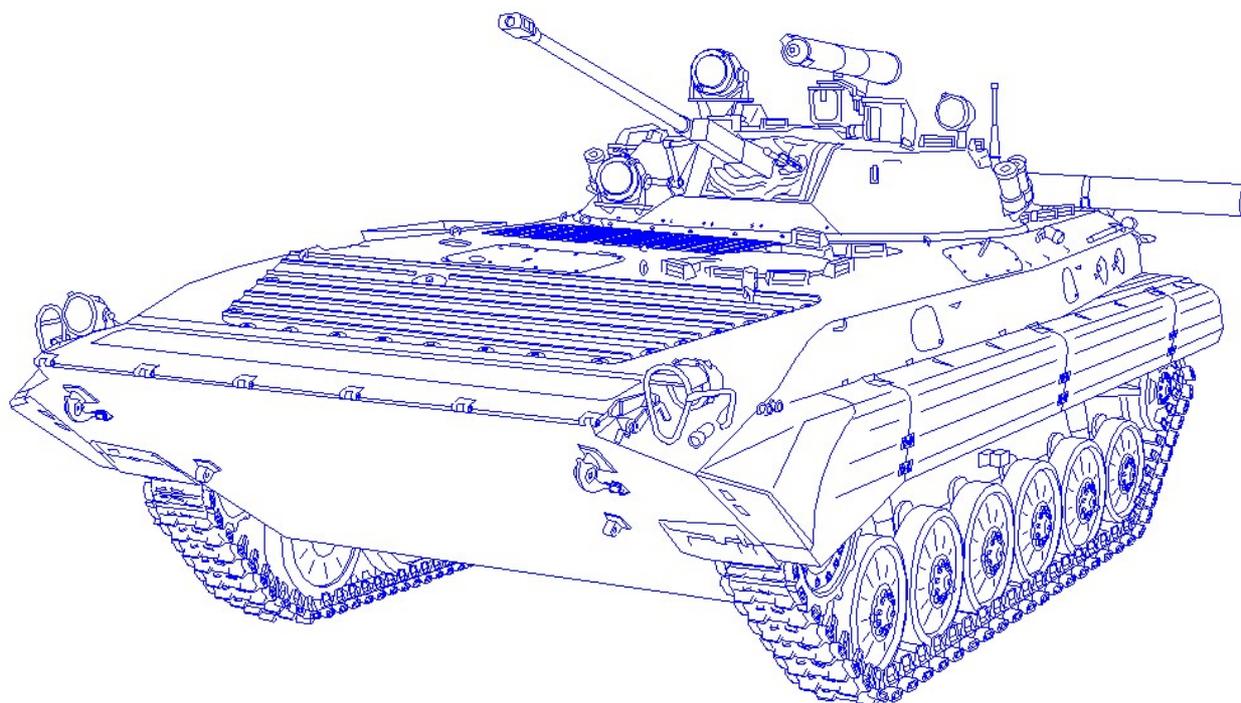


МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
КУРГАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра гусеничных машин

**ДИНАМИКА И УПРАВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЕМ БЫСТРОХОДНЫХ
ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН**

Методические рекомендации по выполнению курсовых работ
и дипломных проектов для студентов специальности
190202 - Многоцелевые гусеничные и колесные машины



Курган 2008

- Кафедра: «Гусеничные машины»
- Дисциплины: «Методы расчета многоцелевых гусеничных и колесных машин», «Теория движения многоцелевых гусеничных и колесных машин», «Автоматические системы многоцелевых гусеничных и колесных машин», «Динамика машин»
для студентов специальности 190202
- Составили: д-р. техн. наук, профессор В.Б. Держанский
канд. техн. наук, доцент И.А.Тараторкин

Утверждены на заседании кафедры « 17 » января 2008 г.

Рекомендованы методическим советом университета « 30 » января 2008 г.

ВВЕДЕНИЕ

При разработке перспективных многоцелевых транспортных машин обычно решается задача повышения подвижности за счет увеличения удельной мощности, совершенства ходовой части, трансмиссии и систем управления движением при обеспечении необходимой долговечности элементов. Долговечность элементов современных и перспективных трансмиссий транспортных машин во многом ограничивается высокой динамической нагруженностью. Неравномерность нагрузок вызывает изгибные и крутильные колебания, которые являются причиной до 80% отказов.

Для перспективных и модернизируемых транспортных машин разрабатываются гидромеханические трансмиссии, так как принято считать, что введением гидротрансформатора – активного фильтра колебаний на входе и выходе из трансмиссии, можно обеспечить требуемый уровень долговечности элементов трансмиссий.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований динамической нагруженности гидромеханических трансмиссий (ГМТ) гусеничных машин – быстроходных, транспортных повышенной проходимости (снегоболотоходов), лесопромышленных и полноприводных автомобилей КАМАЗ и Урал с колесной формулой 6×6 и 8×8, Patriot (4×4 с опытной трансмиссией КАТЕ) и других, показывают, что динамическая нагруженность формируется:

- режимом движения машины, взаимодействующей с внешней средой;
- динамическими свойствами структурных составляющих машины, их техническим состоянием и температурным режимом при переходных процессах и на установившихся режимах движения;
- алгоритмом управления переходными процессами при регулировании поступательной и вращательной скорости движения.

Это определяет необходимость проведения глубоких исследований, направленных на снижение динамической нагруженности.

Снижению динамической нагруженности механических приводов посвящены исследования многих ученых и специалистов, в результате которых предложен ряд методов динамического гашения колебаний. Однако до настоящего времени проблема ограничения динамической нагруженности трансмиссий машин высокой проходимости в условиях интенсивного изменения сопротивления движения не решена. Учитывая высокую стоимость современных трансмиссий и дополнительные затраты на восстановление в течение ресурса машины, проблема прогнозирования и снижения динамической нагруженности в трансмиссии транспортных машин является актуальной.

Выполненные исследования показывают, что динамическая нагруженность во многом определяется управлением исполнительными механизмами при переходных процессах. При движении машин высокой

проходимости в условиях интенсивного изменения сопротивления движения необходимо создать адаптивное управление трансмиссией. Управление движением осуществляется по двум взаимосвязанным координатам - поступательной скоростью и направлением движения. Повышение скоростных качеств и многофункциональность машин, увеличение числа управляемых элементов приводят к сложным алгоритмам управления.

Для перспективных машин создаются информационно-измерительные и управляющие системы (ИИУС), включающие бортовой компьютер и датчики, измеряющие основные параметры движения и состояния машины. В связи с этим вполне логично автоматизировать процессы управления движением, выполнив систему управления в виде блока ИИУС. Анализ и целенаправленное снижение динамической нагруженности, синтез программы управления переходными процессами, базируется на исследовании динамики процессов системы «Машина – водитель – внешняя среда». В рассматриваемой системе водитель выполняет две функции: создание упреждающего управления и звена обратной связи. Ограниченность психофизиологических свойств водителя и их крайняя нестабильность в процессе движения во многом снижает управляемость, соответственно и возможность реализации потенциальных скоростных качеств.

В данной работе приводятся результаты исследования динамики регулирования направления движения (поворота) быстроходной гусеничной машины; прогнозирование подвижности этих машин при криволинейном движении; синтез оптимальным управлением поворотом гусеничной машины с непрерывными и дискретными свойствами системы.

Содержание работы базируется на результатах исследования динамики управляемого движения перспективных и модернизируемых транспортных машин, выполненных кафедрой за последние годы при поддержке грантами Президиума РАН, РФФИ, Минобразования и науки России.

1. Исследование динамики управляемого движения быстроходных гусеничных машин

Выполненными исследованиями [1] установлено, что при переходных процессах регулирование направления движения (поворота) быстроходных гусеничных машин, которое составляет более 60 % времени, скорость движения ограничивается управляемостью и устойчивостью. Интегральный критерий оценки управляемости – средняя скорость движения на дорогах с интенсивным изменением направления траектории зависят от динамических и кинематических свойств, параметров конструкции машин и систем управления поворотом, внешней среды и ограниченности психофизиологических свойств водителя [2]. В работе исследуется зависимость интегрального критерия от удельной мощности машины с дискретными и непрерывными свойствами системы управления поворотом при движении на деформируемых и малодеформируемых грунтах. Эта зависимость установлена экспериментальным исследованием динамики управляемого движения быстроходных гусеничных машин.

Результаты исследования приведены на рис. 1. График 1 характеризует зависимость средней скорости движения гусеничной машины с дискретными свойствами механизма поворота (МП) при движении по деформируемому грунту. Из графика следует, что при увеличении удельной мощности с 13,6 до 19,0 кВт/т средняя скорость прохождения тестовой «змейки» возрастает с 35 до 46 км/ч (на 30 %). В этих же условиях для гусеничных машин с непрерывными свойствами гидрообъемного механизма поворота (ГОМП, график 3) повышение удельной мощности от 14,8 до 22,7 кВт/т (в 1,53 раза) средняя скорость прохождения змейки возрастает на 40 % (с 35 до 48 км/ч).

Следует отметить, что при удельной мощности до 20 кВт/т в характерных условиях (деформируемый грунт) средняя скорость движения машины с МП с дискретными свойствами не ниже, чем у машин с непрерывными свойствами (с ГОМП) - графики 1, 3. Это связано с тем, что часть мощности двигателя тратится на привод гидрообъемной передачи ($f_{ГОП}$) механизма поворота.

Эти результаты получены при движении на деформируемых грунтах. При движении на малодеформируемых грунтах с ограниченными сцепными свойствами и интенсивным изменением направления движения скоростные качества гусеничной машины с МП с дискретными свойствами весьма ограничены и не превышают 35...38 км/ч из-за невозможности плавного регулирования кривизны, углового ускорения (график 2), компенсации отклонения траектории. Анализ спектральной плотности случайного процесса отклонения угловой скорости от заданной показывает, что с ростом скорости движения частота процессов превышает предельные возможности водителя $[f_g] < 0.8..1.0$ Гц [1]. При движении по дороге с покрытием число «подруливаний» составляет $n_\alpha = 96$ на километр пути. В связи с этим компенсирующее управление эффективно при скорости движения $V < 36$

км/ч. В таких условиях движения преимущества гидрообъемных механизмов (с непрерывными свойствами) существенны (график 4 на рис. 1).

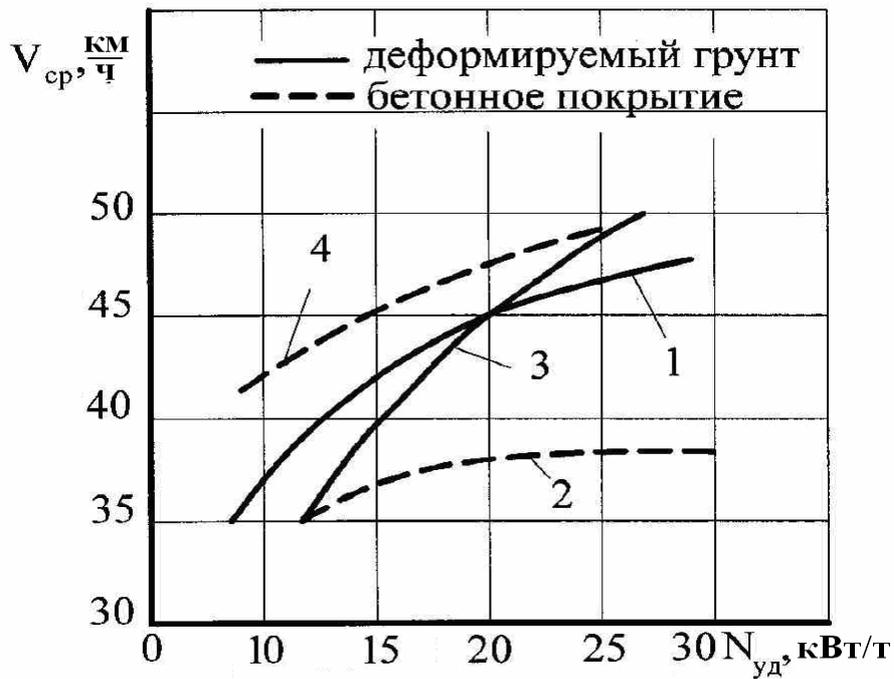


Рис. 1. Зависимость средней скорости движения от удельной мощности машины

- 1, 2 – механизм поворота с дискретными свойствами;
3, 4 – механизм поворота с непрерывными свойствами

Приведенные данные подтверждаются практикой модернизации МТ-ЛБ. Сравнительные испытания двух модернизированных машин с увеличенной на 25 % удельной мощностью (до 17,0 кВт/т) показали, что в характерных условиях движения подвижность машин со ступенчатым механизмом поворота (СМП) лишь на 8...15 % ниже, чем с МП с непрерывными свойствами (ГОМП) при установочной мощности 250 кВт. Однако на дорогах с интенсивным изменением направления движения и ограниченными сцепными свойствами – на тестовых трассах «змейка», «переставка» и затяжных поворотах, динамические и скоростные качества гусеничных машин, оснащенных СМП, существенно ниже, чем с ГОМП, увеличивается интенсивность управляющей деятельности водителя, число включений механизма поворота на километр пути возрастает в 6...9 раз.

Приведенные результаты вполне обоснованы и следуют из дифференциальных уравнений движения машины, полученных из уравнения Лагранжа с учетом взаимосвязи кинетической энергии поступательного и вращательного движения [3]:

$$\dot{v}\delta_v / g = f_\delta(v, \alpha_{nm}) - f_{ГОП}(\alpha_{um}) - (f_c + f_n + f_{uv} + f_{u\omega} + f_{ГД});$$

$$\dot{\omega} = (M_\Pi - M_C) / \delta_\omega J_z. \quad (1)$$

где $f_o(v, \alpha_{nm})$ – дельная сила тяги (определяется по тяговой характеристике машины); f_c – коэффициент суммарного сопротивления прямолинейному движению; $f_{ГОП}$ – удельное сопротивление ГОМП; f_n – удельная сила сопротивления, формируемая сопротивлением повороту; f_{uv} – инерционная составляющая сопротивления при поступательном движении; f_{uv} – инерционная составляющая сопротивления при вращательном движении; $f_{ГД}$ – удельная сила потерь в гусеничном движителе; M_{II} – поворачивающий момент; M_c – момент сопротивления; J_z – момент инерции машины вокруг вертикальной оси z ; δ_v – коэффициент приращения масс при поступательном движении; δ_ω – коэффициент приращения масс при вращательном движении.

