

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ УПРАВЛЯЕМОГО ДВИЖЕНИЯ БЫСТРОХОДНЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

В.Б. Держанский, И.А. Тараторкин, К.С. Жебелев

Приводится анализ зависимости параметров управляемости быстроходной гусеничной машин с дискретными и непрерывными свойствами системы управления поворотом от удельной мощности. Исследуются динамические свойства машины при проявлении существенных нелинейностей.

Выполненными исследованиями установлено, что при переходных процессах регулирование направления траектории 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 зависит от динамических и кинематических свойств, параметров конструкции машин и систем управления поворотом, внешней среды и ограниченности психофизиологических свойств водителя. Целью данной работы является исследование зависимости 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 механизма поворота (МП) с дискретными свойствами при движении по деформируемому грунту. Из графика следует, что при увеличении удельной мощности с 18,5 до 25,8 лс/т средняя скорость прохождения тестовой змейки возрастает с 35 до 46 км/ч (на 30%). В этих же условиях для гусеничной машины с МП с непрерывными свойствами (график 3) при повышении удельной мощности от 20,2 до 30,9 лс/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 27 лс/т в характерных условиях (деформируемый грунт) средняя скорость движения машины с МП с дискретными свойствами не ниже, чем у машин с МП с непрерывными свойствами. Это связано с тем, что часть мощности двигателя тратится на привод гидрообъемной передачи механизма поворота (ГОМП).

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 (график 2) из-за невозможности плавного регулирования кривизны, углового ускорения, компенсации отклонения траектории. Анализ спектральной плотности отклонения угловой скорости, курсового угла показывает, что с ростом скорости движения частота процессов превышает предельные возможности водителя $[f_v] < 0,8 \dots 1,0$ Гц [1]. При движении по дороге с покрытием число «подруливаний» составляет $n_{\alpha} \approx 96$ на километр пути. В связи с этим, компенсирующее управление эффективно при скорости движения $V < 36$ км/ч. В таких условиях движения преимущества гидрообъемных механизмов (МП с непрерывными свойствами) существенны (график 4).

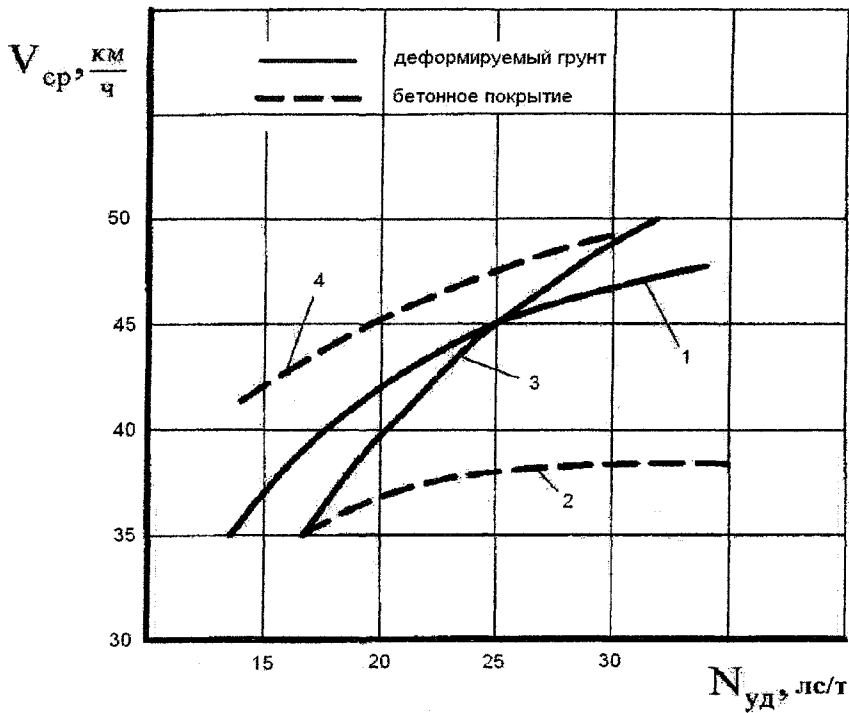


Рис. 1. Зависимость средней скорости движения от удельной мощности машины: 1, 2 – МП с дискретными свойствами; 3, 4 – МП с непрерывными свойствами

