

### Список литературы

1. Бусыгин Б.С., Никулин С.Л. Генерализация космических снимков для повышения эффективности решения геологических задач методами линеаментного анализа // Современные проблемы дистанционного зондирования Земли из космоса. Сборник научных статей. Том 7, Номер 2. – М.: ДоМира, 2010. – С. 303-310
2. Пивняк Г.Г., Бусыгин Б.С., Никулин С.Л. ГИС-технология интегрированного анализа разнородных и разноуровневых геоданных. // Доповіді Національної академії наук України. – 2007. – №6 – С. 121-128.
3. Гонсалес Р., Вудс Р. Цифровая обработка изображений. – М.: Техносфера, 2005. – 1072 с.
4. Pratt W. Digital image processing // 4ed. Wiley. – 2007. – 782 pp.
5. Canny J.F. A computational approach to edge detection: IEEE Trans. on Pattern Analysis and Machine Intelligence, 1986, N. 8(6), P. 679-698

*Рекомендовано до публікації д.геол.н. Приходченком В.Ф.  
Надійшла до редакції 26.03.2012*

УДК 622.625.28

© И.А. Таран

## **РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПОТОКОВ МОЩНОСТИ НА ПРИМЕРЕ ТРАНСМИССИИ ШАХТНОГО ДИЗЕЛЕВОЗА**

На конкретном примере двухпоточной бесступенчатой гидрообъемно-механических трансмиссий с планетарным механизмом передач на выходе, потенциально возможной для использования в дизелевозах, показано распределение потоков мощности в гидрообъемно-механической коробке передач с учетом потерь и КПД в гидрообъемной передаче, а также взаимосвязь основных рабочих параметров.

На конкретному прикладі двопотокової безступінчастої гідрооб'ємно-механічної трансмісії з планетарним механізмом передач на виході, яка є потенційно можливою для використання в дизелевозах, наведено розподіл потоків потужності в гідрооб'ємно-механічній коробці передач з урахуванням втрат і ККД гідрооб'ємної передачі, а також взаємозв'язок основних робочих параметрів.

A specific example of double-split hydrostatic mechanical transmissions with a planetary gear mechanism output, the potential for use in locomotives, shows the distribution of power flows in hydrostatic-mechanical transmission taking into account losses and efficiency of hydrostatic transmission, and the relationship of the main operating parameters.

**Введение.** На шахтах Украины эксплуатируются аккумуляторные и контактные электровозы. На большинстве шахт, где перевозка грузов осуществляется в основном локомотивами, систематичны случаи, когда один аккумуляторный электровоз, вместо работы в полную смену, обеспечивает только один-два рейса. Затем его направляют для подзарядки. Постоянные поломки контроллеров, автоматов, электродвигателей, ветхость подвижного состава, частые сходы с рельсов, отсутствие квалифицированного обслуживающего персонала, необходимость улучшения состояния шахтного рельсового пути создают критическое положение на локомотивном транспорте, осуществляющем свыше

80% общего объема перевозок. Это приводит к уменьшению производительности труда на шахтном транспорте, а, следовательно, и к снижению угледобычи. Для его нормального функционирования необходимо внедрение новых технологий транспорта и совершенной техники – дизелевозов.

**Постановка проблемы.** Использование дизелевозов неразрывно связано с повышением мощности тяговых единиц и увеличением скорости движения поездов. Однако, вал дизеля не может быть соединен непосредственно или при помощи редуктора с постоянным зацеплением с осями локомотива, так как дизель не воспринимает нагрузку при низкой скорости вращения коленчатого вала. Перегрузочная способность дизеля незначительна. Запуск дизеля под нагрузкой практически невозможен; для этого необходим дополнительный источник энергии. В рабочем диапазоне скоростей вращения коленчатого вала дизель работает неодинаково экономично. Наименьший удельный расход топлива соответствует нагрузкам и скоростям вращения, близким к номинальным. Перечисленные особенности показывают, что дизель плохо приспособлен к требованиям тяговой службы и для экономичного использования его в качестве привода локомотива необходима соответствующая силовая передача между дизелем и осями локомотива, которая приспособляла бы характеристику дизеля к требуемой тяговой характеристике локомотива. Поэтому особо актуальным является создания трансмиссий дизелевозов.