С повышением удельной силы тяги $f_o(V)$, определяемой удельной мощностью при определенной скорости, возрастает возможность преодоления сил сопротивления движению машины.

Поворачивающий момент создается в зависимости от типа механизма поворота. Для машин со ступенчатым механизмом поворота поворачивающий момент может создаваться силами тяги на отстающей f_{1T} и забегающей f_2 гусеницах $M_n = 0,5 \cdot mg \cdot (f_2 - f_{1T}) \cdot B$. Сила тяги на отстающей гусенице f_{1T} создается тормозом поворота. Удельная сила тяги на забегающей гусенице создается двигателем f_{o2} и инерционной составляющей $f_2 = f_{o2} + \frac{\dot{V}}{g} \delta_j$, (поворот происходит с замедлением поступательной скорости в силу свойств механизма поворота второго типа и возрастания сопротивления движению). Особенно существенно замедление для машин, оснащенных гидромеханическими трансмиссиями.

Для гусеничных машин со ступенчатыми механизмами поворота, обеспечивающими дискретное регулирование направления движения, угловая скорость ω претерпевает разрыв второго рода [4], а её производная является дельта-функцией $\delta(t)$, т. е. по абсолютному значению она может изменяться в неограниченном интервале. Однако из экспериментальных данных следует, что в упруго-инерционной механической системе «двигатель-трансмиссия», включающей сдвигающиеся фрикционные элементы (ФЭ) и взаимодействующей с грунтом с буксованием, значения производной $\dot{\omega}$ изменяется непрерывно в конечных, хотя и значительных пределах. Даже при ограниченном отклонении угловой скорости до 5 град/с с частотой 2,5 Гц (вследствие увода и колебательных процессов в силовом блоке) угловые ускорения достигают 32 град/с² (рис. 2), а при циклическом включении

механизма на затяжных поворотах – до 74 град/с². Дискретность характеристики с существенными нелинейностями системы управления ступенчатых механизмов поворота приводят к высокой цикличности включения механизма поворота из-за несовпадения траекторной кривизны с дорожной, ограничения скорости по условиям вписываемости, особенно на затяжных поворотах ограниченной кривизны. Поворот с переменной кривизной при буксующих ФЭ механизма поворота, в виду нестабильности процесса трения, применяется главным образом для компенсации увода машины от заданного направления. При движении с большой скоростью по малодеформируемым грунтам на горизонтальных участках, когда актуально исследование управляемости и устойчивости, эффективность таких управляющих воздействий незначительна. Движение на подъемах, спусках, на тормозной характеристике и при буксировке однотипных изделий, выключение блокировочных ФЭ недопустимо из-за полной неуправляемости.

Величина угловых ускорений при повороте гусеничной машины с дискретными свойствами значительно выше, чем с дифференциальным гидрообъемным механизмом поворота, поворачивающий момент которого создается гидромотором. Поэтому при движении на деформируемых грунтах скоростные качества машин с дискретными свойствами системы управления поворотом могут быть выше, чем (с ГОМП). При этом реализация высоких значений боковых ускорений (до 10...11 м/с²) не сопровождается заносом, т.к. после нескольких заездов образуется колея глубиной до 60...80 мм. Однако при движении на малодеформируемых грунтах эти возможности не удается реализовать из-за ограничения сцепных свойств.

Динамические качества машины с МП с дискретными свойствами могут быть повышены при соответствующем управлении поступательной скоростью. При снижении скорости поступательного движения в процессе поворота кинетическая энергия вращательного движения возрастает за счет снижения энергии поступательного движения.

Возникающая при этом продольная сила инерции $\delta_v \cdot m \cdot \frac{dV}{dt}$ создает дополнительный поворачивающий момент $0,5B \cdot \delta_v \cdot m \cdot \frac{dV}{dt}$. Угловое ускорение от этого момента составляет эту же величину, уменьшенную в $\delta_\omega J_z$ раз. При замедлении поступательного движения 3 м/с² угловое ускорение гусеничной машины массой 16 т превышает 0,5 рад/с².

Следует отметить, что возможности создания дополнительного поворачивающего момента и повышения скоростных свойств инерционной силой при замедлении машины ограничиваются быстродействием системы управления переключением передач. Так в конструкции гусеничной машины ТМ-130 со ступенчатыми механизмами поворота и гидромеханической трансмиссией длительность переключения не превышает 0,8...1,2 с,

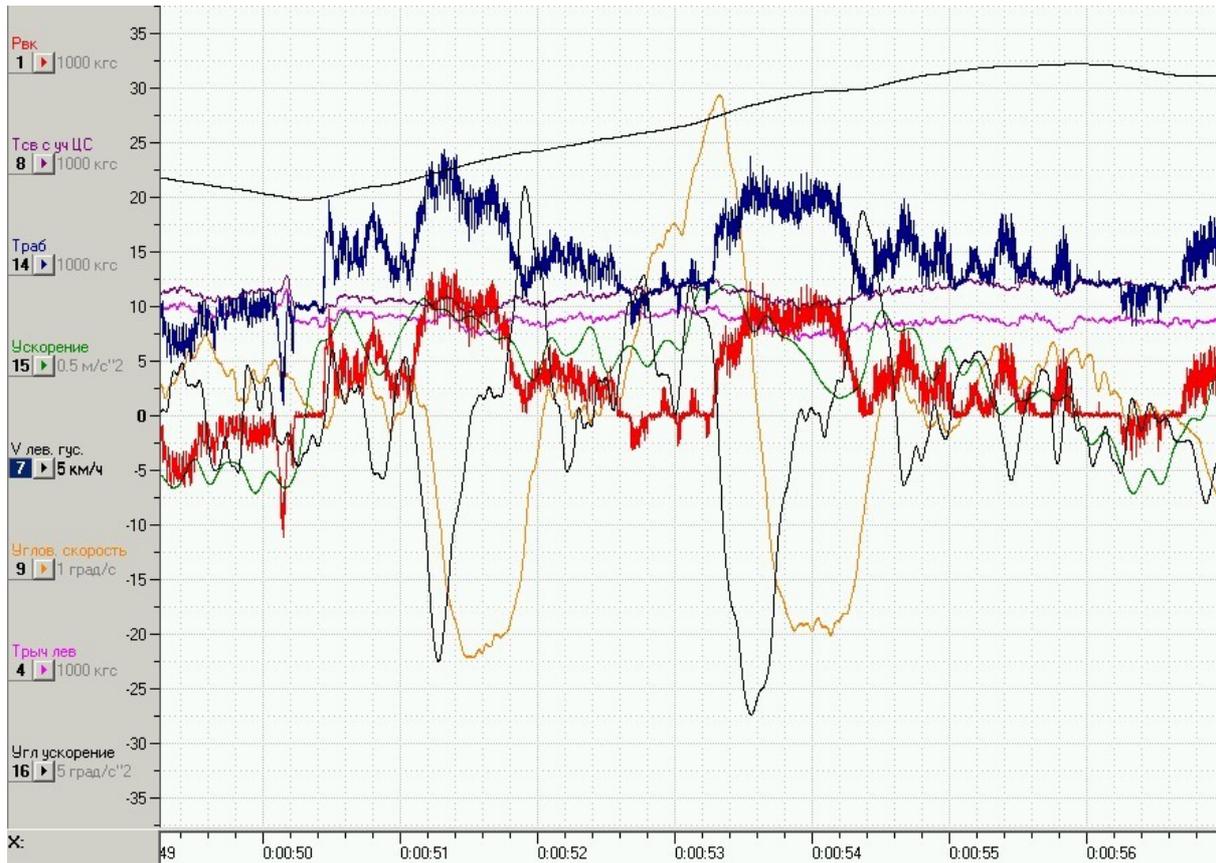


Рис. 2. Изменение параметров при движении гусеничной машины со ступенчатым механизмом поворота

что позволяет двигаться в начале выполнения маневра «змейка» на 5-й передаче, а с ростом сопротивления – переключаться до 3-й передачи. Средняя скорость V_{cp} и замедление \dot{V}_{cp} определяются выражениями $V_{cp} = 0,5(q_m^2 + 1)V_3$ и $\dot{V}_{cp} = V_3^2 (q_m^2 - 1)/(q_m^2 + 1)\Delta S$ соответственно (здесь q_m – отношение передаточных чисел на смежных передачах, а ΔS – длина полуволены «змейки»).

Длительность переключения передач в механической трансмиссии этой же машины (ТМ-120У) гораздо выше и составляет 2,5...3,7 с. Из-за ограниченного быстродействия системы в трудных условиях движения переключение на ходу с высших на низшие передачи не представляется возможным. В связи с этим движение по тестовой «змейке» происходит на заранее выбранной третьей передаче. Ограниченность быстродействия системы переключения передач снижает не только разгонные качества машины, но и среднюю скорость прохождения «змейки» в $0,5(q_m^2 + 1) \approx 1,6$ раз.

Таким образом, скоростные качества гусеничных машин с дискретными свойствами системы управления поворотом ограничиваются удельной мощностью машины, динамическими явлениями при циклическом включении механизма поворота, отклонением (дивергенцией) параметров траектории движения от заданной вследствие несовпадения траекторной кривизны с дорожной, психофизиологическими возможностями водителя

выполнения функции обратной связи, а также быстродействием системы управления переключением передач.

Подвижность, соответственно и управляемость гусеничных машин с непрерывными свойствами системы управления во многом определяется динамическими и кинематическими свойствами. Динамические свойства определяют качество переходных процессов, при которых угловое ускорение $\dot{\omega}$ определяется отношением разности моментов поворачивающего M_p и сопротивления M_c к моменту инерции $\delta_{\omega} I_z$ машины (второе уравнение системы (1)). Для машин с дифференциальным гидрообъемным механизмом поворота поворачивающий момент создается гидромотором $M_n = M_{ГМ} \cdot B(1+k)U_{бр}U_{мс} / 2r_{Вк}$ автоматически в силу свойств гидропередачи. Момент гидромотора является сложной нелинейной функцией, которая описывается следующей системой дифференциальных уравнений (2), приведенной в работе [5]:

$$\begin{aligned} M_{ГМ} &= \Delta P \cdot q_{зон}; \\ \frac{\Delta P}{dt} &= (Q_{ГН} - \Delta Q) \cdot E(\Delta P, b, n); \\ Q_{ГН} &= q_n(\alpha_{ум}) \cdot \omega_d(\alpha_{nm}) \cdot U_{дн}, \end{aligned} \quad (2)$$

где ΔP трансмиссией длительность переключения не превышает 0,8...1,2 с, избыточное давление в силовых магистралях; $q_{зон}$ – трансмиссией длительность переключения не превышает 0,8...1,2 с, объемная постоянная; Q – расход жидкости; ΔQ – трансмиссией длительность переключения не превышает 0,8...1,2 с, утечки жидкости, включая через предохранительный клапан; $E(\Delta P, b, n)$ – модуль упругости рабочей жидкости, зависящий от избыточного давления ΔP ; газосодержания b и показателя политропы n .

Требуемый рост давления и расход жидкости при переходных режимах ограничивается вследствие срабатывания предохранительного клапана. При этом возрастает температура рабочей жидкости в силовых магистралях ГОП, что переводит ее в двухфазное состояние. При этом повышается коэффициент газосодержания, снижается модуль упругости жидкости, и, соответственно, механическая жесткость ГОП, увеличивается фазовое отставание реакции на управляющее воздействие и ограничивается работоспособность передачи.

Скоростные качества определяются кинематическими и силовыми условиями, создаваемыми системой управления поворотом. Кинематические условия регулирования направления движения машины, в том числе на затяжных поворотах ограниченной кривизны, во многом определяются зависимостью (характеристикой) $\omega_n = \omega_n(\alpha_{ум}, \alpha_{nm})$ и чувствительности

$$\sum \frac{\partial \omega_n}{\partial \alpha_i} \text{ к управлению } \omega_n = \omega_{n0}(\alpha_{ум}, \alpha_{nm}) + \sum \frac{\partial \omega_n}{\partial \alpha_i} \Delta \alpha_i, \text{ а также}$$

максимальным значением угловой скорости поворота $\omega_{n\max}$. По этому параметру дифференциальные гидрообъемные механизмы поворота превосходят другие. При отсутствии динамических ограничений положительность производных $\frac{\partial \omega_n}{\partial \alpha_{um}} > 0$, $\frac{\partial \omega_n}{\partial \alpha_{nm}} \text{sign} \dot{\alpha}_{nm} > 0$ соответствует

управляемости. При росте ω_n (последнее условие) увеличение подачи топлива выполняет роль форсирующей функции.

Для машин, оснащенных системой управления поворотом с непрерывными свойствами – дифференциальным гидрообъемным механизмом поворота, угловая скорость поворота является функцией двух управлений α_{um} и α_{nm} :

$$\omega_3 = 2r_{вк} U_{ГОП}(\alpha_{um}) \cdot \omega_\delta(\alpha_{nm}) / (1+k) B \cdot U_{\delta p} U_{дн} U_{MC} K_R$$

и не зависит от номера включенной передачи.

Передачные числа $U_{дн}$, U_{MC} определяются из условия движения без бокового заноса на грунтах с высокими сцепными свойствами на максимальном скоростном режиме ($\omega_\delta = \omega_N$). При этом расчетная угловая скорость поворота принимается равной 1 рад/с. Это обеспечивает высокие скоростные качества машины на дорогах с интенсивным изменением кривизны. Однако при движении машины со скоростью ниже максимальной $V < V_{j\max}$, на режиме вращения вала $\omega_\delta = \omega_M$ угловая скорость поворота

снижается в $\frac{\omega_N}{\omega_M}$ раз и может быть недостаточной. Например, при

движении по окружности с радиусом 20 м ($k = 0,05 \text{ м}^{-1}$) по сухой бетонной дороге ($\mu = 0,8$) с предельной скоростью $V \leq \sqrt{\frac{\mu \cdot g}{k}}$, равной 12,6 м/с.