Приведенные данные подтверждаются практикой модернизации гусеничной машины 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 лишь на 8-15% ниже, чем с МП с непрерывными свойствами (с 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 ступенчатым механизмом поворота, существенно ниже, чем у машин 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 движений:

$$\begin{aligned} \dot{v} \delta / g &= f_{\delta}(v, \alpha_{nm}) - f_{ГОП}(\alpha_{um}) - (f_c + f_n + f_{uv} + f_{\mu\omega} + f_{ГД}); \\ \dot{\omega} &= (M_{\Pi} - M_C) / \delta_{\omega} J_z, \end{aligned} \quad (1)$$

где $f_{\delta}(v, \alpha_{nm})$ - удельная сила тяги (определяется по тяговой характеристике машины);

f_c - коэффициент суммарного сопротивления движению;

$f_{ГОП}$ - удельное сопротивление ГОМП;

f_n - удельная сила сопротивления, формируемая сопротивлением повороту;

f_{uv} - инерционная составляющая сопротивления при поступательном движении;

$f_{u\omega}$ - инерционная составляющая сопротивления при вращательном движении;

$f_{ГД}$ - удельная сила потерь в гусеничном движителе;

M_{Π} - поворачивающий момент;

M_C - момент сопротивления;

$\delta_{\omega} J_z$ - обобщенный момент инерции.

С повышением удельной силы тяги $f_{\partial}(v, \alpha_{nm})$, определяемой удельной мощностью при определенной скорости, возрастает возможность преодоления сил сопротивления движению машины.

Поворачивающий момент M_{Π} 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.

Для гусеничных машин со ступенчатыми механизмами поворота, обеспечивающими дискретное регулирование направления движения, угловая скорость ω претерпевает разрыв второго рода, 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 движитель-трансмиссия, включающей сдвигающиеся фрикционные элементы 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, а при циклическом включении механизма на затяжных поворотах - до 74 град/с². Дискретность характеристики с существенными нелинейностями системы управления ступенчатых механизмов поворота приводит 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 фрикционных элементах 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 эффективность таких управляющих воздействий незначительна.

Величина угловых ускорений при повороте гусеничной машины с МП с дискретными свойствами значительно выше, чем с дифференциальным ГОМП, поворачивающий момент которого создается гидромотором. Поэтому при движении на деформируемых грунтах скоростные качества машин с МП с дискретными свойствами системы управления поворотом могут быть выше, чем у машин с ГОМП. При этом реализация высоких значений боковых ускорений (до 10... 11 м/с²) не сопровождается заносом, так как 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 создает дополнительный поворачивающий момент, а значит, и дополнительное угловое ускорение. Например, при замедлении поступательного движения гусеничной машины массой 16 т, равном 3 м/с², угловое ускорение превышает 0,5 рад/с².

Следует отметить, что возможности создания дополнительного поворачивающего момента и повышения скоростных свойств при замедлении машины ограничиваются быстродействием системы управления переключением передач. Так в конструкции гусеничных машин со ступенчатыми механизмами поворота ТМ-130 и других длительность переключения не превышает 0,8... 1,2 с, что позволяет двигаться в начале «змейки» на 5 передаче, а с ростом сопротивления - переключать до 3 передачи со средней скоростью $V_{cp} = 0,5(q_m^2 + 1)V_3$ и замедлением $\dot{V}_{cp} = V_3(q_m^2 - 1)/(q_m^2 + 1)\Delta S$ (здесь q_m - отношение передаточных чисел на смежных передачах).

Длительность переключения передач в трансмиссии 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, а также быстродействием системы управления переключением передач.