Актуальная научная проблема состоит в определении закономерностей формирования и передачи потоков мощности в элементах трансмиссии шахтного дизелевоза в рабочем диапазоне эксплуатационных скоростей. Распределение потоков мощности накладывает значительное ограничение на структуру и кинематическую схему трансмиссии. Бесступенчатые трансмиссии, могут быть выполнены по полнопоточной или двухпоточной схеме. Двухпоточные трансмиссии могут допускать циркуляционные режимы, т.е. обратные потоки мощности через вариатор, что существенно снижает их функциональность.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Анализ тенденций в применении ступенчатых механических и бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий (ГОМТ) на транспортных средствах повышенной проходимости, тракторах и комбайнах, дорожно-строительных машинах, на тяговом электротранспорте, достоинств и недостатков таких трансмиссий, позволяет научно обоснованно подойти к постановке задачи о степени эффективности использования бесступенчатых трансмиссий в шахтных дизель-поездах.

В Украине исследования в области создания бесступенчатых ГОМТ сосредоточены в Национальном техническом университете «Харьковский политехнический институт» [1-4]. Это связано с внедрением ГОМТ в образцах бронетехники, которые выпускались или планируются к выпуску на ГП «Завод им. Малышева». АО «Харьковский тракторный завод им. Орджоникидзе» в 90-е годы разработало гидрообъемный механизм поворота (ГОМП) для гусеничного трактора ХТЗ-200 [5] и для многоцелевого тягача легкого бронированного (МТЛБ), чем существенно повысило его маневренность и проходимость в целом. В Харьковском конструкторском бюро им. А.А. Морозова в 2000–2006 гг. создана уникальная бесступенчатая двухпоточная ГОМТ на базе радиально-поршневых гид-

ромашин с шаровыми поршнями [5, 6] для тяжелых гусеничных машин и ГОМТ для мотовоза массой 40 т., развивающего скорость 100 км/ч и рассчитанного на перевозку до 360 т. грузов при скорости 40 км/ч [7]. Активная научная работа в области разработки ГОМТ для шахтных дизель-поездов ведется в Национальном горном университете (г. Днепропетровск) [8–11]. В работе [11] установлены взаимосвязи характера изменения циркулирующих в двухпоточных бесступенчатых ГОМТ мощностей с потерями в гидрообъемных передачах и их КПД.

**Цель работы** – иллюстрация установленных закономерностей распределения потоков мощности в гидрообъемно-механической коробке передач (ГОП КП) с учетом потерь и КПД в гидрообъемной передаче, а также взаимосвязей основных рабочих параметров на конкретном примере двухпоточной бесступенчатой ГОМТ с планетарным механизмом передач (ПМП) на выходе, которая потенциально может быть использована в дизелевозах.

**Изложение основного материала.** Кинематическая схема рассматриваемой ГОМТ, как пример трансмиссии с ПМП на выходе, представлена на рис. 1. Структурная схема ГОМТ и ее конструктивные параметры приведены на рис. 2. Рабочие параметры исследуются здесь при работе ГОМТ в составе дизелевоза транспортирующего прицепную часть (ШДП) массой 50 т. Работа дизелевоза на первом реверсивном диапазоне обеспечивается включением тормоза Т при выключенном фрикционе Ф. При этом переход с переднего на задний ход и обратно (реверс) осуществляется сменой знака параметра регулирования  $e$  гидрообъемной передачи (ГОП).