Угловая скорость должна составлять $\omega = V \cdot k = 0,63$ рад/с. Если двигатель работает на режиме максимального момента, то расчетная угловая скорость

составляет $\omega_p = \omega_{\max} \cdot \frac{\omega_N}{\omega_N} \approx 0,5$ рад/с. При юзе и буксовании гусениц

фактическая угловая скорость поворота еще меньше и не превышает 0,33...0,38 рад/с (принято, что на установившемся режиме коэффициент буксования определяется отношением длины опорной поверхности к ширине колеи $K_R = L/B = 1,3...1,5$). Следовательно для обеспечения управляемости, передаточное число привода ГОП $U_{дн}$ должно быть регулируемым для обеспечения необходимой угловой скорости поворота машины при работе двигателя не на максимальной угловой скорости $\omega_\delta \ll \omega_N$. В противном случае следует уменьшить номер включенной передачи.

На рисунке 3 приведены экспериментальные зависимости изменения кинематических и силовых параметров при переходных процессах

управления поворотом гусеничной машины с ГОМП (без учета высокочастотных составляющих, обусловленных динамикой гусеничного движителя и упругостью элементов силового блока). При входе в поворот и выходе из него момент сопротивления определяется не только сопротивлением грунта, но и инерционной составляющей $I_z \dot{\omega}$ (заштрихованная область на рисунке 3).

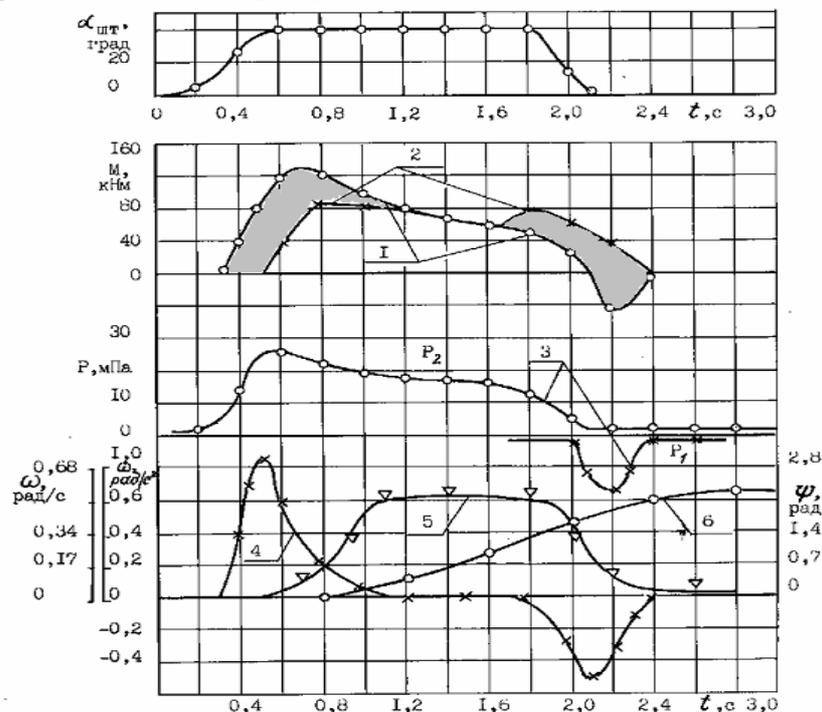


Рис. 3. Изменение кинематических и силовых параметров в процессе поворота

Для обеспечения высоких динамических качеств поворачивающий момент должен быть достаточен для преодоления сопротивления грунта и инерционных сил. Численная оценка показывает, что для машин массой 20 т необходима установочная мощность ГОП не менее 240 кВт – 50...60 % мощности двигателя. Применение гидрообъемных передач такой мощности при достигнутом значении рабочего давления 45 МПа ограничивается условиями компоновки и габаритно-массовыми параметрами.

Запаздывание реакции гусеничной машины на управляющее воздействие приводит к необходимости создания соответствующего упреждения управления. При появлении на трассе полигона внезапных «закрытых» поворотов управление не является упреждающим. В этом случае резкий поворот штурвала не приводит к соответствующему повороту гусеничной машины, движение является неуправляемым, машина проезжает поворот на 5...10 м. Движение в таких случаях приводит к съезду с дороги и к другим нежелательным последствиям. Особенно ярко это проявляется при движении на высшей передаче с неполной подачей топлива, так как при этом проявляется нелинейность гидрообъемной передачи, связанная с ограничением расхода рабочей жидкости при недостаточной частоте вращения вала гидронасоса. Снижение скорости движения путем торможения перед поворотом приводит к дополнительному снижению частоты вращения вала гидронасоса и его производительности.

Экспериментально установлено, что при вероятности появления «закрытых» поворотов управляемость может быть повышена при быстром переключении передачи на номер ниже и при увеличении частоты вращения вала двигателя близко к максимальной (конструкция системы управления гидромеханической трансмиссией позволяет это осуществить). Первое приводит к повышению чувствительности к управляющему воздействию, а второе увеличивает производительность гидронасоса ГОП.

Для исследования устойчивости замкнутой системы движение машины описывается в векторно-матричной форме [1]:

$$\dot{x} = Ax + By - \text{уравнение динамики управляемого объекта,}$$

$\dot{y} = F(\sigma), \sigma = C^T - ry$ – уравнения нелинейного исполнительного устройства (привода) и обратной связи.

Здесь y, σ – скалярные координаты, r – коэффициент обратной связи, C^T – транспонированная матрица-столбец (C_1, C_2, \dots, C_n) , то есть матрица-строка, в соответствии с которой $C^T = C_1 X_1 + C_2 X_2 + C_3 X_3 + \dots + C_n X_n$.

Нелинейная функция $F(\sigma)$ может иметь произвольную форму, удовлетворяющую условиям $F(0) = 0, F(\sigma) > 0$ при $\sigma \neq 0$.

Для невырожденной матрицы системы $\det \begin{vmatrix} A & B \\ C^T & -r \end{vmatrix} \neq 0$, то есть $r + C^T A^{-1} B \neq 0$, может быть составлена функция Ляпунова. На основе исследования знакопостоянства функции Ляпунова и ее производной по критерию Сильвестра установлено, что условие асимптотической устойчивости выполняется при определенных значениях коэффициента связи r :

$$\begin{vmatrix} G & \bullet & -\left(RB - \frac{1}{2}C\right) \\ \bullet & \bullet & \bullet \\ -\left(RB - \frac{1}{2}C\right)^T & \bullet & r \end{vmatrix} > 0 \text{ или} \quad (3)$$

$$r > \left(RB - \frac{1}{2}C\right)^T G^{-1} \left(BR + \frac{1}{2}C\right)$$

где R – некоторая положительно определенная матрица, квадратичная форма n координат, $Z = \dot{X}$; G – симметричная матрица $G = -(A^T R + RA)$.

В условия устойчивости не входят параметры нелинейной функции обратной связи. Однако коэффициент обратной связи r и функция $F(\sigma)$ определяются характеристикой гидрообъемной передачи. В связи с этим, при появлении существенной нелинейности, связанной с ограничением давления или расхода рабочей жидкости, условия вышеприведенного неравенства (3)

и $F(\sigma) > 0$ нарушаются. Следовательно, движение замкнутой нелинейной динамической системы не только не устойчиво, но и не управляемо.

Для обеспечения устойчивости движения замкнутой системы с обратной связью и высоких динамических качеств при ограниченной установочной мощности гидрообъемной передачи, ее объемно-габаритных и компоновочных размеров, в конструкциях трансмиссий используются двухпоточные управляемые приводы (таблица 1). Анализ конструктивных решений, обеспечивающих высокие динамические качества при ограниченной установочной мощности ГОП, показывает наличие существенных функциональных ограничений.

Например, конструкция системы управления остановочными тормозами гусеничной машины на низших передачах позволяет увеличить поворачивающий момент за счет раздельного торможения гусеницы отстающего борта (строка 2 таблицы 1). Однако при торможении одной из гусениц при раздельном управлении тормозами, а также при заклинивании одной из гусениц в процессе аварийного сброса гидромотор переходит в режим гидронасоса. Такой режим работы сопровождается раскруткой вала гидронасоса с угловой скоростью, в несколько раз превышающей номинальную. Предохранительные клапана силовых магистралей выполнены таким образом, что выдерживают давление в этом режиме выше, чем при номинальном. Поэтому происходит перегрузка ГОП и разрушение ее деталей. В связи с этим в автоматизированную систему управления движением необходимо ввести устройство, предохраняющее ГОП от перегрузок.

Таблица 1

Характеристика конструктивных решений, обеспечивающих высокие динамические качества при ограниченной мощности гидрообъемной передачи

Трансмиссия	Устройство, включаемое в дополнительный поток	Основные ограничения
1	2	3
Marder, HSWL-194	Разгрузочные гидромуфты с регулируемым наполнением	Недостаточное быстродействие, особенно при опорожнении, большая длительность переходных процессов, особенно при выходе из поворота, приводящая к режиму эволюционного движения
Гусеничная машина массой 19т	Раздельное управление торможением гусеницы отстающего борта на низших передачах	Необходимость управления тормозным моментом с обратной связью по угловой скорости из условия $\omega_{\Phi} \leq \omega(\alpha_{ШТ}, \alpha_{ПТ})$

1	2	3
Гусеничная машина средней категории по массе	Подключение механической ветви через управляемый фрикцион, двойной дифференциал	Необходимость управления моментом фрикциона с обратной связью по угловой скорости из условия $\omega_{\phi} \leq \omega(\alpha_{ШТ}, \alpha_{ПТ})$
Перспективная машина, Breadyly	Две бортовые гидрообъемные передачи	Синхронность функционирования, сложная программа управления

Для машин с дифференциальным ГОМП снижение скорости поступательного движения уменьшением подачи топлива (частоты вращения вала двигателя), как показано выше, не допустимо, так как это приводит к снижению угловой скорости гидромотора и поворота машины и еще в большей степени снижает динамические качества. Торможение в процессе поворота не допустимо, так как затрудняется возможность криволинейного движения. Некоторый эффект может быть достигнут при упреждающем переключении передач в ГМТ на номер ниже и соответствующим увеличением подачи топлива. Для повышения динамических качеств и управляемости гусеничной машины с ограниченной мощностью ГОП путем использования кинетической энергии поступательного движения (инерционных сил при замедлении) конструкция механизма поворота и управление им должны быть с регулируемым в зависимости от скорости кинематическим параметром q , определяющим расстояние от центра масс до точки, сохраняющей при повороте скорость прямолинейного движения. Это может быть реализовано при двух бортовых гидрообъемных передачах (последнее решение в таблице 1). Проведенные всесторонние экспериментальные исследования управляемости гусеничных машин с такой системой управления показали, что параметры, характеризующие качество переходных процессов несколько выше, чем с обычной системой управления, что обеспечивает более высокие скоростные и динамические качества. Такое решение позволяет не только снизить нагруженность гидрообъемной передачи, но и при одновременном управлении расширить кинематический диапазон трансмиссии, осуществлять синхронизацию включаемых элементов в процессе переключения передач. В такой схеме управления возникает проблема асинхронности работы гидрообъемных передач из-за нелинейности характеристик, разности моментов на ведущих колесах, необходимости стабилизации прямолинейного движения, а также сложности программы управления, так как, при такой системе управления угловая скорость поворота является неоднозначной функцией трех управляющих воздействий:

$$\alpha_{ШТ}, \gamma_1 \text{ и } \gamma_2.$$

Схема такого механизма сложнее дифференциального из-за необходимости установки двух гидромашин. Усложняется также система и программа управления поворотом.

Выводы:

1. Реализация скоростных качеств быстроходных гусеничных машин на дорогах с деформируемым основанием с интенсивно изменяющимся направлением движения, в том числе по тестовой «змейке», существенно зависит от удельной мощности. При значениях этого параметра ниже 20 кВт/т скоростные качества машин, оснащенных системой управления поворотом с дискретными свойствами не ниже, чем с непрерывными, но это достигается более высокой интенсивностью управляющей деятельностью водителя – число включений механизма поворота на километр пути возрастает в 6...9 раз.
2. При движении по малодеформируемому грунту подвижность машин с дискретными свойствами системы управления поворотом весьма ограничена и не превышает 35...38 км/ч – в 1,3 раза ниже по сравнению с непрерывными свойствами МП. Основными ограничениями скорости движения гусеничной машины с такой системой управления поворотом являются условия вписываемости в заданный коридор. Эти условия определяются качеством переходных процессов, коэффициентом фазовой напряженности, быстродействием системы переключения передач, высоким значением «быстрых» боковых ускорений ($10...11 \text{ м/с}^2$), превышающих сцепные свойства грунта и не компенсируемых водителем из-за ограничений его психофизиологических возможностей, как звена обратной связи.
3. Динамические явления – дивергенция параметров траектории, ограничивающие управляемость, могут быть частично компенсированы соответствующими приемами вождения, а при синтезе программ автоматического управления уменьшается их влияние.
4. Эффективным путем повышения управляемости и подвижности машин на дорогах с интенсивным изменением направления движения при ограничениях мощности системы управлением поворотом, наряду с совершенствованием известных решений, является синтез систем с регулируемым кинематическим параметром, позволяющих повысить качество переходных процессов поворота за счет использования кинетической энергии поступательного движения машины.

2. Прогнозирование подвижности быстроходных гусеничных машин при криволинейном движении

При разработке перспективных и модернизации конструкции 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 по характерным дорогам используются методы прогнозирования, основанные на изучении установившихся процессов и определяется как случайная величина на основе функции распределения скорости по пути [4]

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

где $F_{S_i}(V)$ – функция распределения скорости движения с учетом ограничений по тяговым качествам ($i = 1$), по предотвращению заноса на криволинейных участках ($i = 2$), по параметрам плавности хода на неровных участках дороги ($i = 3$).

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

При движении по ровным дорогам скорость ограничивается тягово-динамическими качествами машины и условиями движения в повороте – ограничивается условиями бокового заноса $V \leq \sqrt{\frac{\mu \cdot g}{k}}$. Для характерных дорог функции распределения кривизны k и коэффициента сопротивления повороту $F_S(\mu)$ 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 работах В.И. Красенькова показано, что управляемость быстроходных машин адекватно можно оценить по фазово-частотным характеристикам. Им 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 \square арковских \square процесса В.А. Савочкин определил цикличность как число положительных выбросов кривизны нулевого уровня. Для повышения точности метода необходимо дополнительно учесть

результаты исследования динамики управляемого движения, выполнение водителем функции звена обратной связи по компенсации отклонений.

