

*В роботі наведені схеми гідрооб'ємно-механічних трансмісій, що найбільш часто використовуються та працюють за схемою "диференціал на виході", складені спрощені кінематичні та структурні схеми гідрооб'ємно-механічних трансмісій з різним з'єднанням механічної та гідравлічної гілки з ланками планетарного механізму, визначені основні параметри розглянутих трансмісій*

*Ключові слова: гідрооб'ємно-механічна трансмісія, гідрооб'ємна передача, схема "диференціал на виході"*

*В работе приведены наиболее часто используемые схемы гидрообъемно-механических трансмиссий, работающих по схеме "дифференциал на выходе", составлены упрощенные кинематические и структурные схемы гидрообъемно-механических трансмиссий с различным соединением механической и гидравлической ветви со звеньями планетарного механизма, определены основные параметры рассмотренных трансмиссий*

*Ключевые слова: гидрообъемно-механическая трансмиссия, гидрообъемная передача, схема "дифференциал на выходе"*

*The often in-use charts of hydrostatic-mechanical transmissions, workings on a chart "differential on an exit" are in-process resulted most, the simplified kinematics and structural charts of hydrostatic-mechanical transmissions are made with different connection of mechanical and hydraulic branch with the links of planetary mechanism, the basic parameters of the considered transmissions are certain*

*Keywords: hydrostatic-mechanical transmission, hydrostatic transmission, chart "differential on an exit"*

УДК 621.83.062.1

## ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ, РАБОТАЮЩИХ ПО СХЕМЕ "ДИФФЕРЕНЦИАЛ НА ВЫХОДЕ"

**В.Б. Самородов**

Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой\*

Контактный тел.: (057) 707-64-64

**А.И. Бондаренко**

Кандидат технических наук\*

Контактный тел.: (057) 707-64-64,

095-867-44-78

E-mail: anatoliybon@rambler.ru

Кафедра "Автомобиле- и тракторостроения"

Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт" ул. Фрунзе, 21, г. Харьков, Украина 61002

### Введение

На данный момент существует огромное количество гидрообъемно-механических трансмиссий (ГОМТ), отличающихся конструктивно, но выполняющих одну и ту же функцию: бесступенчатое регулирование скорости движения и силы тяги в весьма широком диапазоне.

Не смотря на огромное разнообразие ГОМТ транспортных средств (ТС), на данный момент мало изучено влияние места расположения планетарного механизма (ПМ), соединения механической и гидравлической ветви со звеньями ПМ на основные параметры ГОМТ (рабочие объемы гидромашин, угловые скорости их валов, значения давлений, объемный, механический и общий коэффициент полезного действия (КПД)).

### Анализ последних достижений и публикаций

Авторами [1] отмечается, что во всех ГОМТ, выполненных по схеме "дифференциал на выходе" ис-

пользуется одна регулируемая и одна нерегулируемая гидромашин. Достоинством таких ГОМТ является малая установочная мощность гидромашин благодаря использованию нескольких поддиапазонов. При этом в ГОМТ S-Matic, CNH (рис. 1), Eссom (рис. 2) установочная мощность каждой гидромашин составляет половину мощности двигателя трактора. В начале каждого поддиапазона такая же мощность циркулирует в замкнутом контуре трансмиссии, вызывая снижение ее КПД, в конце диапазонов циркуляция отсутствует.

В работе [2] указывается, что трансмиссии Variable Double Clutch (VDC) имеют преимущества в стоимости, КПД по сравнению с традиционными трансмиссиями, переключаемыми под нагрузкой или гидростатическими приводами. Данные трансмиссии предлагают использовать не только на тракторах, а так же в строительной и специальной технике, для которых обязательными условиями являются высокие КПД (КПД трансмиссии VDC достигает 0,92), тяговое усилие, маневренность и скорость движения.

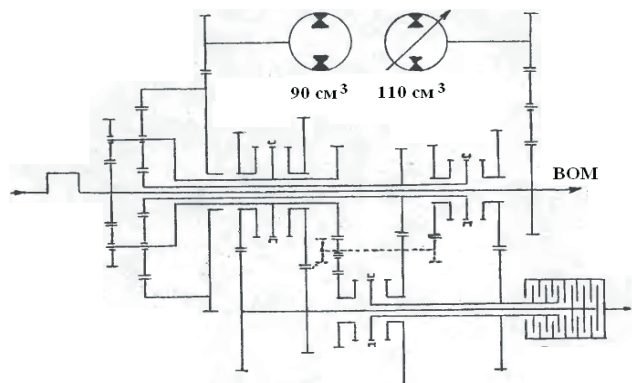


Рис. 1. Кинематическая схема трансмиссии CNH

Трансмиссии VDC могут устанавливаться на ТС с двигателем мощностью до 290 кВт (395 л.с.). VDC сочетает в себе функциональные преимущества ги-

дростатических приводов с преимуществами механических трансмиссий (рис. 3).

Схемы “дифференциал на выходе” нашли также применение в ГОМТ с переменной структурой (рис. 4).

Такая структура обозначает, что в каждом поддиапазоне, на которые разбивается весь диапазон изменения передаточного отношения ГОМТ, может использоваться одна из следующих схем: с дифференциалом на входе; с дифференциалом на выходе; с двумя дифференциалами [1].

ГОМТ переменной структуры WSG 500 предназначена для тракторов и других ТС мощностью 380 кВт (516 л.с.) и позволяет достигать скорости 62 км/ч.

Трансмиссия WSG 500 (рис. 4) имеет три скоростных поддиапазона, для создания которых используются все три схемы [1].

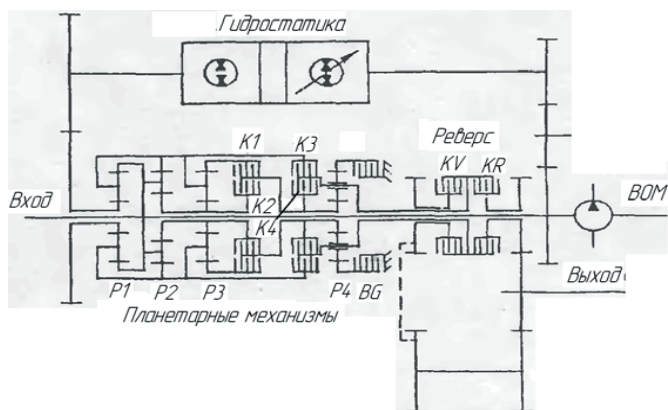
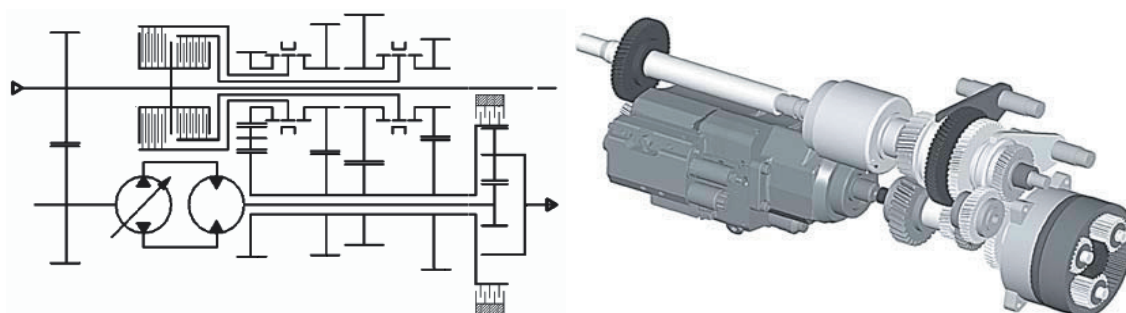