Подвижность и управляемость гусеничных машин с МП с непрерывными свойствами во многом определяется его динамическими и кинематическими свойствами. Динамические свойства определяют качество переходных процессов, при которых угловое ускорение $\dot{\omega}$ определяется отношением разности моментов поворачивающего M_{Π} и сопротивляе M_C к моменту инерции $\delta_{\omega} J_z$ машины (1). Для машин с дифференциальным ГОМП поворачивающий момент создается гидромотором автоматически [1] в силу свойств гидропередачи. Этот момент является сложной нелинейной функцией, которая описывается следующей системой уравнений [2]:

$$\begin{aligned} M_{GM} &= \Delta P \cdot q_{ГОП}; \\ \frac{\Delta P}{dt} &= (Q_{ГН} - \Delta Q) \cdot E(\Delta P, b, n); \\ Q_{ГН} &= q_n(\alpha_{um}) \cdot \omega_{\partial}(\alpha_{nm}) \cdot U_{\partial n}, \end{aligned} \quad (2)$$

где ΔP - избыточное давление в силовых магистралях; $q_{ГОП}$ - объемная постоянная; Q - расход жидкости; ΔQ - утечки жидкости; $E(\Delta P, b, n)$ - 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 гидрообъемной передачи, что переводит ее в двухфазное состояние. Это повышает коэффициент газосодержания, снижает модуль упругости жидкости и механическую жесткость гидрообъемной передачи, увеличивает фазовое отставание реакции на управляющее воздействие и ограничивает работоспособность передачи.

Особое значение при управлении гидрообъемной передачей имеет учет теплового режима. Процесс регулирования теплового режима силового блока характеризуется количеством тепла, отдаваемого теплоносителю и рассеиваемого системой охлаждения в единицу времени, и зависит от целого ряда параметров.

Линеаризованное дифференциальное уравнение изменения температуры теплоносителя $\Delta \theta$ обычно представляют в виде

$$T \frac{d\Delta \theta}{dt} + \Delta \theta = K_{\varphi} \Delta \varphi + f(t),$$

где T - постоянная времени процесса;

K_{φ} - коэффициент усиления регулирующего органа при подаче дополнительного воздуха;

$f(t)$ - функция, характеризующая возмущающие воздействия, вызванные изменением внешних условий и режимов работы гидрообъемной передачи при управлении поворотом.

Поскольку коэффициенты T и K_{φ} изменяются в широких пределах при изменении условий движения и режимов работы силовой установки и трансмиссии, то и характер переходных процессов в системе охлаждения также существенно зависит от этих факторов.

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) $\omega_n = \omega_n(\alpha_{um}, \alpha_{nm})$ и чувствительности $\sum \frac{\partial \omega_n}{\partial \alpha_i}$ к управлению

$\omega_n = \omega_{n0}(\alpha_{um}, \alpha_{nm}) + \sum \frac{\partial \omega_n}{\partial \alpha_i} \Delta \alpha_i$, а также максимальным значением угловой скорости поворота ω_{nmax} . По этому параметру дифференциальные ГОМП 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 ГОМП, угловая скорость поворота является функцией двух управлений α_{um} и α_{nm} [1]:

$$\omega_3 = 2r_{\text{вк}} U_{\text{ГОП}}(\alpha_{um}) \cdot \omega_{\delta}(\alpha_{nm}) / (1+k) B \cdot U_{\text{вр}} U_{\text{ДН}} U_{\text{МС}} K_R.$$

Передаточные числа $U_{\text{ДН}}$, $U_{\text{МС}}$ 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 $V < V_{\text{jmax}}$, 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 $\omega_p = \omega_{\text{max}} \cdot \frac{\omega_N}{\omega_N} \approx 0,5$ 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 $K_R = L \cdot B = 1,3 \dots 1,5$). Следовательно, для обеспечения управляемости передаточное число привода гидрообъемной передачи $U_{\text{ДН}}$ 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 рис. 2 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 $J_z \dot{\omega}$ (заштрихованная область на рисунке 2).

Для обеспечения высоких динамических качеств поворачивающий момент должен быть достаточен для преодоления сопротивления грунта и инерционных сил.

Запаздывание реакции гусеничной машины на управляющее воздействие приводит к необходимости создания соответствующего упреждающего 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 до поворота 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 (если конструкция системы управления гидромеханической трансмиссией позволяет это осуществить). Первое приводит к повышению чувствительности к управляющему воздействию, а второе увеличивает производительность гидронасоса гидрообъемной передачи.

