

В.М. ШАТОХИН, д-р техн. наук,
Н.С. ЯРМАК, канд. техн. наук, НТУ „ХПИ”

К ВОПРОСУ О ВЫБОРЕ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ С ГИДРООБЪЕМНОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

Розроблено математичні моделі повороту гусеничної машини, що дозволяють: оцінити потужність гідромашин, які забезпечують поворот об'єкта з необхідною кутовою швидкістю, що в кінцевому рахунку дає можливість вибору прийнятних параметрів гідромашин (діаметра плунжерів, тиску, обертів гідронасоса); виявити вплив параметрів диференціальних редукторів і різних схем їхнього компонування на кінематичні характеристики повороту.

The mathematical models of caterpillar machine turn are developed that allow to estimate power of fluid machine, which provide the object turn with necessary angular speed, that in an eventual account enables the choice of acceptable parameters of fluid machine (diameter of piston, pressure, turns of fluid machine); to find out influence of parameters of differential reducing gears and different charts of their arrangement on turn kinematics descriptions.

Введение. В отечественном и зарубежном транспортном машиностроении имеет место устойчивая тенденция по созданию высокоэффективных двигателей и трансмиссий для колесных и гусеничных машин с использованием гидрообъемных передач (ГОП). Их достоинством является, прежде всего, возможность плавного изменения передаточного отношения между источником и потребителем мощности, возможность расширения зоны устойчивой работы турбопоршневых дизелей посредством введения гидрообъемных машин (ГОМ) в привод компрессора. Включение ГОП вместе с дифференциальными редукторами в механизм поворота гусеничной машины (ГМ) не только улучшает технические характеристики объекта (управляемость, маневренность) и снижает утомляемость водителя, но и придает ему новые качественные свойства (например, возможность поворота с любым фиксированным радиусом). Методы исследования динамических нагрузок в силовых передачах с указанными устройствами в настоящее время разработаны недостаточно. В существующих работах [1, 2] динамические расчеты производятся отдельно для трансмиссии и процессов поворота; при наличии в силовой цепи ГОП не учитывается влияние упругости соединительных валов и сервопривода на развитие динамических процессов.

В статьях [3, 4] разработаны модели поворота гусеничной машины, которые позволяют исследовать динамические процессы в двигателе, трансмиссии с дифференциальными механизмами и ГОП, ходовой части как единой системе. Они учитывают упругость соединительных валов, характеристики дороги, скорость движения объекта и номер передачи. В них отражена возможность изменения направления потока мощности через ГОП, управления шайбой регулируемой машины как непосредственно, так и через сервопривод. Предложенные модели – эффективное средство определения максималь-

ных упругих моментов и давления в жидкости, кинематических характеристик процесса поворота, постоянной времени сервопривода, исключаяющей забросы давления в магистралях.

При использовании ГОП в качестве устройства, обеспечивающего поворот объекта, необходимо принимать во внимание, что предельная величина угловой скорости поворота зачастую лимитируется не столько мощностью двигателя, сколько мощностью, передаваемой ГОП. Поворот на повышенных передачах ведет к повышению давления жидкости и срабатыванию перепускных клапанов. В этом случае привод не обеспечивает необходимый радиус поворота объекта. Отсутствие соответствующих математических моделей поворота затрудняет проведение исследований по выбору необходимых параметров привода и гидромашин.

В статье разработаны математические модели поворота, позволяющие: оценить мощность гидромашин, обеспечивающих поворот объекта с необходимой угловой скоростью, что в конечном счете дает возможность выбора приемлемых параметров гидромашин (диаметра плунжеров, давления, оборотов гидронасоса); выявить влияние параметров дифференциальных редукторов и различных схем их компоновки на кинематические характеристики поворота.