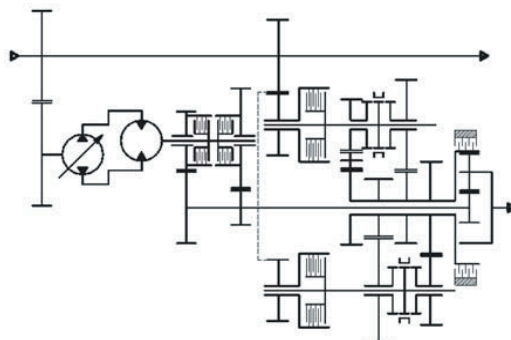
Диаграмма переключения

V, км/ч	K1	K2	K3	K4	BG	KV	KR	P1	P2	P3	P4
Вперед	0-6	*				+	+	+	+	+	+
	6-12		+			+	+	+	+	+	+
	12-24		+	+		+	+	+	+	+	+
	24-48		+		+	+	+	+	+	+	+
Назад	0-6	*				+	+	+	+	+	+
	6-12		+			+	+	+	+	+	+
	12-24		+	+		+	+	+	+	+	+
	24-48		+		+	+	+	+	+	+	+

Рис. 2. Кинематическая схема трансмиссии Essom



а)



б)

Рис. 3. Кинематическая схема трансмиссии VDC: а – для ТС с двигателем мощностью 80 – 120 кВт (108 – 163 л.с.); б – для ТС с двигателем мощностью более 120 кВт (163 л.с.)

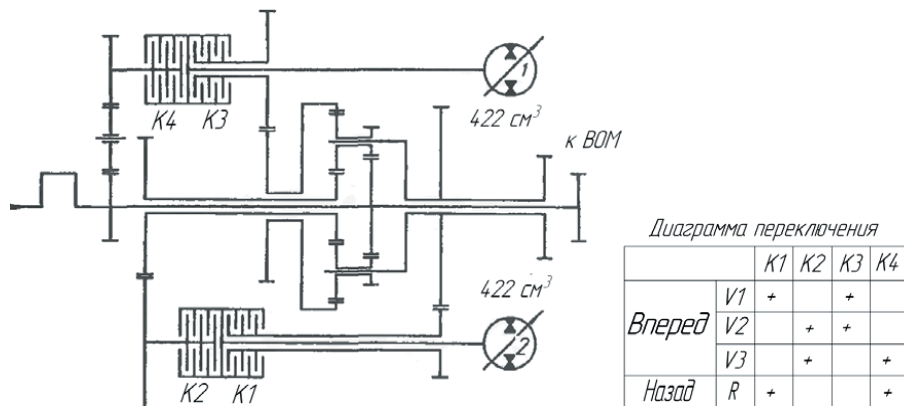


Рис. 4. Кинематическая схема трансмиссии MALI WSG 500

качестве исходных данных выбраны следующие параметры: максимальная угловая скорость двигателя 2250 об/мин; радиус колес  $r=0,85$  м; масса трактора 9000 кг; реализуемые скорости на тяговом диапазоне при  $f=0,5$  – от 0 до 10 км/ч; рабочий объем гидронасоса – 130 см<sup>3</sup>, рабочий объем гидромотора – 130 см<sup>3</sup> (гидромотор нерегулируемый); гидромашины производства “Sauer-Danfoss”.

**Цель и постановка задачи**

Целью данной работы является определение основных параметров ГОМТ, работающих по схеме “дифференциал на выходе”:

- составление кинематических и структурных схем ГОМТ с различным соединением механической и гидравлической ветви со звеньями ПМ (с солнечной шестерней, коронной шестерней, водилом);
- определение кинематических, силовых и энергетических параметров рассматриваемых трансмиссий, КПД гидрообъемной передачи (ГОП) и трансмиссии в целом;
- анализ полученных результатов.

**Основные параметры гидрообъемно-механических трансмиссий, работающих по схеме “дифференциал на выходе”**

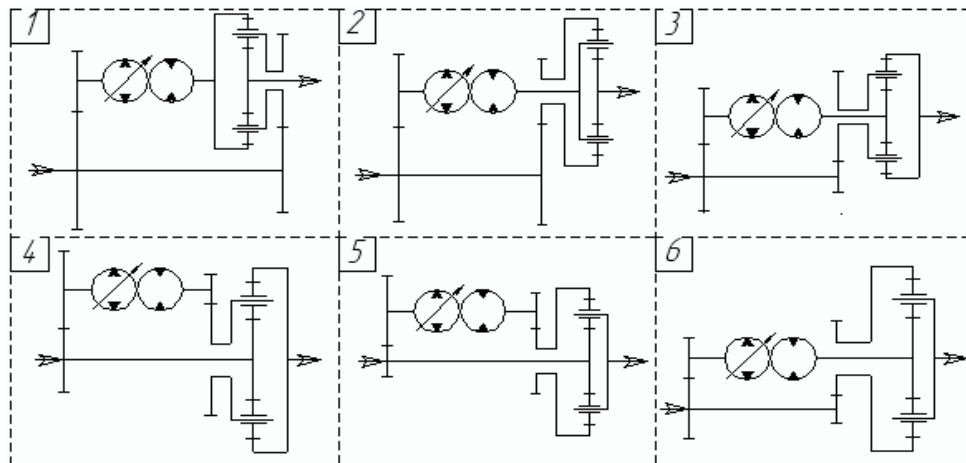


Рис. 5. Кинематические схемы замкнутых контуров ГОМТ ТС с дифференциалом на выходе при различных соединениях механической и гидравлической ветви со звеньями ПМ

Схема “дифференциал на выходе” нашла широкое применение в ГОМТ. Однако, если применять такую схему для того, чтобы она покрывала весь диапазон регулирования (односкоростная передача), то КПД ГОМТ оказывается слишком низким. Поэтому весь диапазон регулирования разбивают на поддиапазоны (минимум три – ГОМТ Direct фирмы Valtra), в каждом из которых используется схема “дифференциал на выходе” [1].

В ГОМТ ТС, работающих по схеме “дифференциал на выходе”, возможны 6 вариантов соединения механической и гидравлической ветви со звеньями ПМ (рис. 5).