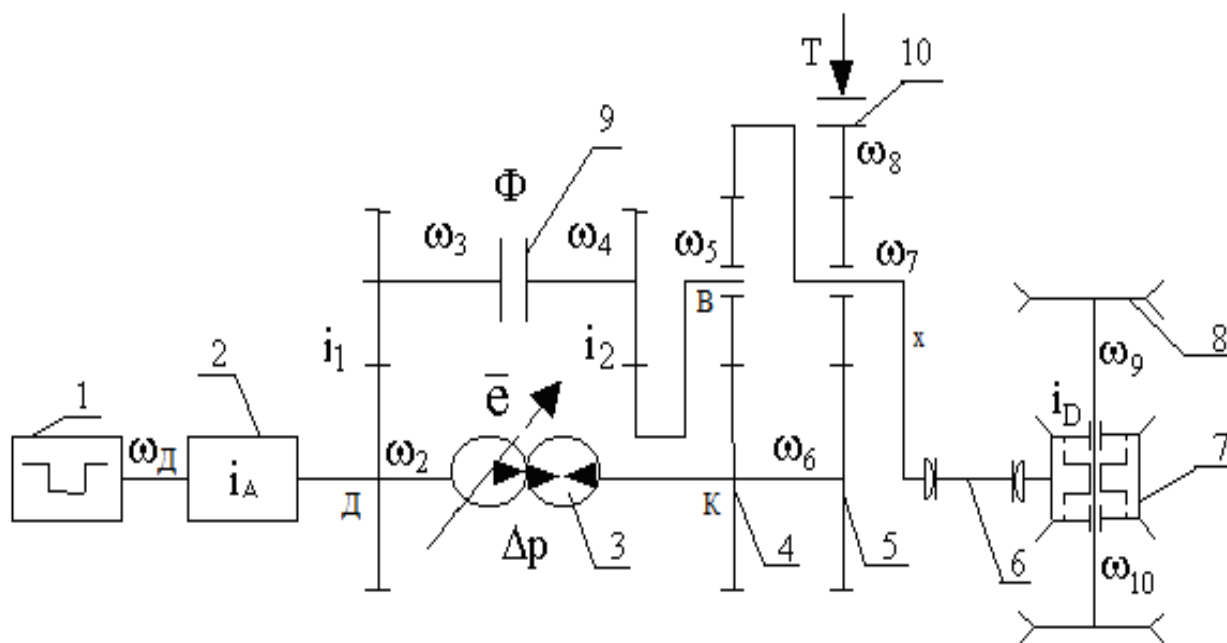


Рис. 1. ГОМТ с планетарным механизмом на выходе и угловые скорости ее звеньев: 1 – ДВС; 2, 7 – редукторы; 3 – ГОП; 4, 5 – зубчатые передачи; 6 – вал; 8 – колесная пара; 9 – фрикцион; 10 – тормоз