1. Математические модели переходных режимов в механизме поворота гусеничной машины с ГОП. Кинематическая схема силовой передачи с двигателем типа БТД приведена на рис. 1 без низкочастотного контура привода к турбине и компрессору. Ее отличительной особенностью является наличие гидрообъемной передачи механизма поворота (ГОП МП) и двух дифференциальных редукторов. На схеме показаны выпускной вал двигателя, дифференциальные механизмы, регулируемая и нерегулируемая гидромашин, потребители мощности, шестерни и упругие безынерционные элементы с коэффициентами жесткости c_i ($i = \overline{1,4}$). Без потери информации об изменении средних значений характеристик движения и процессов в гидромашинах вполне оправдано соединительные валы считать абсолютно жесткими, что существенно упрощает расчетное исследование. В качестве обобщенных координат примем разность давлений Δp в магистралях ГОП и углы поворота: $\vartheta_{кв}$ – коленчатого вала, $\vartheta_{м}$ – нерегулируемой гидромашин.

После выполнения стандартных действий по составлению уравнений Лагранжа получены дифференциальные уравнения движения системы

$$\left. \begin{aligned} I_1 \ddot{\vartheta}_{кв} + I_0 \ddot{\vartheta}_{м} &= M_{об} - (M_n + M_n) \alpha_1 + i_4 M_{жн}; \\ I_0 \ddot{\vartheta}_{кв} + I_2 \ddot{\vartheta}_{м} &= M_{жсм} + \alpha_2 (i_2 M_n - i_0 M_n); \\ k_{уп} \frac{d(\Delta p)}{dt} + k_n \Delta p + q_n e_n i_4 \ddot{\vartheta}_{кв} + q_m e_m \ddot{\vartheta}_{м} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где $I_1 = I_{н.е.} + I_{в.е.} + I_{з.н.} + 2I_{вод} + I_{z_4} + i_5^2 I_{z_6} + i_4^2 (I_{z_7} + I_n) + \alpha_1^2 (2I_{z_1} + I_{л.н.} + I_{н.н.})$;

$$I_0 = \alpha_1 \alpha_2 [i_0 (I_{z_1} + I_{н.н.}) - i_2 (I_{z_1} + I_{л.н.})];$$

$$I_2 = I_M + I_{z_8} + i_3^2(I_{z_9} + I_{z_5} + I_{z_{10}}) + i_2^2 I_{z_3} + i_1^2 I_{z_{11}z_5} + i_0^2 I_{z_3} + \alpha_2^2 [i_2^2 (I_{z_1} + I_{л.п.}) + i_0^2 (I_{z_1} + I_{н.п.})];$$

$I_{н.в.}$, $I_{в.в.}$, $I_{з.п.}$, $I_{вод}$, I_n , I_M , I_{z_k} , $I_{л.п.}$, $I_{н.п.}$ – моменты инерции соответственно впускного и выпускного коленчатых валов, главной передачи, водила дифференциального механизма, гидронасоса, гидромотора, шестерни с числом зубьев z_k , левого и правого потребителей мощности; $\alpha_1 = 1 + \alpha_2$; $\alpha_2 = \frac{z_3}{z_1}$; $i_0 = i_1 \frac{z_5}{z_3}$; $i_1 = i_3 \frac{z_{10}}{z_{11}}$; $i_2 = i_3 \frac{z_5}{z_3}$; $i_3 = \frac{z_8}{z_9}$; $i_4 = \frac{z_4}{z_7}$ – передаточные отношения; $M_{дв}$ – момент двигателя; $M_{жн}$, $M_{жм}$ – моменты, действующие на насос и мотор со стороны жидкости; M_l и M_n – моменты сопротивления на эписциклических шестернях левого и правого дифференциальных механизмов.