Определим основные параметры ГОМТ с замкнутыми контурами, представленными на рис. 5. Упрощенные кинематические и структурные схемы рассматриваемых ГОМТ приведены на рис. 6, 7. В

Кинематика ГОМТ, приведенных на рис. 6, 7, описывается системой следующих уравнений:

$$\begin{cases} \omega_0 - \omega_d = 0; & \omega_0 - \omega_1 = 0; \\ \omega_1 \cdot i_1 - \omega_2 = 0; & e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_{e1*} - e_2 \cdot q_2 \cdot \omega_{e2*} = \gamma \cdot \Delta Q; \\ (\omega_1 \cdot i_2 - \omega_4) \cdot X = 0; & (\omega_3 \cdot i_2 - \omega_4) \cdot Z = 0; \\ \omega_{1*} - k \cdot \omega_{2*} + (k-1) \cdot \omega_{3*} = 0; & S_1 \cdot \omega_{1*} - S_1 \cdot \omega_{3*} - \omega_5 = 0; \\ \omega_3 \cdot i_3 - \omega_6 = 0; & (\omega_6 \cdot i_4 - \omega_7) \cdot Y = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где  $\omega_i$  – угловая скорость звена;  
 $\omega_d$  – угловая скорость коленчатого вала двигателя;  
 $\omega_{1*}, \omega_{2*}, \omega_{3*}$  – угловая скорость звена, связанного с солнечной шестерней – “1”, коронной шестерней – “2”, водилом – “3”;  
 $k$  – внутреннее передаточное отношение планетарного ряда [4];  
 $S_1$  – характерный параметр сателлитов [4];  
 $\omega_5$  – относительная угловая скорость сателлита;  
 $i_j$  – передаточное отношение редуктора;  
 $e_1, e_2$  – относительный параметр регулирования ГОП;  
 $q_1, q_2$  – максимальная производительность гидромашин;  
 $\omega_{e1*}, \omega_{e2*}$  – угловая скорость звена, связанного с валом гидронасоса и гидромотора;

$\gamma$  – коэффициент, характеризующий направление потока мощности ( $\gamma=1$  – прямой поток мощности;  $\gamma=-1$  – обратный поток мощности);

$\Delta Q$  – потери рабочей жидкости во всех гидромашинах, которые вычисляются с учетом знака перепада давления в ГОП [5 – 7];

$X, Y, Z$  – коэффициенты, характеризующие способ соединения механической и гидравлической ветви со звеньями ПМ ( $X=1$  – для схемы № 1, 2, 3, 6,  $X=0$  – для остальных;  $Y=1$  – для схемы № 2, 5,  $Y=0$  – для остальных;  $Z=1$  – для схемы № 4, 5,  $Z=0$  – для остальных).

Суммарные потери рабочей жидкости в гидронасосе и гидромоторе [5]:

$$\Delta Q = (\lambda_1 + \lambda_2) \cdot \Delta p = \frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + C_{1y} \cdot |\omega_{e1*}|) + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + C_{2y} \cdot |\omega_{e2*}|), \quad (2)$$

где  $\lambda_1, \lambda_2$  – коэффициент объемных потерь, пропорциональный перепаду давления для гидронасоса и гидромотора;

$\Delta p$  – перепад рабочего давления в ГОП;

$K_{iy}, C_{iy}$  – коэффициенты потерь для гидронасоса ( $i=1$ ) и для гидромотора ( $i=2$ );

$\mu$  – коэффициент динамической вязкости.

Силевые параметры трансмиссии описываются системой следующих уравнений:

$$\begin{cases} M_{0b} + M_{1a} = 0; & M_{1b} \cdot \eta_1^{\Theta \text{sign}(N_{1b})} + i_1 \cdot M_{2a} = 0; \\ M_{e1X*} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta p = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_{e1*}); \\ M_{e2X*} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta p = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_{e2*}); \\ (M_{1A} \cdot \eta_2^{\Theta \text{sign}(N_{1A})} + i_2 \cdot M_{4a}) \cdot X = 0; & (M_{3b} \cdot \eta_2^{\Theta \text{sign}(N_{3b})} + i_2 \cdot M_{4a}) \cdot Z = 0; \\ M_{1X*} \cdot \eta_{13}^{\Theta \text{sign}(N_{1X*})} + M_{2X*} \cdot \eta_{23}^{\Theta \text{sign}(N_{2X*})} + M_{3X*} = 0; \\ M_{1X*} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\Theta \text{sign}(N_{1X*})} + M_{2X*} \cdot \eta_{23}^{\Theta \text{sign}(N_{2X*})} = 0; \\ M_{5b} \cdot \eta_{13}^{\Theta \text{sign}(N_{5b})} + i_3 \cdot M_{6a} = 0; & (M_{6b} \cdot \eta_4^{\Theta \text{sign}(N_{6b})} + i_4 \cdot M_{7a}) \cdot Y = 0; \\ M_{0a} + M_{0b} = 0; & M_{1a} + M_{1b} + M_{1c} = 0; & M_{2a} + M_{2b} = 0; \\ M_{3a} + M_{3b} = 0; & M_{4a} + M_{4b} = 0; & M_{5a} + M_{5b} = 0; & M_{6a} + M_{6b} = 0; \\ (M_{6b} - G \cdot f \cdot r) \cdot \Psi = 0; & (M_{7a} + M_{7b}) \cdot Y = 0; & (M_{7b} - G \cdot f \cdot r) \cdot Y = 0, \end{cases} \quad (3)$$

где  $M_{nm}$  – моменты на звеньях ГОМТ;  $m$ -индекс-число совпадает с номером угловой скорости звеньев;  $n$ -индексы-буквы – соответствуют моментам на концах звеньев (рис. 7);

$M_{1X*}, M_{2X*}, M_{3X*}$  – моменты на солнечной, коронной шестернях и водиле;

$\eta_j$  – КПД редуктора;