Интенсификация рабочих процессов при росте скоростных качеств, применение принципиально новых конструктивных решений, получение дополнительных экспериментальных данных, позволяет углубить понимание физических процессов, уточнить принимаемые ранее ограничения и допущения, дополнить математические модели движения с учетом реальных динамических свойств, интенсивности изменения и особенности формирования параметров управления, динамику системы управления движением, водителя как звена обратной связи системы и др. Учитывая тенденцию дальнейшего повышения скоростных качеств, совершенствование методов прогнозирования подвижности представляется актуальной задачей, что и определяет цель данной работы.

Переходные процессы при управлении поворотом машины, управляемость принято определять на 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. 4 приведен фрагмент осциллограмм, характеризующих изменение кинематических параметров угловой скорости ω и курсового угла φ .

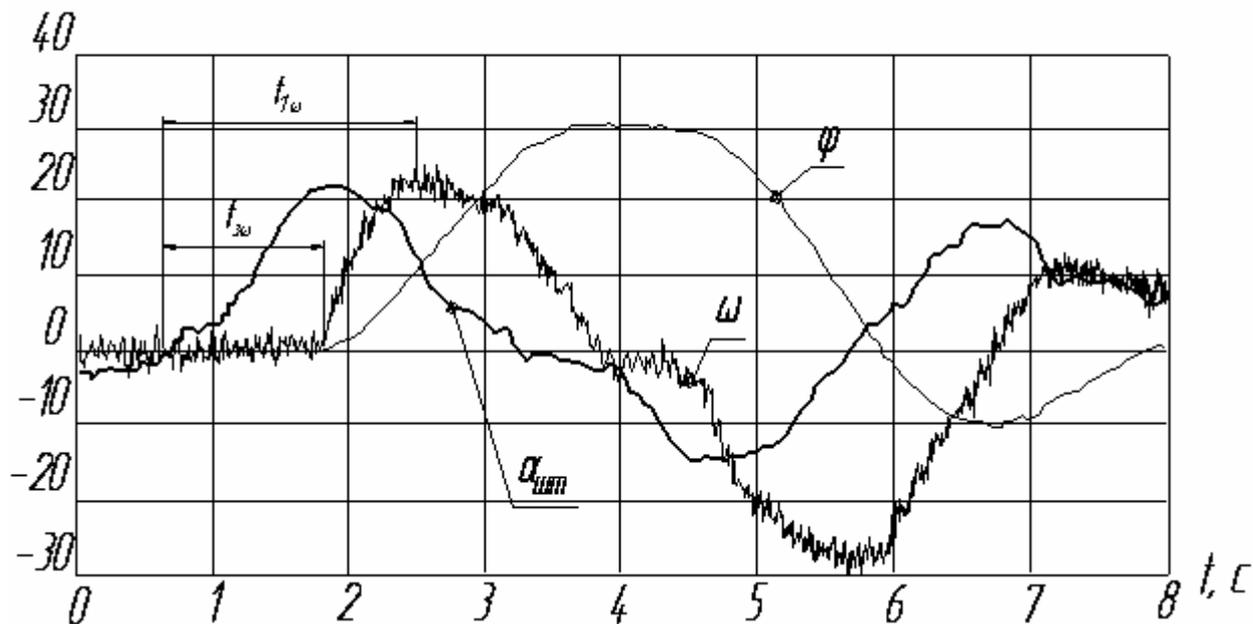


Рис. 4. Фрагмент осциллограммы с записью изменения кинематических параметров при движении по змейке (грунт, длина полуволны $\Delta S = 30$ м, IV передача, α - угол поворота штурвала; ω - угловая скорость; φ - курсовой угол)

Эти данные иллюстрирует существенное запаздывание реакции машины на управляющее воздействие $\alpha_{шт}$ по угловой скорости ω и 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 длительность времени от начала перемещения штурвала до начала изменения угловой скорости ω и курсового угла φ , соответственно;

– быстродействие системы $t_{1\omega}$ - определяется по длительности от начала перемещения штурвала до момента, когда угловая скорость достигнет установившегося значения.

Обычно при оценке напряженности управляющей 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. 5 в виде зависимости длительности $t_{3\omega}, t_{1\omega}$ от скорости движения. Как следует из рисунка, с увеличением скорости движения время запаздывания остается неизменным, а быстродействие системы управления поворотом снижается.

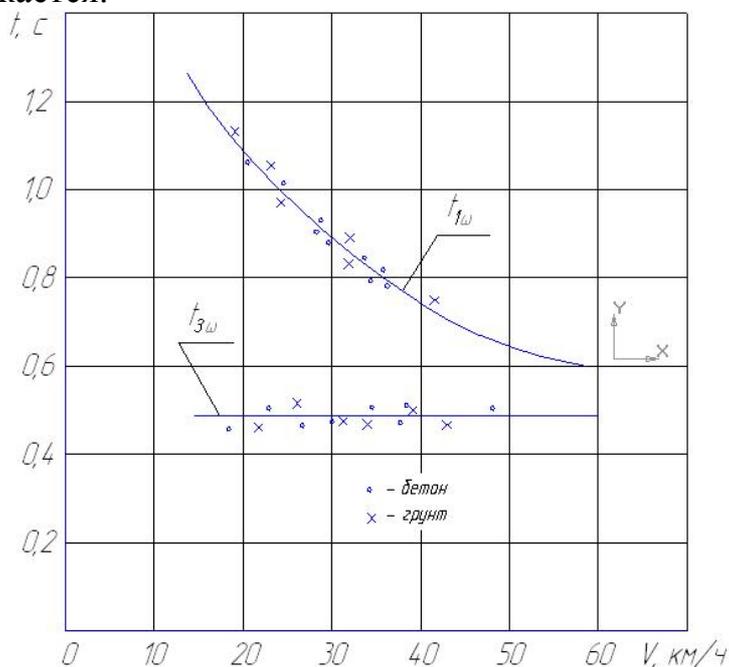


Рис.5. Зависимость длительности процессов от скорости движения

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.

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 направлением движения $k_\phi(V) = \frac{\psi_\phi}{\pi}$.

Экспериментальная зависимость коэффициента фазовой напряженности от скорости движения при фиксированных значениях длины волны ΔS приведена на рис. 6а. Предельная скорость движения соответствует значению $k_\phi=0,75$, при котором водитель в принципе может управлять направлением движения. По этим данным построена зависимость предельной скорости движения от длины волны ΔS тестовой «змейки» (график 1, рис. 6б). На этом же рисунке приведены экспериментальные зависимости средней скорости движения от ΔS по бетону (график 2) и по грунту (график 3). Из сравнения данных на рис. 6 следует, что ограничение подвижности машины достаточно точно прогнозируется по коэффициенту фазовой напряженности.

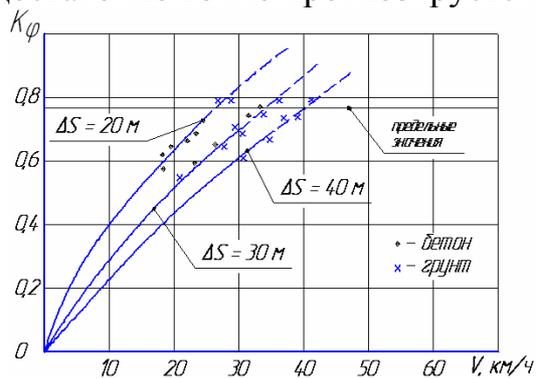


Рис. 6а. Зависимость коэффициента фазовой напряженности от скорости движения

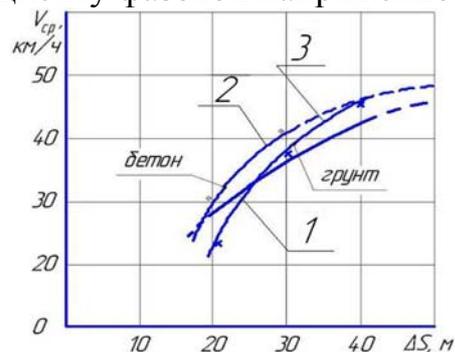


Рис. 6б. Зависимость скорости движения от длины волны тестовой змейки

Некоторое превышение ограничений можно объяснить обучаемостью водителя по созданию упреждающего управления при движении по тестовой трассе. При движении по дорогам со случайным изменением направления движения совпадение графиков 1 и 2, 3 может быть более близким.

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 траектории определяется функцией частной производной курсового угла $\partial\varphi$ по пути ∂s ($k = \partial\varphi / \partial s$). В статистической динамике транспортных машин показано, что курсовой угол φ , его производная $\partial\varphi / \partial s$, следовательно и кривизна, являются стационарными случайными функциями, обладающими свойствами эргодичности. Если управляющее воздействие водителя соответствует производной курсового угла направления траектории движения $\alpha_{um} \approx d\varphi(s)$, то оно является 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 определяется функцией числа включений механизма поворота, как число положительных выбросов случайной стационарной функции кривизны траектории «нулевого уровня» $\omega = 2\pi \cdot N^* \cdot V$,

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 $[f] \leq 0.8 \dots 1.0 \text{ Гц}$, т.е. $[\omega] < 5 \dots 6 \text{ рад/с}$.

Корреляционная функция кривизны траектории k аппроксимируется экспоненциально-косинусоидальной зависимостью

$R_k(\tau) = \sigma_k^2 \exp(-\alpha \cdot |\tau|) \cos \beta\tau$ или дважды дифференцируемой функцией

$$R_k(\tau) = \sigma_k^2 \exp(-\alpha|\tau|) \left(\cos \beta\tau + \frac{\alpha}{\beta} \sin \beta \cdot |\tau| \right).$$

Последнее позволяет привлечь аппарат Парковских процессов для исследования динамики системы. В соответствии с прямым преобразованием Фурье можно определить спектральную плотность $\Phi(\omega)$, имеющую вид дробной рациональной функции частоты. Для машин с гидрообъемными механизмами поворота среднее число включений составляет [4]:

$$N^* = (2\alpha_k^2 + \beta_k^2)^{0.5} / 4\pi\Phi_0(k_\phi / \sigma_k).$$

Для ступенчатых механизмов поворота с расчетной кривизной k_ϕ число поворотов машины и кривизна траектории существенно отличаются от

дорожных. Если кривизна дороги $k_o(s)$ 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 $N_{y\phi}(k_\phi)$:

$$N_{y\phi}(k_\phi) = m_s [N_{y\phi}(k_\phi)] = \int_0^{k_\phi} \frac{k_\phi}{\beta(k_\phi)} \varphi_s(k_\phi) dk_\phi,$$

где $\varphi_s(k_\phi)$ – плотность вероятностей модуля дорожной кривизны $k_\phi = |k_\phi|$ ($0 \leq k_\phi \leq k_\phi$), определяемая по спектральной плотности или корреляционной функции дорожной кривизны $k_\phi = |k_\phi|$;

$\beta(k_\phi)$ - угол поворота машины, его определение приводится ниже.

Результаты экспериментального исследования показывают, что действительное число включений механизма поворота на единицу пути гораздо выше расчетного. Например, при движении гусеничной машины с удельной мощностью 17,0 кВт/т с дискретными свойствами системы управления поворотом ($k_\phi = 0,10 м^{-1}$) по обледенелой грунтовой трассе со случайным изменением направления движения (параметры корреляционной функции составляют ($\alpha_K = 0,05 м^{-1}, \beta_K = 0,07 м^{-1}, \sigma_K = 0,04 м^{-1}$)) расчетные значения N^* с учетом вероятности движения на передачах с ростом скорости от 1,4 до 12,0 м/с увеличивается от 0,56 до 4,10 включений на километр (график 1, рис. 7), а суммарное число включений составляет 14,1 на км. Действительное число включений механизма поворота (график 2) гораздо выше расчетного, достигая 96 на километр пути 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 (графики 3-4).

Во многом это связано с принимаемыми допущениями:

Во многом это связано с принимаемыми допущениями:

- соответствие кривизны траектории дорожной, при этом число включений механизма поворота определяется интенсивностью изменения направления движения;

- соответствие кривизны траектории дорожной, при этом число включений механизма поворота определяется интенсивностью изменения направления движения;

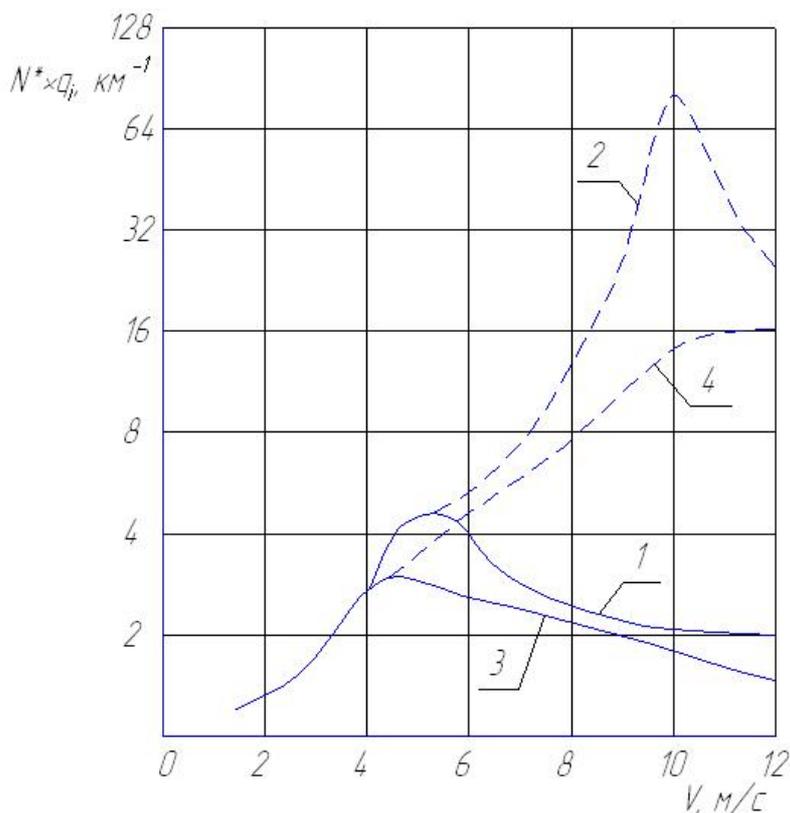


Рис. 7. Зависимость цикличности включения механизмов поворота от скорости движения при случайном изменении направления траектории (с учетом вероятности движения q_i по передачам)

- 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

- движение является полностью управляемым, 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 отличается. 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 рисунке 8 представлены результаты экспериментального исследования изменения параметров при движении машины с дискретными свойствами механизма поворота с большой скоростью на затяжном повороте (для наглядности угловая скорость условно изображена отрицательной). Из рисунка видно, что квалифицированный водитель обеспечивает требуемую точность траектории периодическим,

дискретным включением 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.