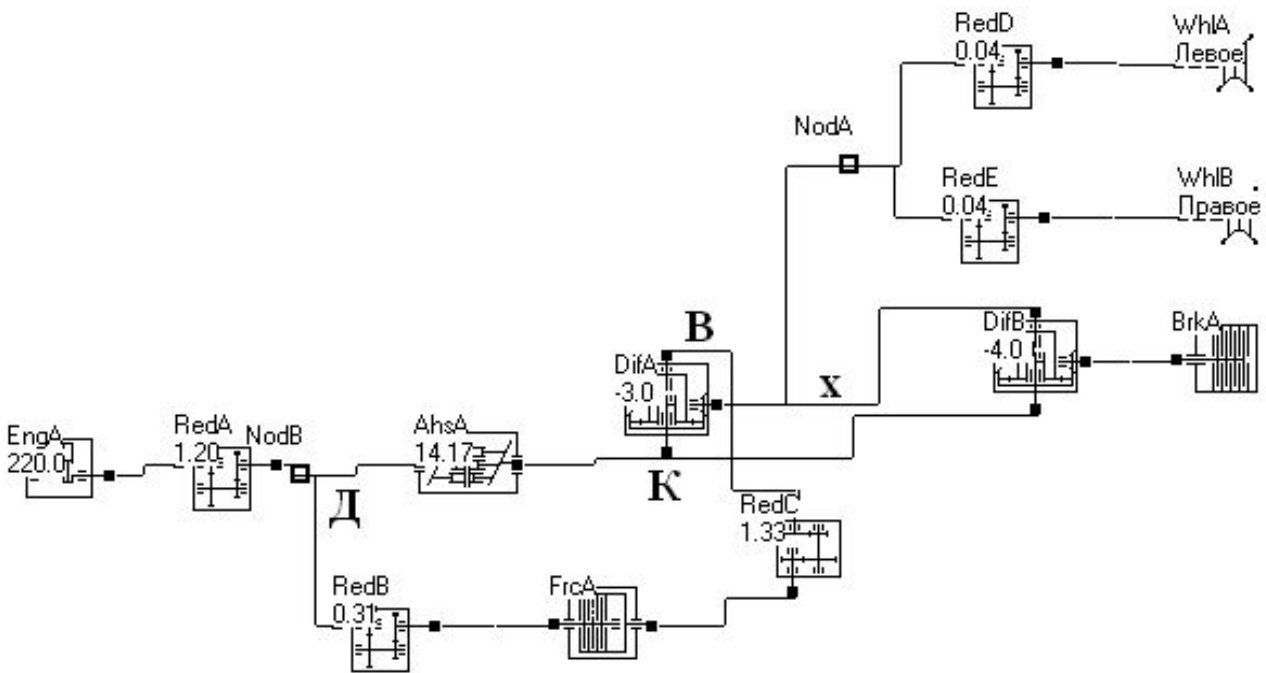


Рис. 2. Структурная схема ГОМТ и ее конструктивные параметры: EngA – двигатель; RedA, RedB, RedC, RedD и RedE – редукторы; AhsA – ГОП; DifA и DifB – планетарные ряды; WhlA и WhlB – ведущие колеса, FrcA – фрикцион (Ф), BrkA – тормоз (Т)

К особенностям работы такой ГОМТ относится то, что на первом диапазоне трансмиссия работает как полнопоточная с относительно невысоким общим КПД, который регламентируется КПД ГОП. Этот недостаток компенсируется значительным эксплуатационным достоинством – возможностью реверса в полнопоточном режиме ГОМТ, переходом с переднего хода на задний и наоборот, без остановки ШДП и без переключения передач.

Второй скоростной диапазон обеспечивается включением фрикциона Ф и отключением тормоза Т (рис. 2). Все множество передаточных отношений трансмиссии (передаточные отношения редукторов и планетарных рядов) выбирается в режиме диалога с ПЭВМ таким образом, чтобы переключение с первого на второй диапазон происходило в момент выравнивания угловых скоростей  $\omega_3$  и  $\omega_4$  вне зависимости от угловой скорости коленчатого вала ДВС. Рассмотрим работу ГОМ КП на втором двухпоточном диапазоне. При этом

$$\omega_6 = \omega_k; \omega_5 = \omega_8; \omega_7 = \omega_x; \omega_8 = \omega_d \cdot i_A \cdot i_1 \cdot i_2; \omega_k = \omega_d \cdot i_A \cdot e. \quad (1)$$

В нашем случае кинематика ПМП описывается следующими уравнениями:

$$(1 - k_1) \cdot \omega_8 = \omega_k - k_1 \omega_x; \quad (2)$$

$$(1 - k_2) \cdot \omega_x = \omega_k - k_2 \omega_8, \quad (3)$$

где  $k_1$  и  $k_2$  – внутренние передаточные числа 1-го и 2-го планетарных рядов.

Параметр рассматриваемого ПМП:

$$i_{k8} = \frac{\omega_x}{\omega_d} \Big|_{\omega_x=0} = 1 - k_1. \quad (4)$$

С учетом выражений (1)-(3)

$$\frac{\omega_x}{\omega_\partial} = \frac{i_A \cdot e - (1 - k_1) \cdot i_A \cdot i_1 \cdot i_2}{k_1}, \quad (5)$$

$$\frac{d}{dV} \left( \frac{\omega_x}{\omega_\partial} \right) = \frac{i_A}{k_1} \cdot \frac{de}{dV}. \quad (6)$$

Знак кругового передаточного отношения замкнутого контура

$$\begin{aligned} \text{sign}(i_{\partial k \epsilon \partial}) &= \text{sign}(i_{\partial k}) \cdot \text{sign}(i_{k \epsilon}) \cdot \text{sign}(i_{\epsilon \partial}) = \\ &= \text{sign}(i_A \cdot e) \cdot \text{sign}[(1 - k_1)] \cdot \text{sign}(i_1 \cdot i_2) = \\ &= 1 \cdot \text{sign} \left( 2 \left[ \frac{V - V_{1 \min}}{V_{1 \max} - V_{1 \min}} - \frac{1}{2} \right] \right) \cdot \text{sign} \frac{de}{dV} \cdot \text{sign}[(1 - k_1)] \cdot \text{sign}(i_1 \cdot i_2) \end{aligned} \quad (7)$$