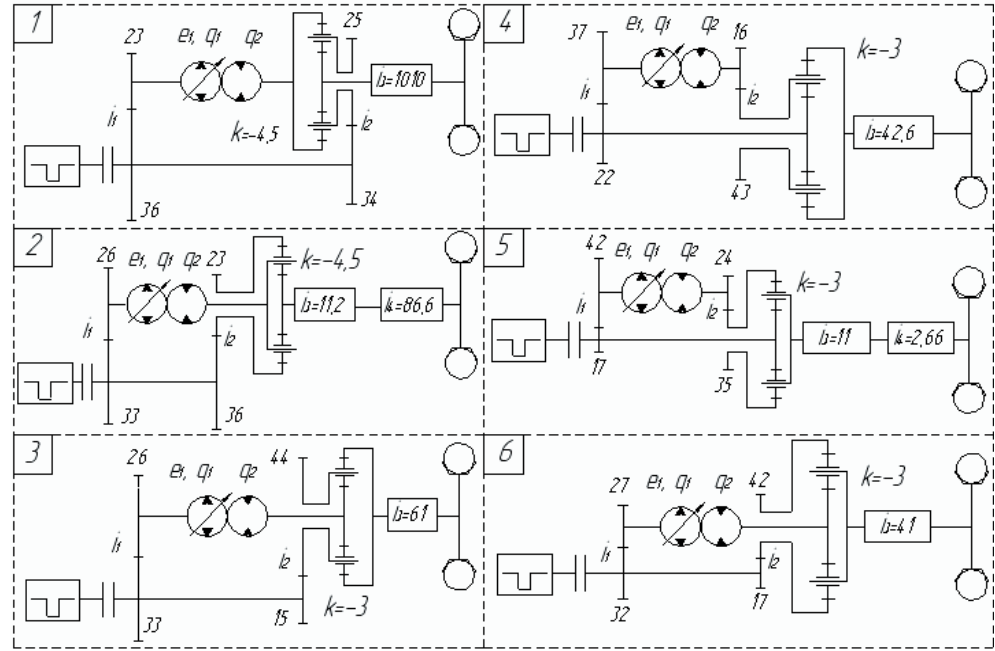


Рис. 6. Упрощенные кинематические схемы ГОМТ с дифференциалом на выходе при различных соединениях механической и гидравлической ветви со звеньями ПМ

$\Theta$  – коэффициент учета потерь в зубчатых зацеплениях ( $\Theta=0$  – без учета потерь,  $\Theta=-1$  с учетом потерь в зубчатых зацеплениях);

$N_{nm}$  – мощность, передаваемая звеньями ГОМТ (произведение угловых скоростей на соответствующие моменты с учетом знака дают величину и направление потоков мощности на конкретных звеньях и элементах ГОМТ);

$M_{e1X*}, M_{e2X*}$  – моменты на валу гидронасоса и гидромотора;

$\eta_{13}, \eta_{23}$  – КПД в зубчатых зацеплениях солнце - сателлит и эпицикл - сателлит при остановленном водиле, определяющие потери моментов;

$\Delta M_1, \Delta M_2$  – потери момента в гидромашинах, вычисляемые, например, согласно математической модели потерь К.И. Городецкого [5 – 7], как функции параметров регулирования  $e_1, e_2$ , угловой скорости валов гидромашин  $\omega_{e1*}, \omega_{e2*}$ , рабочих объемов  $q_1, q_2$  и перепада давления  $\Delta p$ ;

$G$  – вес трактора;

$r$  – радиус колес;

$f$  – коэффициент сопротивления движению;

$\Psi$  – коэффициент, характеризующий способ соединения механической и гидравлической ветви со звеньями ПМ ( $\Psi=1$  – для схем № 1, 3, 4, 6,  $\Psi=0$  – для остальных).

Момент потерь в гидромашинах определяется из следующего выражения [5 – 7]:

$$\Delta M_i = q_i \cdot \left[ \bar{K}_1 \cdot |\omega_i| \cdot (1 + \bar{K}_2 \cdot \bar{e}_i^2) + \frac{\bar{K}_5 \cdot (1 + \bar{K}_4 \cdot |\bar{e}_i|)}{(1 + \bar{K}_3 \cdot |\omega_i| \cdot D_{qi})} \cdot \Delta p + \frac{\bar{K}_8 \cdot (1 + \bar{K}_7 \cdot |\bar{e}_i|)}{(1 + \bar{K}_6 \cdot |\omega_i| \cdot D_{qi})} \right], \quad (4)$$

где  $\bar{K}_1, \bar{K}_2, \dots, \bar{K}_8$  – коэффициенты гидромеханических потерь [6 – 8];

$D_{qi}$  – характерный размер гидромашин,

$$D_{qi} = \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_i}.$$

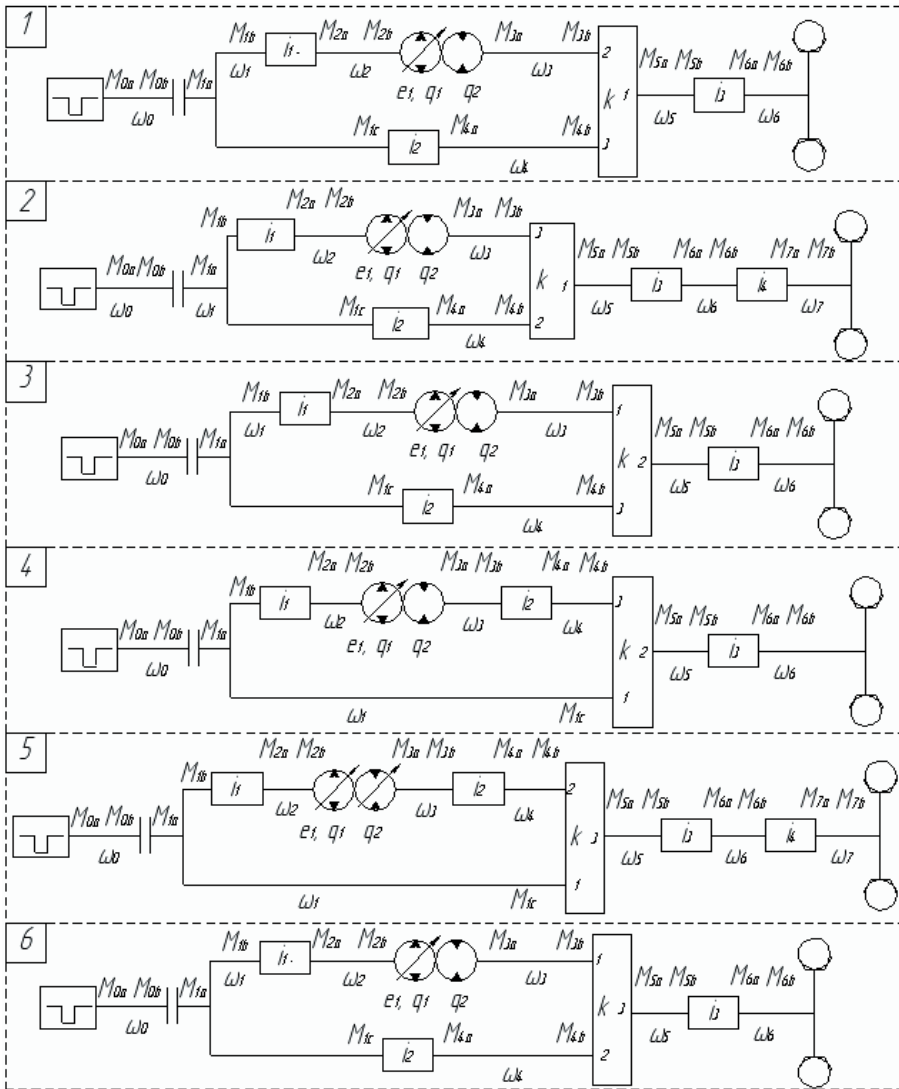


Рис. 7. Структурные схемы рассматриваемых ГОМТ

Системы кинематических (1) и силовых (3) уравнений нелинейны за счет потерь в ГОП и зубчатых зацеплениях, решаются совместно итерационным методом при заданных моменте сопротивления на ведущих колесах, угловой скорости вала двигателя  $\omega_d$  и параметре регулирования  $e=e_1/e_2$ . Совместное решение систем (1) и (3) дает моменты на всех звеньях ГОМТ, включая момент нагрузки на двигателе –  $M_d$ .