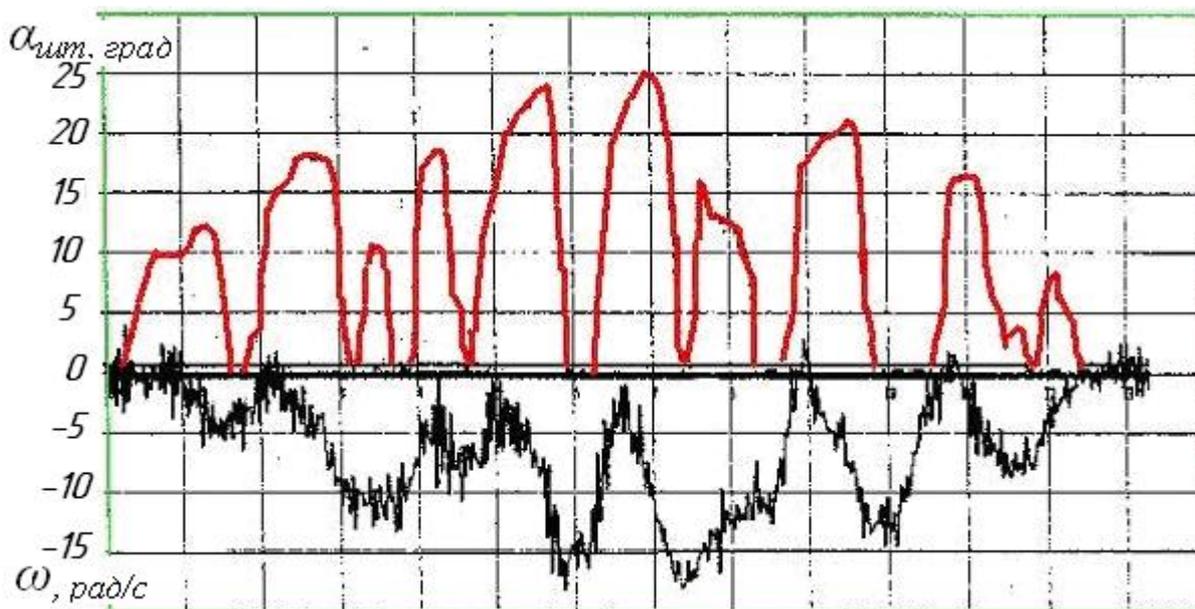


Рис. 8. Изменение кинематических параметров при движении на затяжных поворотах ограниченной кривизны

Кроме того, из-за особенностей механики управляемого движения, отклонение траектории от заданной водитель выполняет не только упреждающее регулирование направлением движения, но и функцию обратной связи по компенсации отклонений, обеспечивая вписываемость в ограниченный коридор. Возникающие в процессе движения машин отклонения траектории от заданной, вследствие недостаточной управляемости, приводят к необходимости ограничения скорости движения по условиям вписываемости. Частота процесса и предельно допустимая скорость движения определяется на основе исследования динамики системы «гусеничная машина – водитель – внешняя среда» в процессе регулирования направления движения. При анализе регулирования направлением 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 СУ приводит к существенному запаздыванию реакции машины на управляющее воздействие и не позволяет плавно регулировать направление движения. Траекторию движения машины с СУП с

дискретными свойствами можно рассматривать как комбинацию хорд, дуг окружности фиксированной кривизны при повороте на некоторый угол β и переходных линий.

Для поворота гусеничной машины в процессе движения по дороге с шириной резерва проезжей части $b_0 = H - B - b$ 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 $\beta(k_0, \alpha_{um})$, пройдя путь $S = \int_0^t \dot{V} dt$,

а координаты центра масс в проекциях по осям плоской декартовой системы координат составляют x, y, ψ .

$$\beta(k_0, \alpha_{um}) = 2 \arccos(k_\phi - a_1 k_0) / (k_\phi + a_2 k_0),$$

$$a_1, a_2 = 0,5 b_0 k_\phi \pm 1, b_0 = H - B - b_2,$$

где H - ширина дороги, B, b_2 - ширина колеи и гусеницы, b_0 - резерв ширины дороги.

Для обеспечения вписываемости цикличность с сокращением b_0 должна возрастать. При отсутствии резерва 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 отличается в силу дивергенции компонентов вектора траектории движения:

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

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

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

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 составляющей бокового – направляющего угла θ – угла между направлением абсолютной скорости центра масс и касательной к требуемой траектории. Величина детерминированной составляющей бокового угла θ может быть определена по второму уравнению системы, описывающей движение машины:

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

Подставляя значения $\frac{d\theta}{dt} = \frac{dV_Y}{dt \cdot V}$, получим

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

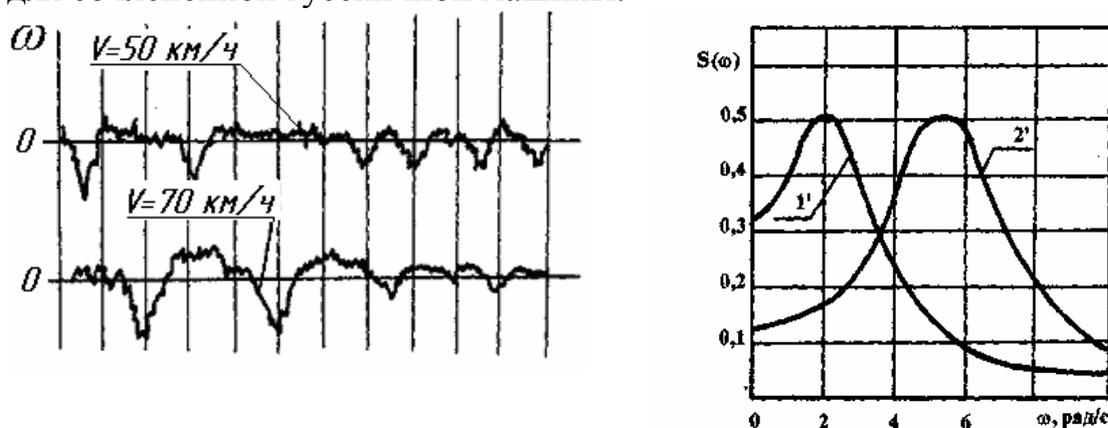
Первое слагаемое бокового угла, определяется угловой скоростью ω_ϕ и коэффициентом $K_{\theta c} = \left(\frac{mV - V^{-1} \sum_{l,n} C_{Yi} l_i}{\sum C_{Yi}} \right)$, зависящего от скорости. Для

гусеничной машины массой 19 т этот коэффициент с ростом скорости от 10 до 20 м/с экспоненциально возрастет от 0.01 до 0.25. Величина бокового угла ($\theta_c(K_{\theta c})$) пропорциональна угловой скорости поворота и возрастает тем быстрее, чем больше значение линейной скорости. Вторая составляющая, формирующая боковой угол $\frac{m}{\sum C_{Yi}} \frac{dV_Y}{dt}$, для гусеничной машины пропорциональна боковому ускорению $\frac{dV_Y}{dt}$. Предельное по боковому заносу

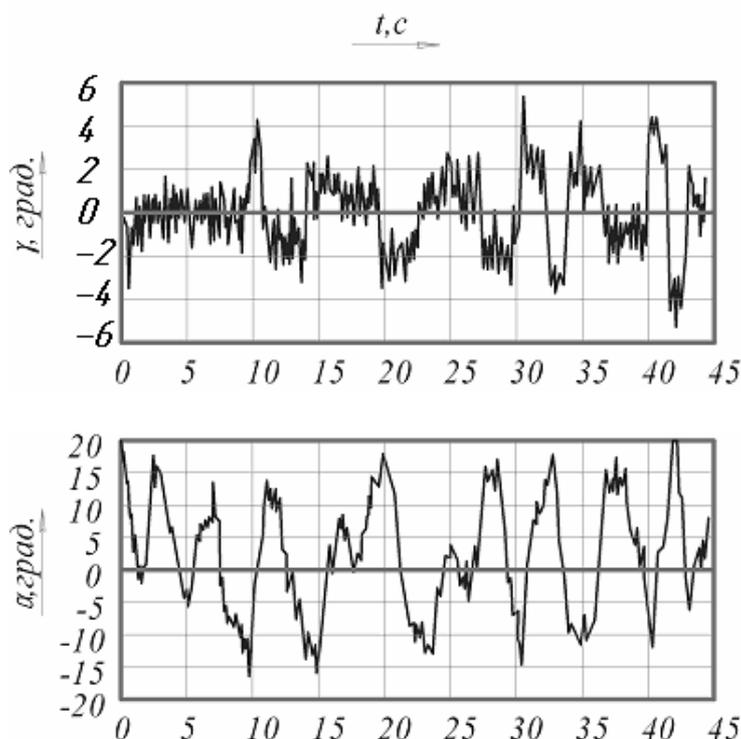
боковое ускорение $\frac{dV_Y}{dt} = \mu q$ и для сухого бетона ($\mu = 0.8$) вторая составляющая приводит к отклонению бокового угла на $8.34 \cdot 10^{-2} \text{ рад}$ (4.5 град), т.е. находится в пределах среднеквадратического отклонения курсового угла машины, движущейся с большой скоростью, и существенно 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, психофизиологических свойств водителя как звена обратной связи и их ограниченность. На рис. 9 показаны фрагмент осциллограмм и

спектральные плотности процесса отклонения угловой скорости ω при движении по дороге с малодеформируемыми свойствами для быстроходной гусеничной машины, курсового угла φ и компенсирующего управления $\alpha_{ум}$ для сочлененной гусеничной машины.



Фрагменты реализаций и спектральная плотность процесса отклонения угловой скорости быстроходной гусеничной машины



Фрагменты реализации отклонения курсового угла сочлененной гусеничной машины и компенсирующего управления водителя
Рис. 9. Отклонение кинематических параметров при прямолинейном движении гусеничных машин

Из рисунка видно, что с ростом скорости движения частота процесса превышает предельные возможности водителя. При движении по дороге с покрытием число «подруливаний» $n_\alpha = 96$, в связи этим компенсирующее управление эффективно при скорости движения $V \leq 36 \text{ км/ч}$.

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 величины отклонения определяются по экспериментальным данным случайной функции отклонения угловой скорости, по спектральной плотности:

$$\sigma^2_{\Delta\omega} = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} S_{\omega} d\omega, \text{ а } \Delta\theta = \pm 3 \cdot K_{\theta\omega} \sigma_{\Delta\omega}.$$

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

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

Из-за бокового смещения машины $\Delta Y = \int_0^t V \cdot \theta(V, t) dt$, определяемого этим

углом, действительная траектория не совпадает с расчетной. Это несовпадение тем больше, чем выше скорости и продолжительнее поворот. На рис. 10 слева показано изменение кинематических параметров в процессе поворота при движении со скоростью 10 м/с (графики 1) и 15 м/с (графики 2), а справа – вид траектории 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 затяжных поворотах. Предельное геометрическое положение гусеничной машины по условию вписывания определяется условием, чтобы точка, максимально удаленная от центра масс (ее угловая координата относительно продольной оси составляет θ_r) не выходила за пределы ширины проезжей части $\theta \leq [\theta]$:

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

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

где L_1 – габаритная длина машины; χ – продольное смещение полюса поворота

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

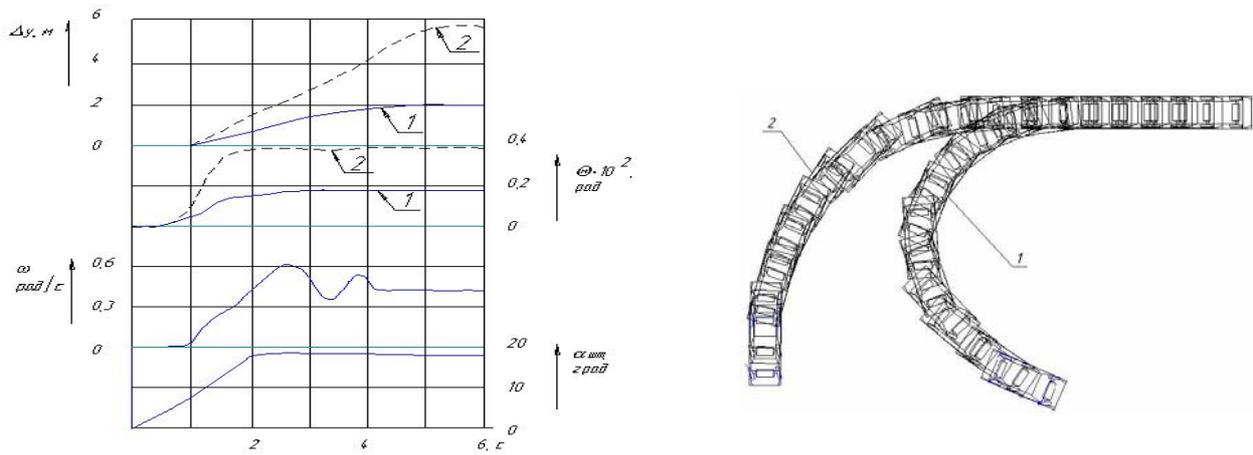


Рис. 10. Изменение кинематических параметров и траектория движения машины на затяжных поворотах ограниченной кривизны (1 – $v = 10 \text{ м/с}$; 2 – $v = 15 \text{ м/с}$)

Когда отклонение не превышает предельно допустимую величину, условие вписываемости выполняется. Ограничение скорости движения по условиям вписываемости в заданный коридор иллюстрируется графиками на рис. 11. Отклонение бокового угла машины при управлении водителем (график 1) с увеличением скорости от 5 до 20 м/с возрастает с 1.0 до 9.5 градусов при коэффициенте сопротивления повороту $\mu = 0.8$, а при $\mu = 0.4$ (график 2) – величина отклонения значительно выше и достигает 10 градусов при скорости 12 м/с. Предельная скорость движения по условиям вписываемости машины определяется ординатами точек, пересечений графиков 3 и 4 с линиями 1 и 2. Графики 3 и 4 характеризуют зависимость допустимого геометрического отклонения бокового угла $[\theta]$ от скорости движения для двух значений ширины проезжей части дороги.