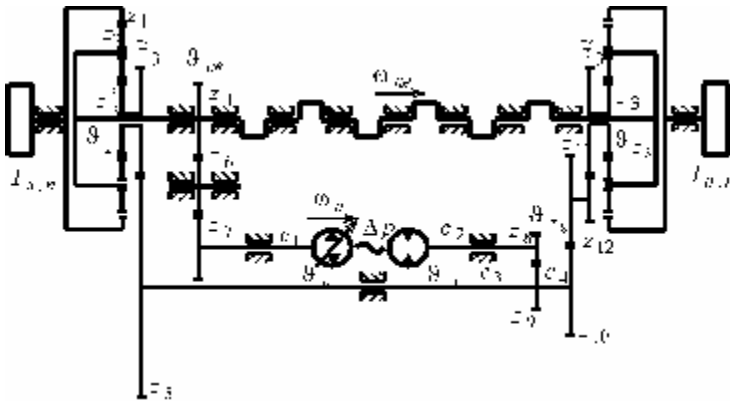


Рис. 1. Кинематическая схема силовой цепи с гидрообъемной передачей механизма поворота

В таблице приведены числа зубьев шестерен.

Третье уравнение системы (1) представляет собой уравнение неразрывности потока жидкости в магистралях гидрообъемных машин [5].

Таблица

Числа зубьев шестерен

	Обозначения шестерен										
	z_1	$z_3^* = z_3$	\tilde{z}_3	z_4	z_5	z_6	z_7	z_8	z_9	z_{10}	z_{11}
Число зубьев	89	25	76	40	24	21	36	54	33	19	19

Выражения для моментов, действующих на валы гидромашин со сторо-

ны жидкости, имеют вид [5, 6]:

$$M_{\text{жн}} = q_n e_n \Delta p - k_{\text{зн}} \frac{\mathcal{G}}{\sigma_n}; \quad M_{\text{жм}} = q_m e_m \Delta p - k_{\text{зм}} \frac{\mathcal{G}}{\sigma_m}, \quad (2)$$

где $k_{\text{нр}}$, k_n , q_n , q_m , $k_{\text{зн}}$, $k_{\text{зм}}$ – характеристики ГОП; $e_n = \text{tg} \gamma_n / \text{tg} \gamma_{n\text{max}}$, $e_m = \text{tg} \gamma_m / \text{tg} \gamma_{m\text{max}}$ – параметры управления производительностью насоса и мотора; $\gamma_{n\text{max}} = \gamma_{m\text{max}} = 18^\circ$ – максимальные углы наклона шайб насоса и мотора ($-\gamma_{n\text{max}} \leq \gamma_n \leq \gamma_{n\text{max}}$).

Значения M_n и M_m определяются величинами моментов сил сопротивления, приведенных к левой и правой ведущим звездочкам

$$M_n = R_{\text{в.к.}} \frac{F_n}{i_k}; \quad M_m = R_{\text{в.к.}} \frac{F_m}{i_k}, \quad (3)$$

где $R_{\text{в.к.}}$ – радиус ведущих звездочек; F_n , F_m – силы сопротивления на левой и правой гусеницах; $i_k = \omega_3 / \omega_{\text{в.к.}}$ – передаточное отношение от эпицикла дифференциального редуктора к ведущей звездочке на k -ой передаче.

При проведении исследований главное внимание было уделено анализу стационарного поворота – определению радиуса поворота и давлению в магистралях при заданном угле наклона шайбы и скорости движения объекта. Этот подход обусловлен отсутствием достоверной информации о зависимости сил, действующих на ведущие звездочки, от скорости движения, характеристик грунта, радиуса поворота, а также о виде функции $M_{\text{об}}(t)$. В силу последнего обстоятельства первое уравнение системы (1) для исследования стационарного поворота не используется, а из двух остальных, положив производные равными нулю, получим

$$M_{\text{жм}} + \alpha_2 \frac{R_{\text{в.к.}}}{i_k} (i_2 F_n - i_0 F_m) = 0; \quad k_n \Delta p + q_n e_n i_4 \frac{\mathcal{G}}{\sigma_{\text{кв}}} + q_m e_m \frac{\mathcal{G}}{\sigma_m} = 0. \quad (4)$$

Из первого уравнения (4) следует известный факт: одни и те же силы сопротивления при движении на разных передачах по-разному нагружают ГОП. Поскольку при увеличении порядкового номера k передачи падает значение передаточного отношения i_k , нагруженность магистралей гидромашин будет возрастать.