Результаты статического анализа рассматриваемых ГОМТ приведены на рис. 8 – 13 (ранее не использованные обозначения:  $\eta_o$  – общий объемный КПД ГОП;  $\eta$  – общий КПД ГОП;  $\eta_{TP}$  – КПД трансмиссии;  $N_d$  – мощность двигателя, кВт;  $N_2$  – мощность, выходящая с ГОП, кВт;  $N_{gid}$  – отношение мощностей (на входе в ПМ) в процентах, передаваемых через гидравлическую ветвь к сумме мощностей, проходящих через механическую и гидравлическую ветви). Обобщенные результаты расчетов сведены в табл. 1.

Следует обратить внимание на распределения потоков мощности в рассматриваемых ГОМТ (табл. 2, рис. 14). Значе-

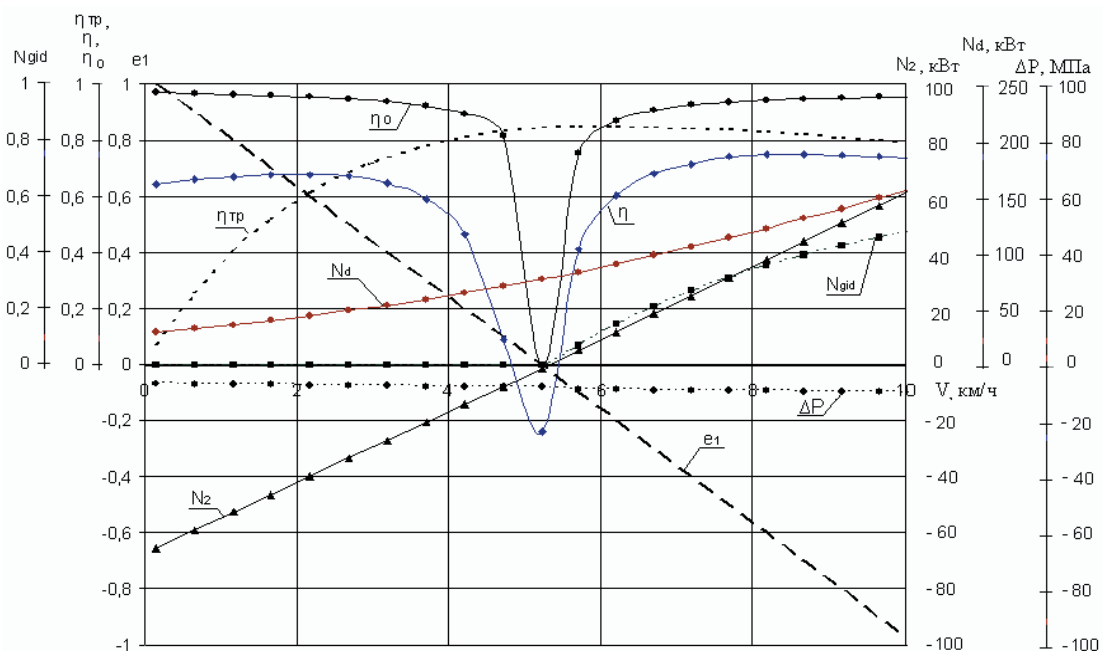


Рис. 8. Результаты статического анализа ГОМТ № 1

ния и направления потоков мощности, передаваемых звеньями двухпоточной трансмиссии, определяются только круговым передаточным отношением замкнутого контура [8]:

– для схем № 1, 2, 3, 6:

$$i_{dkbd} = -\frac{N_{4b}}{N_{3b}} = -\frac{M_{4b} \cdot \omega_4}{M_{3b} \cdot \omega_3} \quad (5)$$

– для схем № 4, 5:

$$i_{dkbd} = -\frac{N_{1c}}{N_{4b}} = -\frac{M_{1c} \cdot \omega_1}{M_{4b} \cdot \omega_4} \quad (6)$$

При  $-\infty < i_{dkbd} < 0$  направления потоков мощности по параллельным ветвям двухпоточной трансмиссии одинаковы, а при  $0 < i_{dkbd} < \infty$  мощность по ветвям двухпоточной трансмиссии передается в противоположенных направлениях, т.е. в замкнутом контуре возникает циркулирующая мощность.