При расчете принято значение ширины проезжей части $H_1 = 3,75 \text{ м}$ (график 3), что соответствует первой категории дорог по СНИП 2.05.02-85. При уменьшении ширины проезжей части дороги (график 4, $H_2 = 3,0 \text{ м}$, четвертая категория дорог) допустимая скорость движения по условиям вписываемости существенно снижается.

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

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

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

где $\sum t_i$ включает 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.

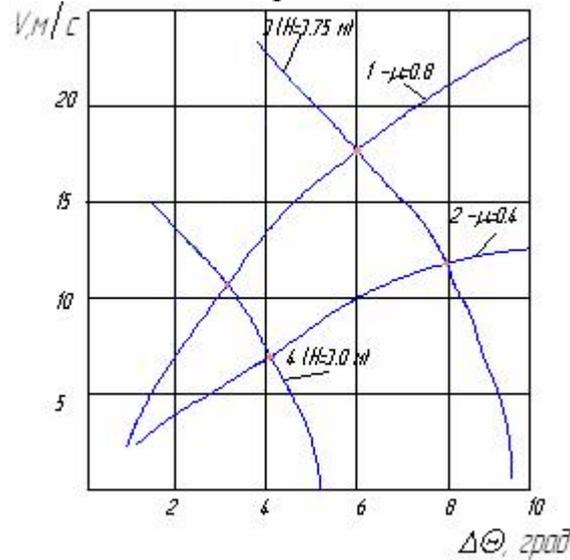


Рис. 11. Зависимость предельной скорости движения машины от отклонения направляющего угла

Соответствующая величина, на которую уменьшается угол поворота машины, составляет

$$\Delta\beta_3 = k_\phi \iint_t \dot{V} \cdot dt.$$

С учетом дивергенции отклонение вектора траектории движения, ограниченного быстродействием системы, действительный угол поворота машины гораздо меньше расчетного $\beta(k_\phi, \alpha_{um})$ и составляет:

$$\beta_\phi = \beta(k_\phi, \alpha_{um}) - \theta - \Delta\beta_3 - \Delta\theta.$$

Аналитическую зависимость коэффициента фазовой напряженности k_ϕ 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 остановочного тормоза отстающего борта) осуществляется лишь при сравнительно низких скоростях движения. Поворот с переменной кривизной при буксующих фрикционных элементах механизма поворота, ввиду неустойчивости 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 k_3 траектории при установившемся движении от угла поворота штурвала. Для машины, оснащенной системой управления с дискретными свойствами (например,

ПМП) характеристика является существенно нелинейной, петлеобразной с зоной нечувствительности и ограничением координаты (насыщением) приведена на рис. 12. Параметры нелинейности составляют: зона нечувствительности $m = 5^\circ$; ширина петли $b = 22^\circ$; ограничение координаты $c = k_3$, при учете буксования движителя $k_{зф} = 0,10$, а без учета - $k_{зм} = 0,15 \cdot m^{-1}$ независимо от номера включенной передачи и соответствует релейной общего вида с опережающими петлями. Угловая скорость поворота с увеличением номера передачи и подачи топлива (частоты вращения вала двигателя) возрастает.

Экспериментальные исследования показывают, что при положении $\alpha_{шт}$ в зоне нечувствительности характеристики СУП $\alpha_{ум} < 5^\circ$, когда выключается блокировочный фрикцион МП, а тормоз поворота еще не включен, траектория зависит от условий движения. При незначительном сопротивлении дороги с покрытием траектория является прямолинейной. В других условиях наблюдаются самопроизвольное отклонение траектории движения машины от прямолинейного, в том числе возможно и в сторону, противоположную повороту штурвала при действии продольных сил, формируемых макропрофилем дороги или ускорением \dot{V} . 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 $\alpha_{ум} = A \cdot \sin(\omega \cdot t)$, реакцией системы управления $k_3(\alpha_{ум})$ 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 $k_0(s)$ 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

$$k_1, \quad \text{т.е. } k_3 = \phi(k_0(s)) = \begin{cases} 0, \\ |k_1|. \end{cases}$$

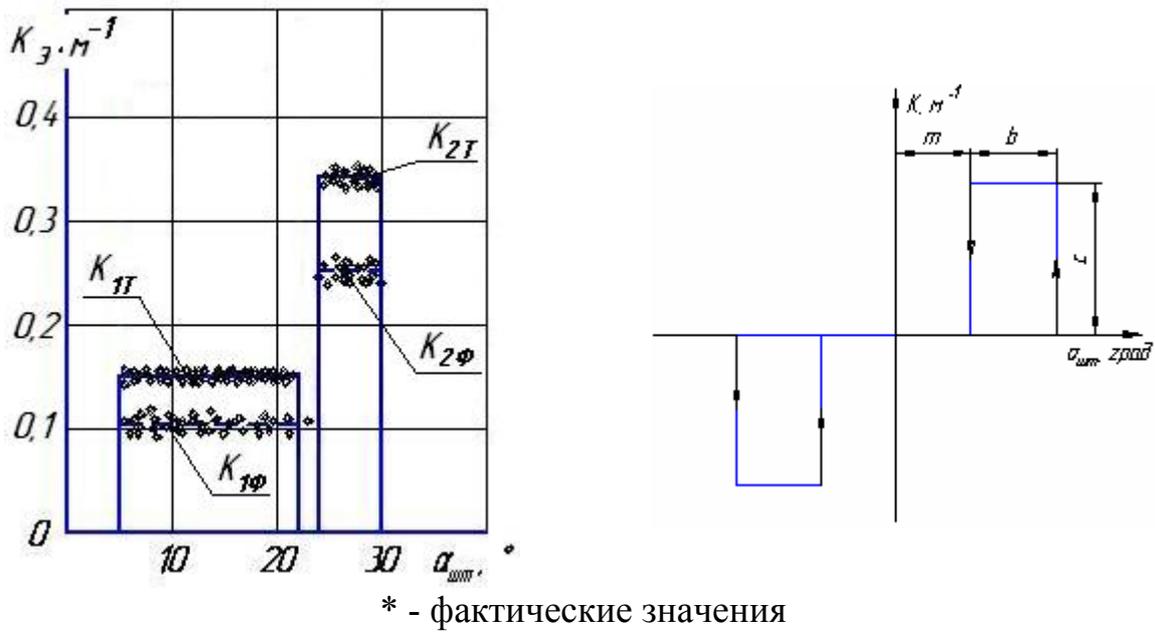


Рис. 12. Зависимость заданной кривизны поворота гусеничной машины от угла положения штурвала и схематизация нелинейной характеристики

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

$$K_3(\alpha_{umn}) = \begin{cases} 0, & \text{при } 0 \leq \phi \leq \phi_1; \\ k_1, & \text{при } \phi_1 < \phi \leq \phi_2; \\ 0, & \text{при } \phi_2 < \phi \leq \pi + \phi_1; \\ -k_1, & \text{при } \pi + \phi_1 < \phi \leq 2\pi - \phi_2; \\ 0, & \text{при } 2\pi - \phi_2 < \phi \leq 2\pi. \end{cases}$$

При приближенном решении (при гармонической линейзации нелинейной характеристики) управляющая функция определяется по уравнению:

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

где q и q' – коэффициенты гармонической линейзации [7]:

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

$$q'(A) = \frac{2 \cdot c \cdot b}{\pi \cdot A^2} \cdot (1 - m), \text{ при } A > b$$

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 системой управления поворотом с непрерывными свойствами – дифференциальным гидрообъемным механизмом поворота, угловая скорость поворота является функцией двух управлений α_{um} и α_{nm} и не зависит от номера включенной передачи.

Теоретическая кривизна на различных передачах пропорциональна углу поворота штурвала, чувствительность кривизны $\frac{\partial k}{\partial \alpha_{um}}$ 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 линеаризации этой характеристики отличаются от рассмотренной ранее [1].

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 определяется отношением разности моментов поворачивающего и 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. Фаза реакции машины определяется по уравнению [1]:

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

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

Дифференциальное уравнение вращательного движения машины с дискретной системой управления поворотом определяется из общего при жесткой механической характеристике гидрообъемной передачи, т.е. без учета ее динамических свойств, а коэффициент усиления K_{OB} – определяется по кинематической схеме трансмиссии. По сравнению с исходным порядок

уравнения снижается до второго. Фаза определяется по уравнению:

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

Зависимость коэффициента фазовой напряженности от частоты для машин с различной удельной мощностью и системой управления поворотом приведена на рис. 13.

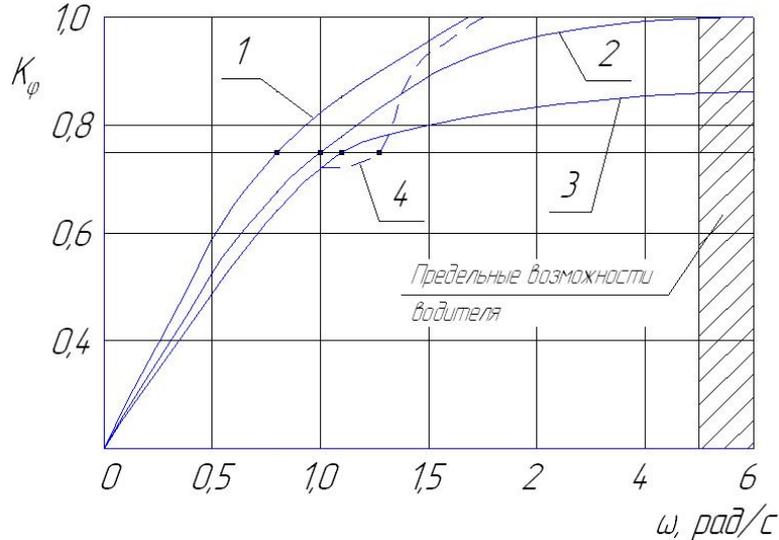


Рис. 13. Зависимость коэффициента фазовой напряженности реакции машины от частоты управляющего воздействия

1 — удельная мощность 12,8 кВт/т, дискретная система управления поворотом; 2 — удельная мощность 17,0 кВт/т, дискретная система управления поворотом; 3 — удельная мощность 17,0 кВт/т, непрерывная система управления поворотом; 4 — то же, что и 3 при проявлении нелинейности системы управления поворотом «насыщения по давлению»

Для машины с низкой удельной мощностью (12,8 кВт/т — график 1) и дискретной системой управления поворотом подвижность ограничивается значением функции $k_\varphi(\omega)$ в точке с координатами $\omega_{np} = 0,8$ рад/с, $k_\varphi(\omega) = 0,75$. При движении по тестовой змейке прогнозируемая скорость

определяется по формуле $V = \frac{\omega_{np} \cdot \Delta s}{\pi}$ (км/ч). Результаты расчета для

четырёх значений длины полуволны Δs (20, 30, 40 и 50 м) приведены в таблице 2. Аналогично прогнозируется скорость для других машин. С повышением удельной мощности машины на 25% (до 17,0 кВт/т, график 2) возрастает предельная частота процесса $\omega_{np} = 1,0$ 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 (график 3) $\omega_{np} = 1,1$, а расчетное значение скорости гораздо выше предыдущих значений и существенно превышает 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.

Подвижность машин с различными СУП существенно отличается 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, $\omega_{np} = 5$ рад/с, а средняя скорость не превышает 35,8 км/ч, ограничивается предельными возможностями водителя по компенсации быстрых отклонений.

На высших 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 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 от 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 МП также связана с необходимостью компенсации отклонения траектории, частота включения механизма поворота сокращается в шесть 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 – насыщением по давлению (ограничение координаты). При высокой цикличности включения МП возрастает требуемый поворачивающий момент

для преодоления инерционной составляющей момента сопротивления. Это приводит к перегрузке ГОП, срабатыванию предохранительных клапанов, переходу рабочей жидкости в двухфазное состояние (из-за аэрации, вспенивания или кипения), соответственно снижению механической жесткости характеристики и предельной частоты $\omega_{np} = 1,3$ рад/с при $k_{\varphi}(\omega) = 0,75$ (график 4).

Таблица 2

	Удельная мощность кВт/т	Система управления поворотом	Предельная цикличность включения ω_{np} (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	ω_{np} (рад/с)
1	12,8	дискретная	0,8	25	28	30	37	нет данных		
2	17,0	дискретная	1,0	26	35	45	47	96	35,8	6,0
3	17,0	непрерывная	1,1	24*	34,8*	46*	48*	16	46,0	1,3
				25,2	37,8	50,4	63			

N* - цикличность включения на километр пути

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, характеристики тяговая и системы управления поворотом; – спектральная плотность дорожно-грунтовых условий движения, кривизна дороги $S_k(\omega)$ и ее ширина $S_H(\omega)$, а так же коэффициента сопротивления повороту $S_{\mu}(\omega)$. На основе обратного преобразования Фурье определяются функции пути параметров дорожно-грунтовых условий $k(s), H(s), \mu(s)$.

В дальнейшем производится определение параметров нелинейности системы управления, динамических свойств $(t_{3\omega}, t_{1\omega})$ гусеничной машины и водителя, коэффициент фазовой напряженности $k_{\varphi}(\omega)$ составляющие угла поворота машины $\beta(k_d, \alpha_{шт})$, цикличность включения механизма поворота и частота процесса регулирования направления движения. Кроме того, вводятся ограничения: условия вписываемости, психологические свойства водителя выполнения функции звена обратной связи, перегрузки ГОП, буксование гусеницы забегающего борта, по тяговым возможностям и боковому заносу. На основе этих данных и имитационного моделирования движения машины производится расчет скорости движения как наименьшее

по вышеприведенным ограничениям. Полученные результаты статистически обрабатываются, определяется 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. Сформулированы требования к автоматизированной системе, в частности по созданию форсирующего управления, компенсации быстрых отклонений, сокращения цикличности включения механизма поворота водителем. Получены условия движения без снижения скорости по приближенной траектории – окружности предельной кривизны $k = V^2 / \mu \cdot g$, установлены зависимости для расчета эволюты – координат полюса поворота, предотвращающие боковой занос.