Исследуем зависимость радиуса поворота объекта от угла наклона люльки регулируемой гидромашин, пренебрегая утечками жидкости в магистралях. В соответствии с кинематической схемой привода (см. рис. 1) угловая скорость гидронасоса $\omega_n = i_4 \omega_{\text{кв}}$. На основании сделанных предположений из второго уравнения системы (4) при значении $e_m = 1$ найдем угловые скорости:

гидромотора $\omega_M = -e_n i_4 \omega_{кв} ;$ (5)

левой солнечной шестерни $\omega_{z_3^*} = i_2 \omega_M ;$ (6)

правой солнечной шестерни $\omega_{z_3} = -i_0 \omega_M .$ (7)

Угловая скорость эпициклических шестерен связана с угловыми скоростями коленчатого вала и солнечной шестерни выражением

$$\omega_3 = \alpha_1 \omega_{кв} - \alpha_2 \omega_c , \quad (8)$$

С учетом этого получим для левого и правого эпициклов

$$\omega_{эл} = (\alpha_1 + \beta) \omega_{кв} ; \quad \omega_{эн} = (\alpha_1 - \beta) \omega_{кв} , \quad (9)$$

где $\beta = \alpha_2 e_n i_4 i_2 .$

Разделив найденные выражения на передаточное отношение коробки передач i_k , получим угловые скорости ведущих звездочек. Далее определим скорости левой и правой гусеницы v_l и v_n , а угловую скорость поворота корпуса объекта найдем по формуле

$$\omega_n = \frac{v_l - v_n}{B} = \frac{2\beta R_{в.к.}}{i_k B} \omega_{кв} , \quad (10)$$

где B – ширина колеи.

Относительную величину радиуса поворота объекта определим из выражения

$$\frac{R_n}{B} = \frac{1}{\beta} \left(\frac{v_l}{\omega_n} - \frac{B}{2} \right) = \frac{\alpha_1}{2\beta} , \quad (11)$$

где R_n – радиус поворота объекта (график представлен на рис. 2)

Для оценки достоверности построенной модели определим давление в магистралях и передаваемый ГОП момент по экспериментально известным значениям частот вращения коленчатого вала $n_{кв} = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и солнечной шестерни $n_c = 900 \text{ мин}^{-1}$. При движении по песку угловые скорости гидронасоса и гидромотора соответственно: $\omega_n = i_4 \pi n_{кв} / 30 = 209,4 \text{ рад/с}$; $\omega_M = -i_2 \pi n_c / 30 = -182,5 \text{ рад/с}$. Значения конструктивных параметров гидромашин приняты следующими:

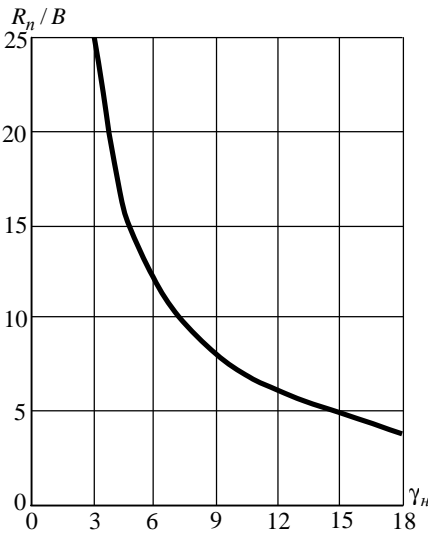


Рис. 2. Зависимость относительного радиуса поворота от угла наклона люльки

$k_n = 1,6 \cdot 10^{-11} \text{ м}^5 \text{Н}^{-1} \text{с}^{-1}$, $q_n = q_m = 1,61 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$, $k_{zn} = k_{zm} = 0,288 \text{ Нмс}$. Исползованные передаточные отношения: $i_0 = i_2 = 0,517$; $i_4 = 1,111$; $\alpha_1 = 1,281$; $\alpha_2 = 0,281$.