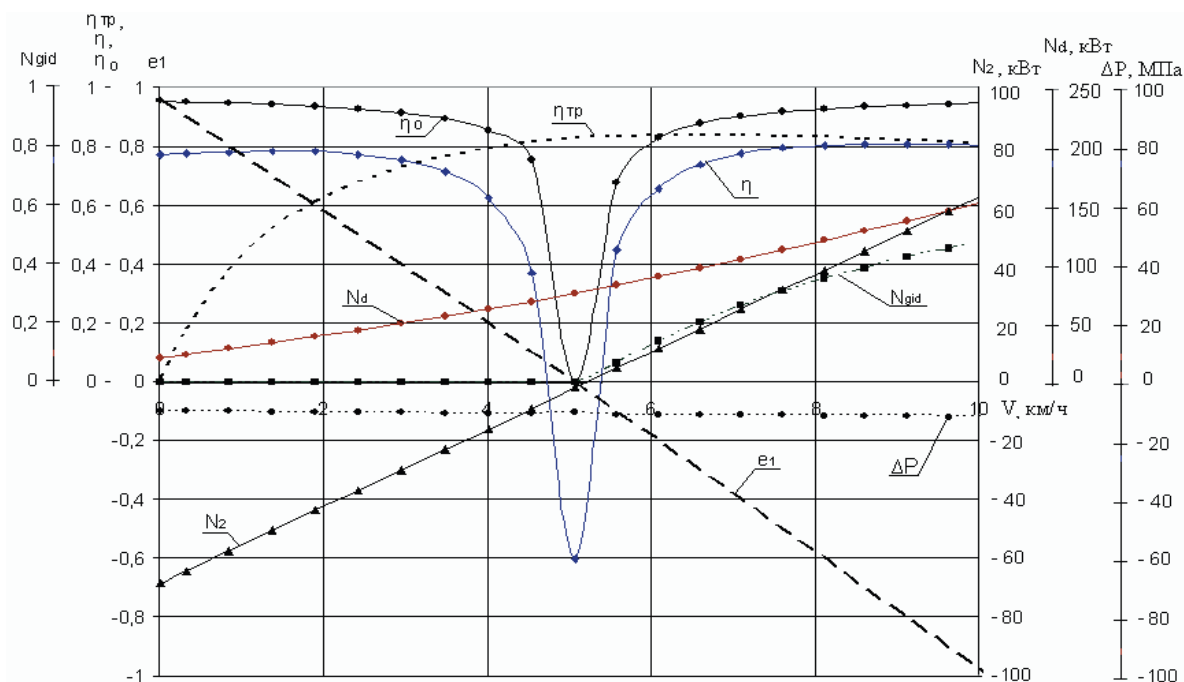


Рис. 9. Результаты статического анализа ГОМТ № 2

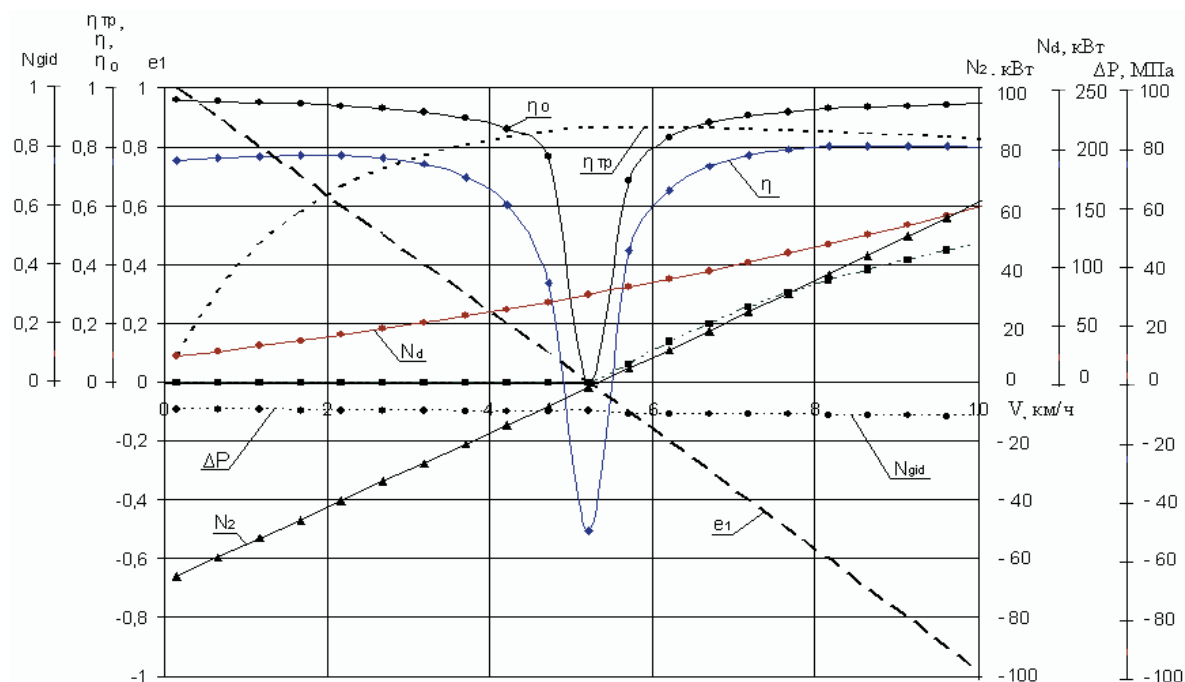


Рис. 10. Результаты статического анализа ГОМТ № 3

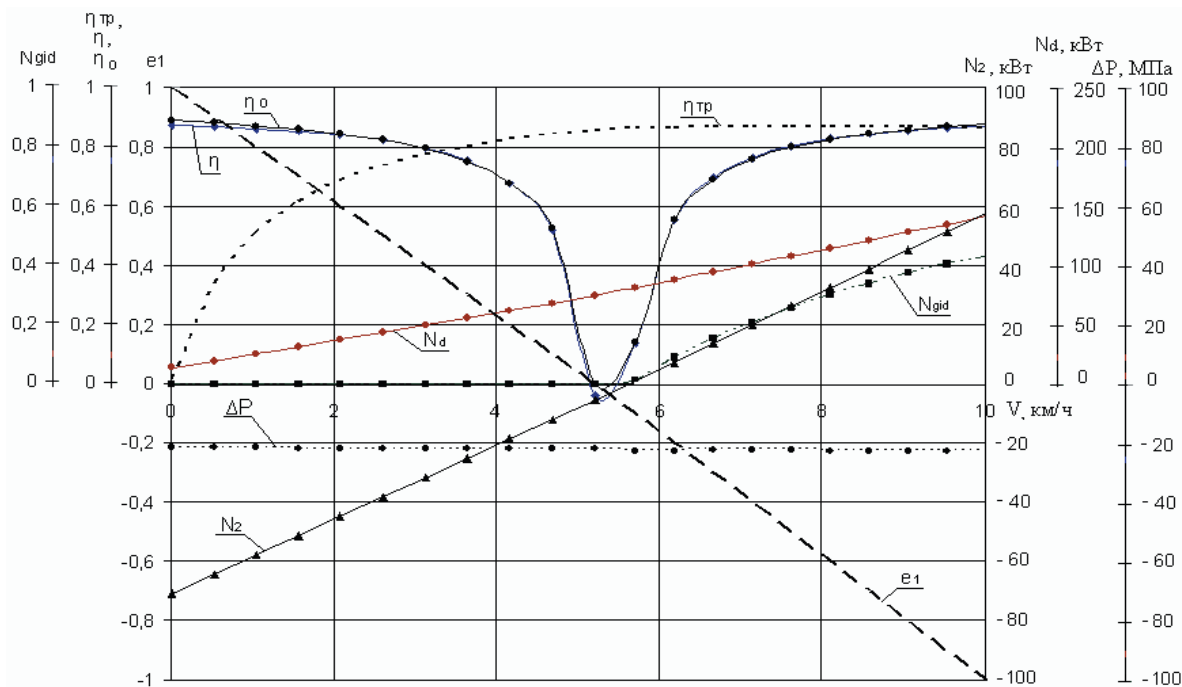


Рис. 11. Результаты статического анализа ГОМТ № 4

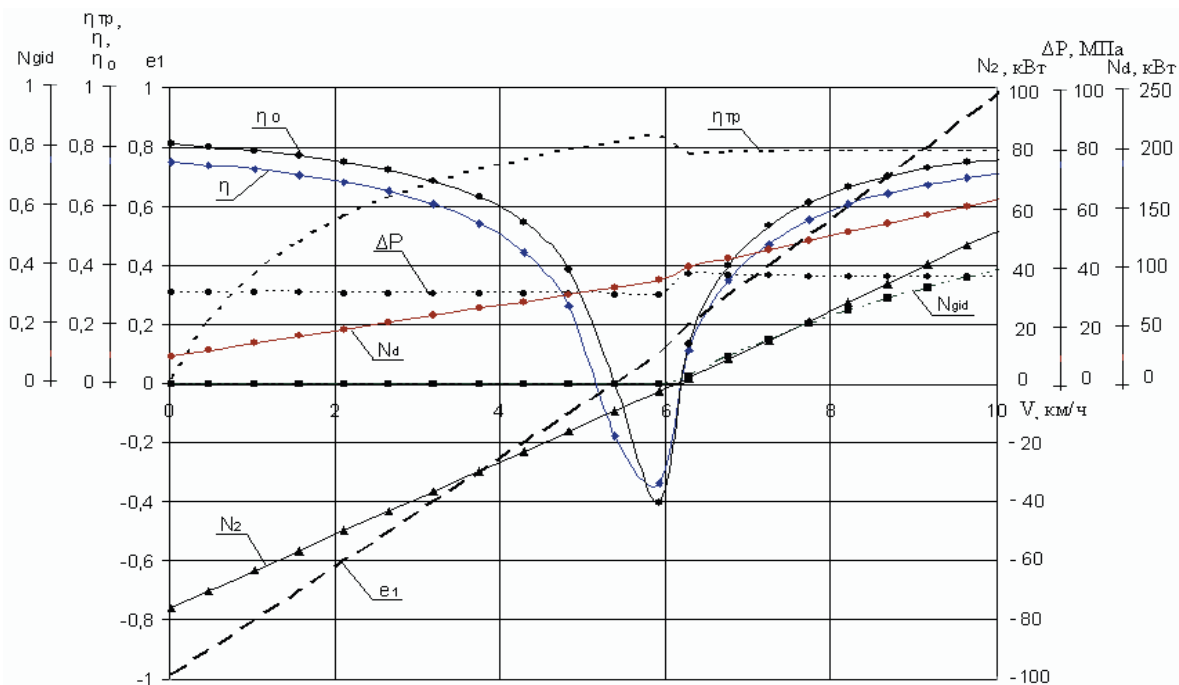


Рис. 12. Результаты статического анализа ГОМТ № 5

Таблица 1

Обобщенные результаты статического анализа

Схема	$\Delta p$ , МПа	$\eta_{TPmax}$	$\omega_s$ , рад/с	$N_{dmax}$ , кВт	$\omega_{e1}$ , рад/с	$\omega_{e2}$ , рад/с	k
1	-6,91 – -9,93	0,848	-153,9 – -1729,0	154,9	-368,6	-380,2 – -352,5	-4,5
2	-9,96 – -11,98	0,837	-174,2 – -1673,0	151,7	-298,9	-300,8 – -282,6	-4,5
3	-9,09 – -11,6	0,866	231,5 – -363,4	150,4	-298,9	-311,7 – -283,2	-3,0
4	-21,52 – -22,72	0,870	-176,8 – -281,2	141,8	-140,0	-157,7 – -122,8	-3,0
5	29,97 – -36,93	0,836	235,3 – -138,4	155,4	-95,3	114,0 – -74,4	-3,0
6	9,83 – -12,95	0,854	-285,4 – -125,4	150,6	-279,1	285,2 – -262,5	-3,0