3. Синтез оптимального управления поворотом гусеничной машины

Анализ особенностей гусеничной машины как объекта управления с постоянно действующими возмущениями показывает необходимость создания адаптивной автоматизированной системы управления движением с бортовой микроЭВМ в контуре обратной связи, реализующей алгоритмы адаптивного управления. Созданию такой системы и посвящена данная работа.

Синтез автоматизированной системы возможен для управляемых, наблюдаемых или стабилизируемых систем. Эти свойства определяются по математической модели движения машины как управляемого объекта, включающего тяговый двигатель, двухпоточную бесступенчатую трансмиссию, собственно машину, взаимодействующую через гусеничный движитель с внешней средой и водителя, как звена обратной связи замкнутой системы.

Движение машины описывается векторно-матричным дифференциальным уравнением в нормальной форме Коши, дополненного матрицей преобразования [1]:

$$x = Ax + Bu + C\varphi; \quad y = Hx. \quad (4)$$

В приведенном уравнении x – n -мерный вектор координат ($n = 8$); A , B , C , H – матрицы, соответственно, состояния объекта, управлений, возмущений и преобразования; u , φ , y – векторы управления, возмущений и реальных, соответственно.

При оценке управляемости по ранговому критерию Калмана определяется ранг матрицы $G = [B | AB | A^2B | \dots | A^{n-1}B]$. Объект считается управляемым, когда $\text{rang}(G) = n$. Ранг является целым числом и разрывной функцией элементов матрицы G , которая формируется из i блоков. Каждый

блок является произведением матрицы A в степени i на матрицу B ($i = 0, 1, \dots, n - 1$). Для рассматриваемой системы $n = 8$, т. Е. достаточно велико, и на значение ранга матрицы G влияют ошибки округления, что приводит к ложным результатам определения ее ранга. В связи с этим управляемость оценивается по сингулярности, т. Е. невырожденности матрицы G $\det G \neq 0$. Известные вычислительные алгоритмы позволяют достаточно полно проводить информативную проверку точности результатов, при этом ошибка не превышает 10^{-5} .

Оценка наблюдаемости, т. Е. связности системы, производится по рангу блочной матрицы $N = [H^T | A^T H^T | (A^T)^2 H^T | \dots | (A^T)^{n-1} H^T]$ размером $n \times m$. Система наблюдаема, когда $\text{rang}(N) = n$. Если в процессе движения все координаты вектора состояния $x(4)$ могут быть измерены и по ним могут быть созданы обратные регулируемые связи, то рассматриваемая система является полностью наблюдаемой по Калману. Требование стабилизируемости является более слабым, чем управляемость, поэтому выполнение условий стабилизируемости еще не обеспечивает управляемости, но показывает принципиальную возможность повышения качества управления.

Для системы, описанной векторно-матричными уравнениями (4), определяется управление, обеспечивающее устойчивость замкнутой системы и минимум квадратов отклонений в форме $u = K(t)x(t)$, где $K(t)$ – постоянная матрица, определяемая выражением $K(t) = R_u^{-1} B^T P$. Здесь P – квадратная матрица размером $n \times n$ является решением дифференциального уравнения Риккати

$$-\dot{P}(t) = R_x - P(t)BR_u^{-1}B^T P(t) + P(t)A + A^T P(t), \quad (5)$$

с конечным условием $P(0) = 0$. Решение уравнения (5) стремится к установившемуся значению P , которое является единственным неотрицательным решением алгебраического уравнения Риккати

$$PA + A^T PBR_u^{-1}B^T P + H^T R_x H = 0.$$

Значения критерия качества при оптимальном управлении вычисляются по формуле $I = \text{Tr}(P)(PCC^T)$, где $T_r(P)$ – след (сумма диагональных элементов) матрицы P .

При функционировании системы компоненты вектора состояния измеряются с помехами. Задача оптимального управления в соответствии с теоремой о разделении сводится к оптимальной фильтрации и собственно решению задачи оптимального управления. Управление, обеспечивающее минимум квадратичного критерия качества и асимптотическую устойчивость замкнутой системы, формируется в виде $u(t) = -K(t)\hat{x}(t)$. Матрица коэффициентов $-K(t)$ остается неизменной, $\hat{x}(t)$ – случайная векторная функция, которая определяется на основе стационарного фильтра Калмана.

Для реализации синтезированного регулятора необходима бортовая микроЭВМ высокого уровня. В связи с этим определяются условия, при которых возможно синтезировать оптимальный упрощенный регулятор.

Решение задачи заключается в определении экстремалей уравнения $u(t) = W_R x(t)$, обеспечивающего минимум функционала

$$I = \int_0^T (\lambda^2 x^2(t) + u^2(t)) dt. \text{ При устойчивости полинома 4-й степени } A(S),$$

входящего в знаменатель передаточной функции объекта управления, средний квадрат общего решения дифференциального уравнения равен

$$\text{среднему квадрату его частного решения } I_{abc \min} = \int_0^\infty \frac{S(\omega) d\omega}{|A(\omega)|^2 + \lambda^2}.$$

Спектральная плотность возмущений $S(\omega)$ может изменяться в широких пределах. Для наиболее неблагоприятных, «худших», возмущений критерий качества не должен превосходить некоторого предельного гарантированного уровня. Наиболее опасной является спектральная плотность, сосредоточенная на частоте ω_M , на которой достигает максимума

сомножитель $\frac{\lambda^2}{|A(\omega)|^2 + \lambda^2}$. В этом случае спектральная плотность является

импульсной δ – функцией Дирака $S(\omega) = Na\delta(\omega - \omega_M)$, что соответствует гармоническому возмущению. Уравнение оптимального регулятора для наиболее неблагоприятного воздействия определяется непосредственно из вариационного уравнения Эйлера – Пуассона

$$u = -\frac{k}{1-k} A(S)x = \frac{\lambda^2 A(S)x}{|A(S)|^2 + \lambda^2}. \quad (6)$$

Когда условие устойчивости разомкнутой системы не выполняется, то приведенное уравнение не обеспечивает требуемого качества. Хотя при неустойчивом движении затраты мощности на компенсацию отклонений значительно меньше, чем при устойчивом, однако из-за ограниченного быстродействия существующих систем управления поворотом гусеничных машин реализация такого управления является неприемлемой. Дополнительному требованию устойчивости удовлетворяет ограниченное подсемейство уравнений Эйлера-Пуассона, в которые не входят экспоненциально возрастающие члены.

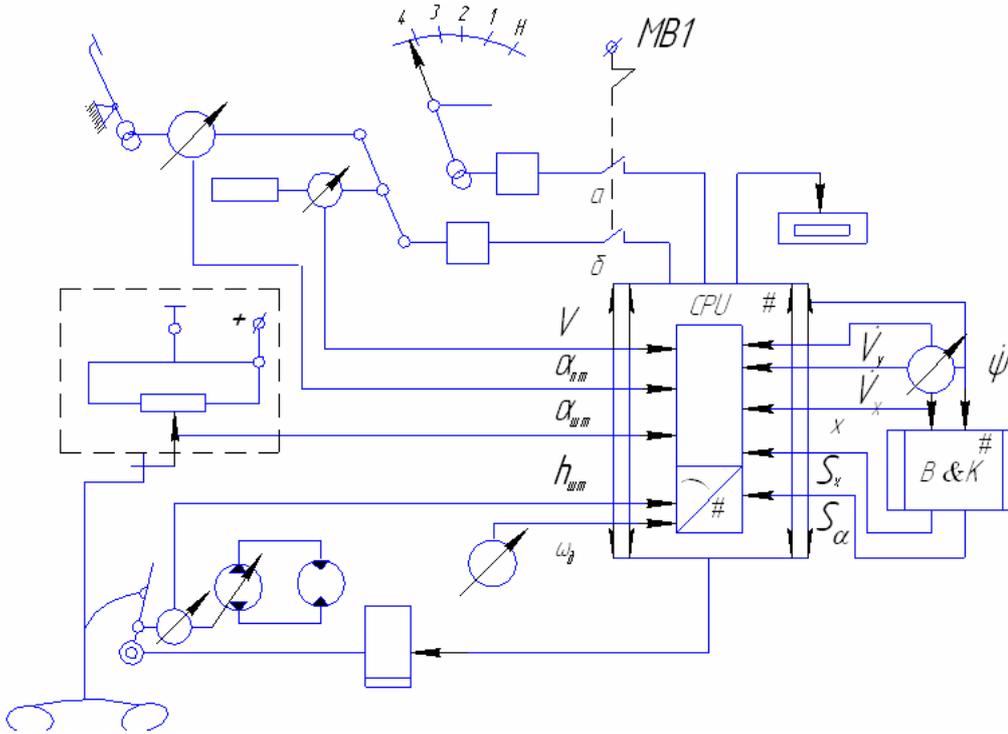


Рис. 14. Автоматизированная система управления движением

Автоматизированная система управления движением (АСУД, рис. 14), реализующая адаптивное оптимальное управление содержит измерители управляющих воздействий (угол поворота штурвала $\alpha_{шт}$, перемещений педалей подачи топлива $\alpha_{пт}$), а также угловой скорости вала двигателя ω_d , скорости движения V , которые электрически соединены через аналого-цифровой преобразователь (АЦП) с бортовой микроЭВМ, формирующей заданную угловую скорость поворота $\dot{\psi}_3$. Этот сигнал с выхода бортовой микро-ЭВМ подается на электромагнит гироскопического датчика «угловая скорость – ускорение». Выходы гироскопического датчика, измеряющие отклонение угловой скорости $x = \dot{\psi}_\phi - \dot{\psi}_3$, продольное \dot{V}_x и боковое \dot{V}_y ускорения, соединены через АЦП с бортовой микроЭВМ, а выходы, измеряющие заданную угловую скорость $\dot{\psi}_3$ (управляющее воздействие) и отклонения угловой скорости от заданной (x), соединены с двухканальным анализатором спектра, который на основе быстрого преобразования Фурье определяет спектральные плотности управляющего воздействия $S_y(\omega)$ и отклонения угловой скорости $S_x(\omega)$, которые вводятся в бортовую микро-ЭВМ через АЦП. При движении без бокового заноса в режиме слежения ($\alpha_{шт} > 0$) бортовая микроЭВМ формирует оптимальное управление $u = W_{R1}x$, а в режиме стабилизации прямолинейного движения ($\alpha_{шт} = 0$) $u = W_{R2}x$, и передает сигнал к электрогидравлическому усилителю, который через дифференциальный рычаг перемещает орган управления ГОП и компенсирует отклонение. При возникновении бокового заноса и допустимости движения по приближенной траектории ($\Delta h > 0$) на основе решения обратной задачи динамики бортовая микроЭВМ формирует

параметры (курсовой угол и угловую скорость), обеспечивающие движение без заноса $\psi = \psi_3 + \arctg\left(\frac{L\mu \cdot \dot{\psi}^2}{2v}\right)$. Величина этого сигнала передается к

блоку управления электрогидравлического усилителя. При недопустимости движения по приближенной траектории ($\Delta h=0$) сигнал с бортовой микроЭВМ передается к серводвигателю для автоматического снижения скорости.

Для обеспечения возможности движения машины с боковым смещением без отклонения водителем штурвала на дополнительный угол необходимо, чтобы на криволинейных участках отслеживалось отклонение не курсового угла, а угла между направлением абсолютной скорости центра масс и касательной к желаемой траектории. Значение этого угла может быть определено по следующему уравнению:

$$\Theta_c = \omega_\phi \left(\frac{mv - v^{-1} \sum_{1,n} c_{yi} l_i}{\sum_{1,n} c_{yi}} \right) + \frac{m}{\sum_{1,n} c_{yi}} \cdot \frac{dv_y}{dt} \quad (7)$$

где m – масса машины; c_{yi} , l_i – коэффициент бокового увода и продольная координата i -ого опорного катка.

Датчики разработанной системы управления движением позволяют измерять параметры ω_ϕ , v , \dot{v}_y , характеризующие боковой угол. Управление, обеспечивающее минимум отклонения угловой скорости минимизирует и первую составляющую бокового угла, определяемого по (6) с точностью до

коэффициента усиления $K_{\Theta_c} = \frac{mv - v^{-1} \sum_{1,n} c_{yi} l_i}{\sum_{1,n} c_{yi}}$, зависящего от скорости.

Для гусеничной машины массой 18,7 т этот коэффициент с ростом скорости от 10 до 20 м/с экспоненциально возрастает от 0,01 до 0,25. Первое слагаемое бокового угла $\Theta_c(K_{\Theta_c})$ пропорционально угловой скорости поворота и возрастает тем быстрее, чем больше значение линейной скорости.

Предельное по заносу боковое ускорение $\frac{dv_y}{dt} = \mu \cdot g$. При $\mu = 0,8$ второе слагаемое приводит к отклонению бокового угла на $8,344 \cdot 10^{-2}$ рад ($4,5^\circ$) и существенно влияет на точность траектории.

В процессе управления поворотом работа двигателя на характеристике минимального расхода топлива не обеспечивает требуемого качества переходных процессов и точности траектории движения. В связи с этим целесообразен дифференцированный подход к оптимальному управлению движением. В сложных дорожных условиях с непрерывным изменением направления движения, для компенсации быстрых отклонений машины, целесообразно обеспечить работу двигателя на повышенных оборотах. При движении на прямолинейных участках пути, на марше или в колонне, при

стабилизации скорости движения целесообразно обеспечить режим минимального расхода топлива.

Уточнение структуры АСУД и алгоритма ее работы связано также с необходимостью фильтрации ошибок водителя в процессе управления и высокочастотной составляющей отклонения угловой скорости ограниченной амплитуды. Кроме того, введены дополнительные устройства, обеспечивающие кратковременное форсирование гидрообъемной передачи на время переходного процесса и предохранения передачи от перегрузки.

Эффективность АСУД в режиме управления поворотом заключается в повышении средней скорости движения на криволинейных участках трассы. Расчет средней скорости движения по совокупности грунтовых дорог с числовыми характеристиками распределения случайных величин коэффициента сопротивления повороту и кривизны траектории, принятыми в статистической динамике транспортных машин, показывает, что автоматизация управления позволяет повысить среднюю скорость движения на 19,5 %. При движении по дорогам с твердым покрытием, по грязным или по заснеженным с большой интенсивностью изменения кривизны траектории, результаты исследования имеют еще большее значение. Во всех условиях движения эффективность АСУД заключается в уменьшении вероятности выхода за ограниченный динамический коридор движения, которая определяется функцией Лапласа.