Для значений параметров управления $e_n = e_m = 1$ из уравнения неразрывности системы (1) получим

$$\Delta p = -\frac{q_n}{k_n} (\omega_n + \omega_m) = -27,1 \text{ МПа.}$$

По данным эксперимента давление имело значение 23,5 МПа. Передаваемый ГОП момент достиг величины

$$|M_{жсм}| = |q_m e_m \Delta p - k_{zm} \omega_m| = 383,86 \text{ Нм.}$$

При движении по дерну $\omega_n = 186,15 \text{ рад/с}$; $\omega_m = 152,05 \text{ рад/с}$, тогда $\Delta p = -34,3 \text{ МПа}$. В этом случае экспериментальное значение давления 39,2 МПа. ГОП передает момент $|M_{жсм}| = 508,6 \text{ Нм}$. Таким образом, в обоих рассмотренных случаях экспериментальные и расчетные значения давления достаточно близки.

Предположив, что момент сопротивления M_c движению на бортах остается постоянным при движении на k -й $k+1$ -й передачах

$$M_c = \frac{i_k}{\alpha_2 i_2} M_{жсм}^{(k)} = \frac{i_{k+1}}{\alpha_2 i_2} M_{жсм}^{(k+1)}, \quad (12)$$

получим связь между моментами, характеризующими нагруженность ГОП

$$M_{жсм}^{(k+1)} = \frac{i_k}{i_{k+1}} M_{жсм}^{(k)}, \quad (13)$$

которая была отмечена выше.

2. Оптимизация схемы ГОП при повороте гусеничной машины. При движении объекта на повышенных передачах нагруженность гидромашин в соответствие с выражением (12) возрастает, что приводит к повышению давления жидкости и срабатыванию перепускных клапанов. В этом случае привод не обеспечивает необходимый радиус поворота объекта. Эксперименты с поворотами на повышенных передачах выявили в исходной конструкции забросы давления в нагнетающей магистрали. В результате срабатывания перепускного клапана (рассчитан на давление $p_{\max} = 50 \text{ МПа}$) поворот существенно замедлялся, а радиус поворота значительно увеличивался. Орган управления перемещался в этом случае из нейтрального в крайнее положение, что соответствует отклонению шайбы насоса от $\gamma_n = 0^\circ$ до $\gamma_{n\max}$. На рис. 3 показана осциллограмма с записями параметров системы при повороте вправо на

четвертой передаче.

Устранение этого недостатка возможно путем увеличения характерных объемов гидромашин q_n , q_m и изменением компоновки механической части привода. В первом случае момент сил сопротивления, приведенный к гидромотору, определим по аналогии с (12) из первого соотношения (4)