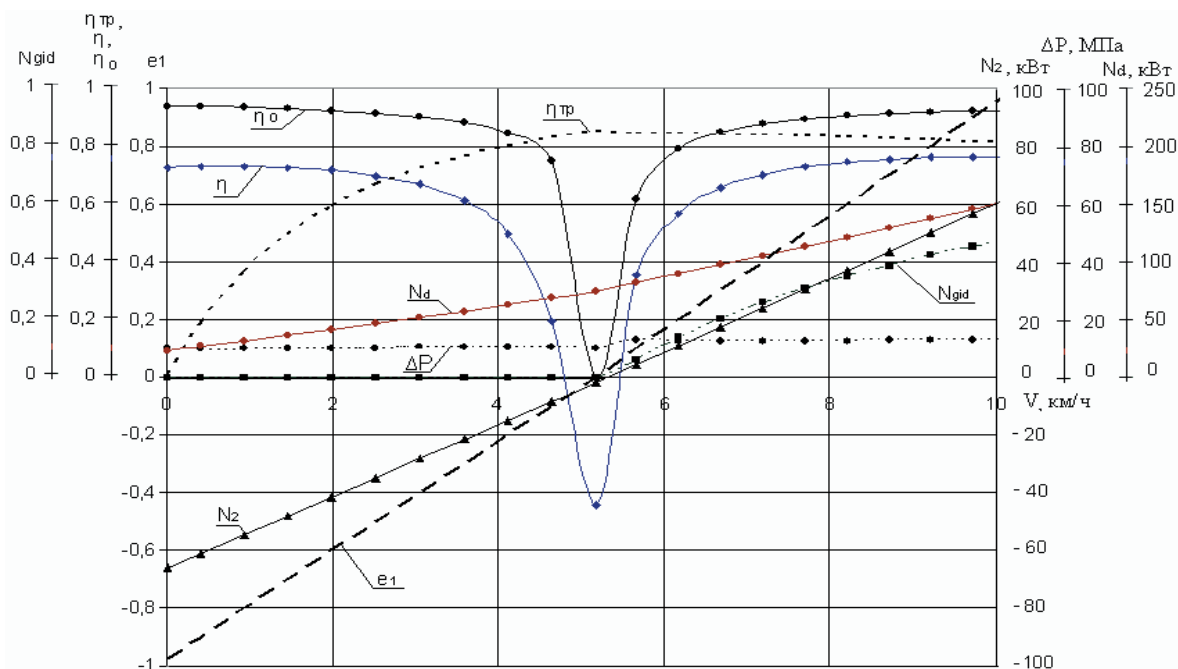


Рис. 13. Результаты статического анализа ГОМТ № 6

Таблица 2

Значения кругового передаточного отношения замкнутых контуров рассматриваемых ГОМТ

Схема	$e_1$	$i_{dkbd}$	Схема	$e_1$	$i_{dkbd}$
1	1,0 – 0	1,05 – 52,90	4	1,0 – 0	1,02 – 13,50
	-0,1 – -1,0	-13,77 – -1,08		-0,1 – -1,0	-82,46 – -1,31
2	1,0 – 0	1,02 – 34,43	5	-1,0 – 0,1	1,02 – 29,86
	-0,1 – -1,0	-15,25 – -0,01		0,2 – 1,0	-45,11 – -1,57
3	1,0 – 0	1,05 – 39,95	6	-1,0 – 0	1,04 – 37,31
	-0,1 – -1,0	-15,35 – -1,11		0,1 – 1,0	-16,41 – -1,09

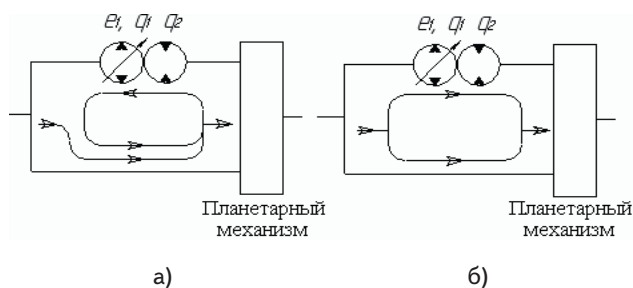


Рис. 14. Распределения потоков мощности в замкнутых контурах рассматриваемых ГОМТ: а –  $i_{dkbd} > 0$ ; б –  $i_{dkbd} < 0$

**Выводы**

Для различных соединений механической и гидравлической ветви со звеньями ПМ были составлены кинематические и структурные схемы ГОМТ с дифференциалом на выходе, а также уравнения описывающие кинематику и силовые параметры.