4. Синтез интеллектуальной системы регулирования направления движения быстроходной гусеничной машины с дискретными свойствами механизма поворота

При модернизации многоцелевых гусеничных машин обычно решается задача повышения подвижности за счет увеличения удельной мощности, совершенства ходовой части, трансмиссий, в том числе механизмов и систем управления поворотом.

При движении по малодеформируемым дорогам скорость движения ограничивается в наибольшей степени управляемостью и устойчивостью. Повышение этих свойств достигается при создании гидрообъемных механизмов поворота. Как показано выше необходимые динамические качества можно обеспечить при высокой установочной мощности этих машин, а также созданием управляемых многопоточных конструкций. Анализ конструктивных решений, обеспечивающих высокие динамические качества при ограниченной установочной мощности ГОП, показывает наличие существенных функциональных ограничений.

Суровые условия эксплуатации машин, ограниченная возможность организации сервисного обслуживания, недостаточная надежность электронных устройств и гидрообъемных передач, а также ограничение стоимости системы управления поворотом, приводит к различным предложениям создания гораздо более простых механизмов поворота и систем управления. Эти системы имеют преимущества не только по

вышеприведенным свойствам, но и по весовым и объемным показателям, простоте, стоимости, степени конструктивной и технологической отработанности элементов конструкции. К таким системам управления относятся механизмы поворота с дискретными свойствами – многорадиусный и планетарный, которыми оснащены модернизируемые машины. Сравнительные испытания модернизированных машин с увеличенной на 25% удельной мощностью показали, что в характерных условиях движения подвижность машин со ступенчатым механизмом поворота (СМП) лишь на 8-15% ниже, чем с ГОМП, но это достигается более высокой интенсивности управляющей деятельности водителя. На дорогах с малодеформируемым основанием и интенсивным изменением направления движения – на тестовых трассах «змейка», «переставка» и затяжных поворотах ограниченной кривизны, не удастся обеспечить высокие динамические качества гусеничных машин, оснащенных СМП. Поэтому средняя скорость движения в этих условиях в 1,3...1,5 раза ниже по сравнению с ГОМП, возрастает интенсивность управляющих воздействий, число включений МП водителем на километр пути увеличивается в 6...9 раз.

На основе результатов исследования динамики управляемого движения быстроходных гусеничных машин с дискретной системой управления поворотом сформулированы следующие функциональные требования к автоматизированной системе:

- сокращение запаздывания реакции на управляющее воздействие;
- исключение «быстрых» боковых ускорений, превышающих сцепные свойства грунта и не компенсируемых водителем из-за ограничений его психофизиологических возможностей, как звена обратной связи за счет плавного регулирования кривизны траектории. При этом чувствительность к управляющему воздействию с ростом скорости поступательного движения должна снижаться, а увеличение подачи топлива должно выполнять функцию форсирующего управления;

Для снижения интенсивности управляющей деятельности водителя необходимо предусмотреть создание обратной связи по управляемой координате – угловой скорости.

Критерием эффективности автоматизированного управления является возможность поддержания максимально возможной скорости V_d , обеспечивающей минимальную разность $|V_m - V_o| \rightarrow \min$, при обеспечении точности траектории и ограничении числа включений механизма поворота водителем. Следует отметить, что в настоящее время опыт автоматизации управления фрикционными механизмами поворота крайне ограничен. Например, при разработке роботизированных комплексов на базе быстроходных гусеничных машин при автоматизации управления направлением движения рассогласование между текущим курсовым углом и необходимым углом направления движения компенсируется включением фиксированного расчетного радиуса. В работах А.М. Кауфмана точность траектории движения достигается импульсным управлением тормозом поворота. Представляется, что эффективность достигается периодическим

включением расчетного радиуса, как это и делается квалифицированными водителями.

В этом случае криволинейная траектория будет представлять сочетание прямолинейных и криволинейных участков с расчетной кривизной. При таком дискретном управлении производная курсового угла – угловая скорость и кривизна являются периодическими функциями. В связи с этим создавать по ним обратные связи не эффективно. Управляемой координатой целесообразно принять интегральную величину – курсовой (направляющий) угол. Хотя фактическая кривизна траектории движения k_ϕ отличается от требуемой k_T , но решая задачу определения зависимости функции заданного курсового угла φ_3 от угла поворота штурвала α_{um} , формы импульсов t_1, t_2 и скорости движения ν $\varphi_3(\alpha_{um}, \nu)$, можно обеспечить допустимое отклонение курсового (направляющего угла) от касательной требуемой траектории $\Delta\varphi = (\varphi_\delta - \varphi_3) \leq [\Delta\varphi](\nu, \varphi_3(f))$. В этом случае форма импульсов есть функция $t_1, t_2 = F(\alpha_{um}, \nu, \Delta\varphi)$. Знак $\Delta\varphi$ означает, что в зависимости от величины и знака отклонения направляющего угла от заданного, форма импульсов корректируется.

При определенной скорости движения ν заданную угловую скорость ω_3 можно рассматривать как решетчатую функцию $\omega_3 = \omega_3^*(t_1, t_2)$, то есть последовательность прямоугольных импульсов протяженностью t_1 и отстоящих друг от друга на величину t_2 – период квантования.

Компьютерное моделирование выполнено с адаптацией программного пакета «Model Vision Studium». Для этого создана вычислительная процедура позволяющая решать систему уравнений движения транспортной машины с учетом нелинейности (дискретных свойств) системы управления. Процедура состоит из трех блоков. В первом блоке задается управляющее воздействие, например, в виде гармонической функции. Во втором моделируются дискретные свойства и запаздывание системы управления. В третьем – динамика и реакция машины на управляющее воздействие.

При импульсном управлении, формируемом обратной связью, фактическая кривизна траектории движения отличается от дорожной. Решая задачу определения формы импульсов $t_1, t_2 = F(\alpha_{um}, \nu, \Delta\varphi)$, можно снизить отклонения угловой скорости, курсового угла, соответственно и обеспечить условия вписываемости машины без снижения скорости движения.

Когда заданная угловая скорость является функцией скорости ν или номера включенной передачи чувствительность к управляющему воздействию с ростом скорости снижается, как в дифференциальном гидрообъемном механизме поворота. Если учет скорости движения возлагается на водителя, управление становится подобно рулевому управлению автомобилем. В таком варианте для обеспечения дозирования управляющего воздействия необходимо существенно повысить предельный угол поворота штурвала.

Для сокращения времени запаздывания реакции на изменение управления вводится форсирующее силовое воздействие. Оно представляет собой импульс поворачивающего момента, достаточного для преодоления инерционной составляющей сопротивления повороту, действующей в течение некоторого времени. Импульс момента формируется системой управления и направлен в сторону изменения направления действия поворачивающего момента. При движении по гармонической трассе форсирующий импульс начинает действовать в момент времени, когда $\dot{\alpha}_{шт} \neq 0$. Длительность действия импульса определяется по фазочастотной характеристике.

При отклонении угловой скорости от заданной сигнал обратной связи поступает на орган управления модулятора давления. Управление можно обеспечить путем модуляции (глубины и частоты) давления рабочей жидкости в бустере управления тормозом поворота.

Функциональная схема, показанная на рис. 15 (для одного борта), и синтезированная программа управления поворотом, обеспечивает:

- создание форсирующего управления при входе в поворот, обеспечивающего повышение качества переходных процессов, в том числе сокращение запаздывания реакции и коэффициента фазовой напряженности;
- при отклонении угловой скорости, направляющего угла от касательной к заданной траектории обратная связь управляет формой импульсов широтно-импульсной модуляции, обеспечивая компенсацию отклонения;
- исключение условий возникновения устойчивых автоколебательных процессов и резонансных режимов в системе управления.

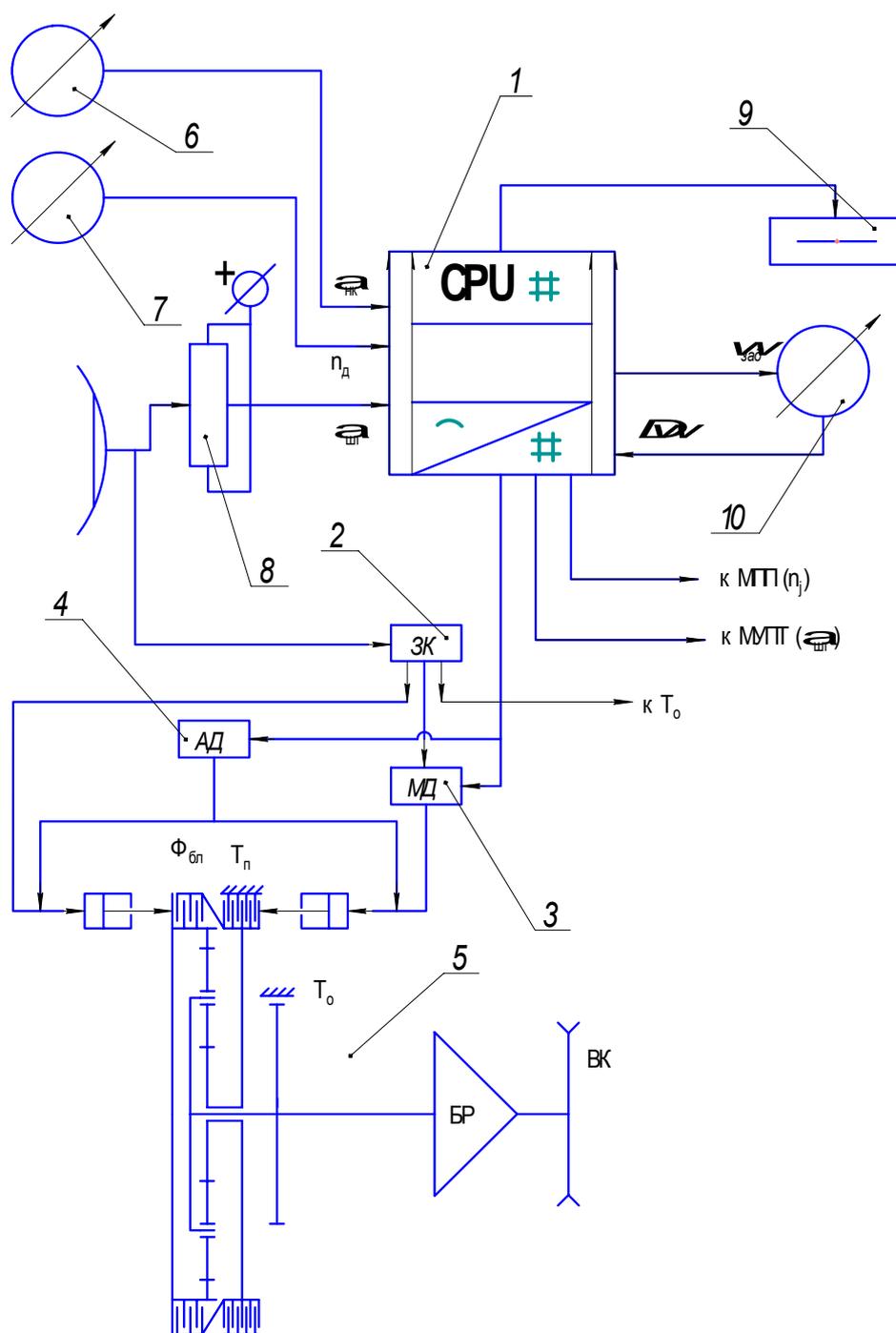


Рис. 15. Функциональная схема системы управления поворотом

Реализация такой системы импульсного управления позволит повысить динамические качества гусеничной машины с дискретными свойствами системы управления, соответственно управляемость и подвижность на дорогах с интенсивным изменением направления движения, точность траектории движения на затяжных поворотах при снижении требований к квалификации водителя и интенсивности его деятельности (снижении числа включений механизма поворота водителем).

Однако результаты этого исследования получены без достаточного учета динамических процессов в гидросистеме, предельных возможностей модуляции давления, неустойчивости процессов трения при импульсном управлении и др.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Благодравов А.А., Держанский В.Б. Динамика управляемого движения гусеничной машины. – Курган: Изд-во КМИ, 1995. – 162с.
2. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Жебелев К.С. Исследование динамики управляемого движения быстроходных гусеничных машин. // Вестник ЮурГУ, Серия «Машиностроение», Вып. 8, №11 (66), Челябинск. 2006. С. 114-121.
3. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Зависимость быстроходности транспортных гусеничных машин от их динамических свойств. // Транспорт Урала, №2(13), УрГУПС, Екатеринбург. 2007. С. 16-27.
4. Савочкин В.А., Дмитриев А.А. Статистическая динамика транспортных и тяговых машин. М.: Машиностроение, 1993., 320 с.
5. Серебрянный В.В., Котиев Г.О., Рубцов И.В., Гаврин Н.О., Большакова И.К. Исследование характеристик криволинейного движения мобильного робототехнического комплекса // Мехатроника, автоматизация, управление, 2002. № 4.
6. Красеньков В.И. Основы теории управляемости гусеничных машин. М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1977. 82с.
7. Попов Е.П., Пальтов И.П. Приближенные методы исследования нелинейных автоматических систем. М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1960.

СОДЕРЖАНИЕ

	стр
ВВЕДЕНИЕ	3
1. Исследование динамики управляемого движения быстроходных гусеничных машин	5
2. Прогнозирование подвижности быстроходных гусеничных машин при криволинейном движении	16
3. Синтез оптимального управления поворотом гусеничной машины	37
4. Синтез интеллектуальной системы регулирования направления движения быстроходной гусеничной машины с дискретными свойствами механизма поворота	42
Список использованных источников	47

Держанский Виктор Борисович
Тараторкин Игорь Александрович

ДИНАМИКА И УПРАВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЕМ БЫСТРОХОДНЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

Методические рекомендации по выполнению курсовых работ
и дипломных проектов для студентов специальности
190202 – Многоцелевые гусеничные и колесные машины

Редактор Н.М. Кокина

Подписано к печати	Формат 60×84 1/8	Бумага тип. № 1
Печать трафаретная	Усл. печ. л.	Уч. изд. л.
Заказ	Тираж 48 экз.	Цена свободная

Редакционно-издательский центр КГУ
640669, г. Курган, ул. Гоголя, 25
Курганский государственный университет