Очевидно, что на первой половине второго скоростного диапазона, где ГОМ КП работает как двухпоточная, при  $e \in [1; 0]$   $i_{\partial k \epsilon \partial}$  положительно и  $\text{sign}(e \cdot \frac{de}{dV}) < 0$ :

$$\text{sign}(i_{\partial k \epsilon \partial}) = 1 \cdot (-1) \cdot (-1) \cdot (+1) \cdot (+1) = 1. \quad (8)$$

На второй половине второго скоростного диапазона при  $e \in [0; -1]$   $i_{\partial k \epsilon \partial}$  отрицательно и  $\text{sign}(e \cdot \frac{de}{dV}) > 0$ :

$$\text{sign}(i_{\partial k \epsilon \partial}) = 1 \cdot (+1) \cdot (-1) \cdot (+1) \cdot (+1) = -1. \quad (9)$$

Таким образом, на втором диапазоне при  $e \in [1; 0]$  ГОМТ работает в режиме циркуляции мощности, когда ГОП находится в обратном потоке мощности. При этом нерегулируемый гидромотор выполняет функции насоса, а регулируемый гидронасос – функции мотора. При  $e \in [0; -1]$  ГОМТ работает в режиме параллельных потоков мощности через ГОП и механическую часть трансмиссии. При этом ГОП работает в прямом потоке мощности. На первом полнопоточном реверсивном диапазоне  $\text{sign}(e \cdot \frac{de}{dV}) > 0$  и никаких циркуляций в контуре нет (контур разомкнут фрикционом Ф).

На рис. 3 приведены результаты исследования, предложенной выше реверсивной двухпоточной бесступенчатой ГОМТ при полной нагрузке – масса состава 50 т. На первом скоростном полнопоточном диапазоне коэффициент сцепления принимается равным  $f = 0,23$ . На втором транспортно-тяговом диапазоне  $f = 0,09$ . Гидрообъемная передача ГСТ-90 на базе отечественных гидромашин аксиально-поршневого типа с рабочим объемом 89 см<sup>3</sup>.

На рис. 3 в качестве основных рабочих параметров ГОМТ выбраны: параметр регулирования  $e$  (1); мощность загрузки двигателя  $N$  (2), перепад рабочего давления в ГОП (3); КПД ГОМТ (4); КПД ГОП (5) и мощность, протекающая через гидромашину ГМ1 (6). Изменение указанных параметров рассматривается в зависимости от скорости движения ШДП. На рис. 3 видно, что трогание поезда происходит при  $e = 0,14$  (1) и загрузке двигателя до мощности

$N = 16,8$  кВт (2) при давлении в ГОП 22 МПа (3). Очевидно, реверс ГОМТ при этих же параметрах осуществляет трогание для реализации поездом заднего хода. При трогании вперед до максимальной скорости на первом диапазоне  $V_{I_{max}} = 1,8$  км/ч и  $e = 1$  (1) нагрузка двигателя растет до 87 кВт (2). Мощность, протекающая через ГМ1 (регулируемый гидронасос) растет по модулю от 16 кВт до 86 кВт (6) и на графике отрицательна. Это соответствует принятой условной формализации о том, что мощность, входящая на элемент (на регулируемый гидронасос ГМ1), отрицательна. Давление на первом реверсивном диапазоне составляет по модулю порядка 20-22 МПа (3). Знак давления (3) соответствует той или иной полости в ГОП. Максимальный КПД ГОМТ (4) не превосходит на первом диапазоне 0,7.