$$M_c^{(м)} = \frac{\alpha_2 R_{в.к.} (i_2 F_l - i_0 F_n)}{i_k} \quad (14)$$

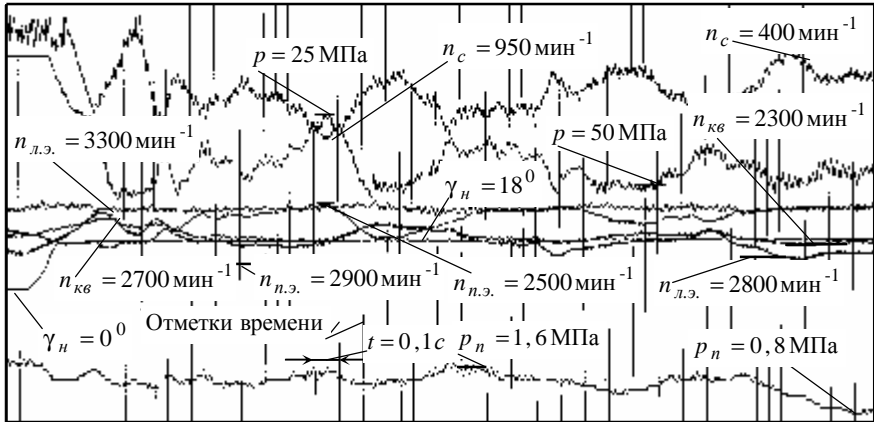


Рис. 3. Поворот вправо на четвертой передаче

Этот момент и угловую скорость вала $\omega_{кв}$ считаем постоянными. Оценим влияние параметра $q = q_n = q_m$ на величину давления Δp . С этой целью из второго уравнения (4) найдем скорость гидромотора

$$\omega_m = -\frac{k_n \Delta p}{q} - i_4 \omega_{кв} \quad (15)$$

и подставим в первое уравнение. Тогда с учетом выражения для $M_{эсм}$ из (2) разность давлений в магистралях определим из соотношения

$$\Delta p = -\frac{q (k_{эм} i_4 \omega_{кв} + M_c^{(м)})}{q^2 + k_{эм} k_n} \quad (16)$$

Обозначим номинальные значения характерного объема через q_0 и разность давлений через Δp^* , а новое значение q запишем в виде $q = x q_0$. Относительное влияние q на Δp можно оценить с помощью выражения

$$\frac{\Delta p}{\Delta p^*} = \frac{q(q_0^2 + k_{2M}k_n)}{(q^2 + k_{2M}k_n)q_0} = \frac{x(q_0^2 + k_{2M}k_n)}{x^2q_0^2 + k_{2M}k_n}. \quad (17)$$

График этой функции для указанных выше значений номинальных параметров гидромашин представлен на рис. 4. Из него следует, что, например, при увеличении значения q на 20% ($x=1,2$) Δp уменьшается на 14,2%.

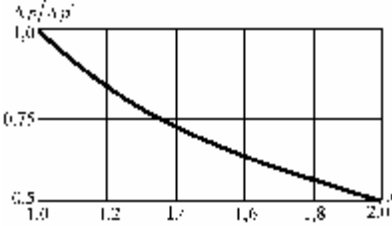


Рис. 4. Изменение давления при росте характерного объема

Другая возможность улучшения характеристик поворота связана с изменением компоновки механической части привода. На рис. 5 представлен фрагмент конструкции, у которой сателлиты дифференциальных механизмов являются двойными: $z_2 = 21$,

$\tilde{z}_2 = 33$. Кроме того изменены числа зубьев следующих шестерен: $z_1 = 87$, $z_3 = 30$, $z_8 = 52$. Найдем передаточное отношение $i_{m,n} = \omega_m / \omega_n$ для исходного и нового вариантов.

В первом случае, пренебрегая утечками в магистралях гидросистемы, выразим угловую скорость вала через скорость гидромотора (см. (5)) $\omega_{кв} = -\omega_m / i_4$. Значение e_n принято равным единице. Скорости эпициклических шестерен на основании (9):

$$\omega_{эл} = -\left(\frac{\alpha_1}{i_4} + \frac{\alpha_2}{i_2}\right)\omega_m; \quad \omega_{ш} = -\left(\frac{\alpha_1}{i_4} - \frac{\alpha_2}{i_0}\right)\omega_m.$$

Знак “минус” в этих выражениях отражает вращение коленчатого вала и гидромотора в противоположных направлениях. В дальнейшем его опускаем. На основании формулы (10) угловая скорость корпуса объекта

$$\omega_n = \frac{2\alpha_2 i_2 R_{в.к.}}{i_k B} \omega_m,$$

поэтому искомое передаточное отношение

$$i_{m,n} = \frac{\omega_m}{\omega_n} = \frac{i_k B}{2\alpha_2 i_2 R_{в.к.}}. \quad (18)$$

Полагая $i_k = 10$, получим $i_{m,n} = 241,14$.