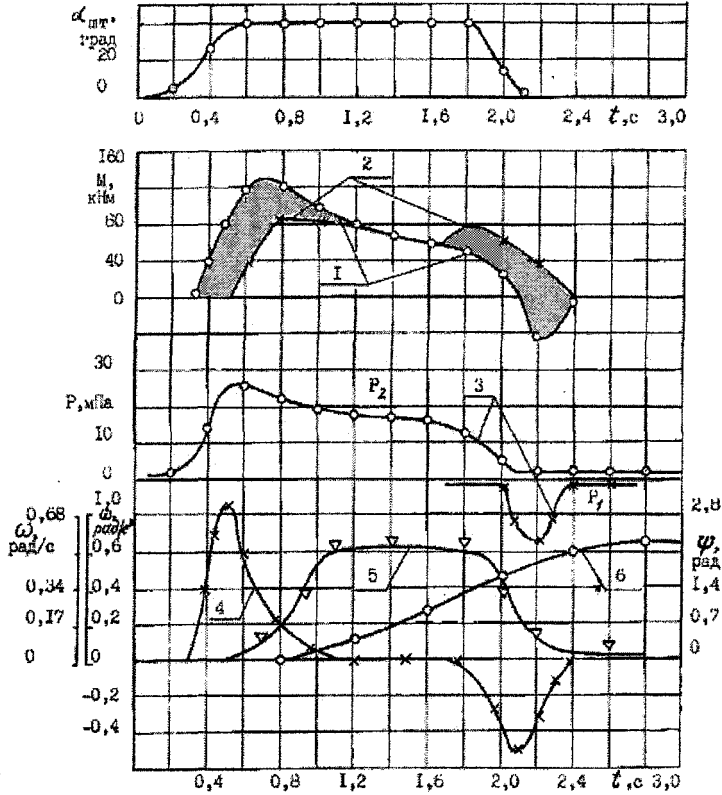


Рис. 2. Изменение кинематических и силовых параметров в процессе поворота

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

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

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

Здесь x, y, σ - скалярные координаты, r - коэффициент обратной связи, C^T - транспонированная матрица-столбец (C_1, C_2, \dots, C_n) , т.е. 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 $\det \begin{vmatrix} A & B \\ C^T & -r \end{vmatrix} \neq 0$, т.е. $r + C^T A^{-1} B \neq 0$, может быть со-

ставлена 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 :

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

где R - некоторая положительно определенная матрица; G - симметричная матрица $G = -(A^T R + RA)$.

Расчет и конструирование

В условия устойчивости не входят параметры нелинейной функции обратной связи. Однако коэффициент обратной связи γ 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 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 (см. таблицу). Анализ конструктивных решений, обеспечивающих высокие динамические качества при ограниченной установочной мощности гидрообъемной передачи, показывает наличие существенных функциональных ограничений.

Например, двухпоточная конструкция системы управления останочными тормозами гусеничной машины на низших передачах позволяет увеличить поворачивающий момент за счет раздельного торможения гусеницы отстающего борта. 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 повышенное давление в этом режиме, поэтому происходит перегрузка гидрообъемной передачи и разрушение ее деталей. В связи с этим в автоматизированную систему управления движением необходимо ввести устройство, предохраняющее гидрообъемную передачу от перегрузок.

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

Тип машины	Конструктивное решение	Основные ограничения
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 $\omega_{\phi} \leq \omega(\alpha_{шт}, \alpha_{пт})$
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, Bready	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) 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 трансмиссии на номер ниже и соответствующем увеличением подачи топлива. Для повышения динамических качеств и управляемости гусеничной машины с ограниченной мощностью гидрообъемной передачи 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). Проведенные всесторонние экспериментальные исследования управляемости гусеничных машин с такой системой управле-

ния 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.

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

Литература

- 1. Благодеров А.А., Держанский В.Б. Динамика управляемого движения гусеничной машины. - Курган: Изд-во КМИ, 1995. - 162 с.*
- 2. Савочкин В.А., Дмитриев А.А. Статистическая динамика транспортных и тяговых машин. - М.: Машиностроение, 1993. - 320 с.*