В результате анализа было установлено:

– не смотря на то, что внутреннее передаточное отношение планетарного ряда схем № 1, 2 в расчетах принято  $k = -4,5$ , угловые скорости сателлитов до-

стигают 1729,0 и -1673,0 рад/с при скорости 10 км/час (допустимо не более 600 рад/с), что свидетельствует о неработоспособности данных трансмиссий;

– максимальное значение КПД трансмиссии у схемы № 4 составляет 0,870 при скоростях 6,2 – 10,0 км/ч. Остальные схемы имеют ярко выраженный максимум при скоростях 5,0 – 6,0 км/час, дальнейшее увеличение скорости сопровождается снижением КПД. Второе место по значению КПД ГОМТ имеет схема № 3 – 0,866 при скорости 6,2 км/час, а при 10,0 км/час – 0,824;

– мощность двигателя, необходимая для выполнения технологического режима вспашки со скоростью 10 км/час является минимальной у ГОМТ № 4 – 141,8 кВт, на втором месте схема № 3 – 150,4 кВт.

В рассматриваемых ГОМТ при движении передним ходом со скоростью 5,5 – 10 км/ч (для схем № 1 – 4, 6), 6,0 – 10,0 км/час (для схемы № 5) в замкнутом контуре трансмиссии циркуляция мощности отсутствует – мощность передается по параллельным ветвям двухпоточной трансмиссии. При движении со скоростью 0 – 5,5 км/ч (для схем № 1 – 4, 6), 0 – 6,0 км/час (для схемы № 5) в замкнутом контуре появляется циркулирующая мощность, что приводит к перегрузке механической ветви.

Наилучшей из рассмотренных ГОМТ с дифференциалом на выходе (рис. 6) при заданных исходных данных (максимальная угловая скорость двигателя 2250 об/мин; радиус колес  $r = 0,85$  м; масса трактора 9000 кг; реализуемые скорости на тяговом диапазоне при  $f = 0,5$  – от 0 до 10 км/ч; рабочий объем гидронасоса – 130 см<sup>3</sup>, рабочий объем гидромотора – 130 см<sup>3</sup>) является схема № 4, на втором месте № 3, третье место разделяют схемы № 5, 6 (показатели отличаются за счет разного числа редукторов). Схемы № 1, 2 – не работоспособны.

Окончательный вывод о целесообразности применения той или иной схемы ГОМТ на ТС можно сделать лишь после полного анализа всех диапазонов трансмиссии как на переднем, так и на заднем ходу.



## Литература

1. Щельцын Н.А. Современные бесступенчатые трансмиссии с.- х. тракторов / Н.А. Щельцын, Л.А. Фрумкин, И.В. Иванов // Тракторы и сельхозмашины. – 2011. – №11. – С. 18 – 26.
2. Айтцетмюллер Х. Функциональные свойства и экономичность тракторной и специальной техники с трансмиссиями VDC / Х. Айтцетмюллер // Механика машин, механизмов и материалов. – 2009. – № 1(6). – С. 20 – 24.
3. Самородов В.Б. Вывод кинематических базисных матриц и системный анализ кинематики ступенчатых механических и гидродвигательно-механических трансмиссий / В.Б. Самородов // Сборник научных трудов ХГПУ. – 1999. – №.7 – Ч. 2. – С. 363 – 370.
4. Рогов А.В. Развитие методов расчета систем «двигатель – трансмиссия» автомобилей и тракторов: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / Рогов Андрей Владимирович. – Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2006. – 168 с.
5. Городецкий К.И. КПД объемных гидропередат / К.И. Городецкий, А.А. Михайлин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1979. – №9. – С.9-14.
6. Городецкий К.И. Математическая модель объемных гидромашин / К.И. Городецкий, А.А. Михайлин // Вестник машиностроения. – 1981. – №9. – С.14-17.
7. Аврамов В.П. Гидрообъемные передачи в гидрообъемно-механических трансмиссиях транспортных машин / В.П. Аврамов, В.Б. Самородов. – Харьков: ХПИ, 1986. – 76 с.
8. Красеньков В.И. Проектирование планетарных механизмов транспортных машин / В.И. Красеньков, А.Д. Вашец. – М: Машиностроение, 1986. – 272 с.

*Запропоновано підхід для знаходження напружень в деформованому дискретному елементі скінченного розміру, що дозволяє будувати епюри та діаграми напружень*  
**Ключові слова:** дискретна модель, істинні напруження

*Предложен подход для нахождения напряжений в деформированном дискретном элементе конечных размеров, позволяющий строить эпюры и диаграммы напряжений*

**Ключевые слова:** дискретная модель, истинные напряжения

*An approach for deformed discrete element of finite size stress finding, that allows building diagrams and charts stresses, is described here*  
**Keywords:** discrete model, truth stresses

УДК 539.3

## НАПРЯЖЕНИЯ В ДЕФОРМИРОВАННОМ ДИСКРЕТНОМ ЭЛЕМЕНТЕ

**А.Д. Шамровский**

Доктор технических наук, профессор\*

Контактный тел.: (061) 223-82-16

E-mail: adshamr@rambler.ru

**Д.Н. Колесник**

Аспирант\*

Контактный тел.: (061) 223-82-21

E-mail: mylogin2006@rambler.ru

\*Кафедра программного обеспечения автоматизированных систем

Запорожская государственная инженерная академия  
 пр. Ленина, 226, г. Запорожье, 69006

### Введение

Представленный ранее в работе [1] подход для нахождения напряжений в дискретном элементе конечных размеров [2], может быть применен только для линейных задач, так как находимые им напряжения являются мнимыми [3] ибо рассчитываются относительно не деформированного элемента.

В том случае, когда решается нелинейная задача, к примеру, геометрически нелинейная, где присутству-

ют большие перемещения, получаемые результаты будут не корректными. В этом случае необходимо учитывать изменение геометрии конструкции и соответственно находить напряжения в деформированной системе координат, которые принято называть истинными [3].

Относительно дискретного элемента [2] учет деформации заключается в том, что напряжения находятся не для прямоугольника как в [1], а для произвольного четырехугольника.