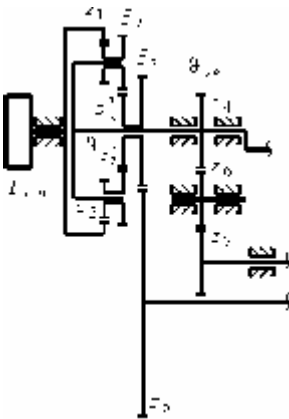


Рис. 5. Схема с двойным сателлитом

Во втором случае формула для вычисления параметра $\tilde{\alpha}_2$ становится иной: $\tilde{\alpha}_2 = z_2 z_3^* / z_1 \tilde{z}_2$ (см. рис. 5). При прежнем i_k на основании (18) имеем $\tilde{i}_{m,n} = 321,17$.

Эффект от применения редуктора с двойным сателлитом характеризуется отношением $\frac{\tilde{i}_{m,n}}{i_{m,n}} = \frac{i_2 \alpha_2}{\tilde{i}_2 \tilde{\alpha}_2} = 1,332$.

Таким образом, применение второй схемы приводит к уменьшению угловой скорости поворота корпуса и увеличению радиуса поворота. Приведенный к гидромотору момент сил сопротивления при этом уменьшается. Так, при движении по дерну для исходной схемы $\omega_n = 0,6306$ рад/с; $R_n = 13,6$ м; $M_{зм} = 508,6$ Нм; для схемы с двойным сателлитом $\tilde{\omega}_n = 0,4914$ рад/с; $\tilde{R}_n = 16,62$ м; $\tilde{M}_{зм} = 411,4$ Нм. Во втором случае радиус поворота увеличился примерно на 20% и на столько же уменьшился момент гидромотора.

Из приведенных исследований можно сделать заключение о том, что для достижения заданного радиуса поворота при движении на повышенных передачах необходимо увеличить характерный объем гидромашин, чего нельзя сделать за счет изменения механической части привода.

Выводы. В результате проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

1. Разработаны математические модели поворота для оценки мощности гидромашин, обеспечивающих поворот объекта с необходимой угловой скоростью, влияния параметров дифференциальных редукторов и различных схем их компоновки на кинематические характеристики поворота.
2. Получена связь относительного радиуса поворота с углом наклона люльки гидронасоса.
3. Установлена зависимость давления в нагнетающей полости от характерного объема гидромашин.
4. Исследовано влияние установки двойного сателлита на параметры поворота и моменты в гидромоторах.

Список литературы: 1. Гуськов В.В., Онейко А.Ф. Теория поворота гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1984. – 316 с. 2. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1975. – 268 с. 3. Бородин Ю.С., Крыжний А.И., Шатохин В.М. Моделирование динамических процессов в силовой цепи транспортного дизеля с гидрообъемной передачей // Автомобильный транспорт: Сб. науч. трудов.– Харьков: ХНДУ, 2003. – Вып. 13. – С.253-255. 4. Александров Е.Е., Шатохин В.М. Моделирование динамических процессов в силовой цепи механизма поворота гусеничной машины с гидрообъемной передачей // Механика та машинобудування. – 2005. – № 2. – С.114-129. 5. Пасынков Р.М., Гайцгори М.М. Расчет гидрообъемных трансмиссий с учетом динамических нагрузок // Вестник машиностроения. – 1967. – № 10. – С.48-51. 6. Кисточкин Е.С. Динамическая модель многопоточных бесступенчатых передач с гидрообъемным регулирующим контуром // М.: Машиноведение, 1978. – №5. – С.32-36.

Поступила в редколлегию 01.10.06