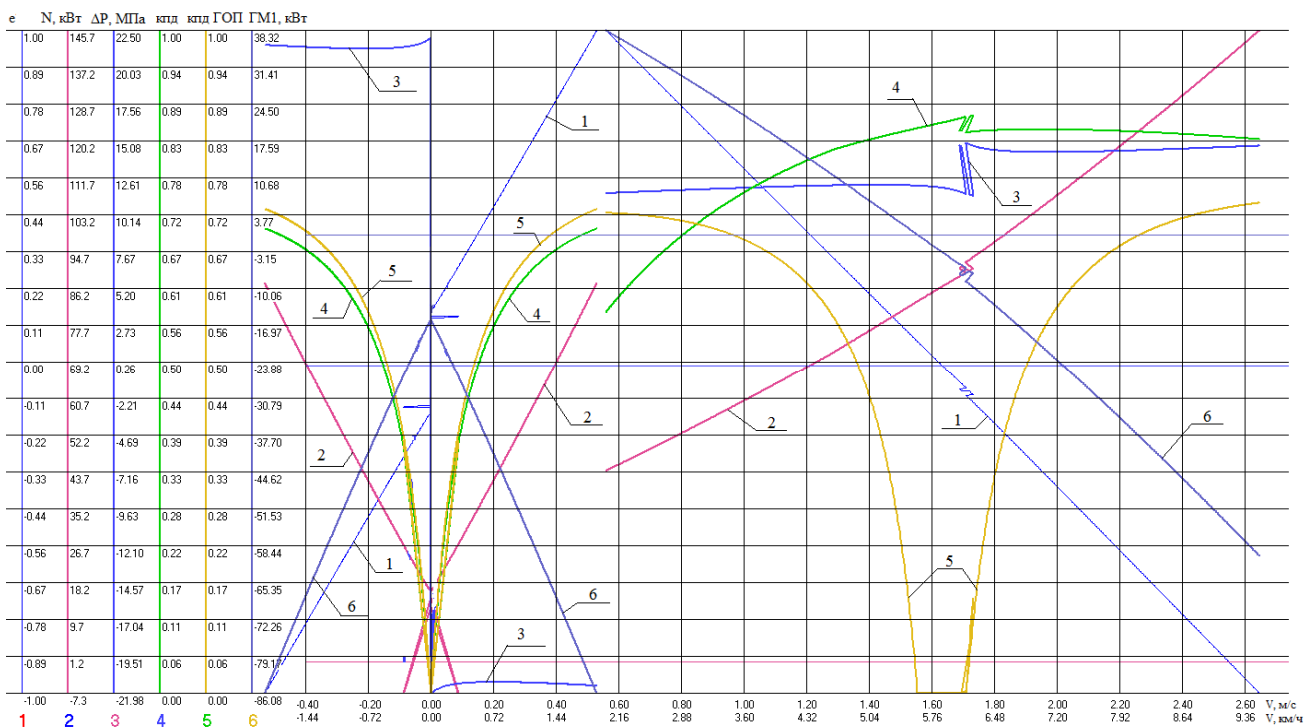


Рис. 3. Основные рабочие параметры ГОМТ ШДП при полной нагрузке

На втором тягово-транспортном диапазоне имеет место нисходящая РХ(+1). Уровень давления в ГОП (3) составляет 10-14 МПа и является положительным – произошла смена полостей высокого и низкого давления в ГОП при переходе с первого на второй диапазон. Циркуляция мощности на первой половине второго диапазона иллюстрируется кривой 6 – мощностью, проходящей через ГМ1, которая в этом случае положительна, то есть выходит из регулируемого гидромотора ГМ1, работающего в обратном потоке мощности в режиме циркуляции мощности в замкнутом контуре ДКВД. Выходная мощность из ГМ1 (6) обращается в нуль в точке, когда КПД ГОП (5) обращается в нуль при скорости  $V = 5,55$  км/ч. При этом в диапазоне скоростей от 5,55 км/ч до 6,1 км/ч в ГОП имеет место так называемая особая зона [3], когда обе гидромашины работают как гидронасосы, и вся поступающая на ГОП мощность уходит в потери. При  $V > 6,1$  км/ч КПД ГОП (5) начинает возрастать от 0 и отрицательная мощность на

ГМ1 (6) соответствует входу мощности на ГМ1, отсутствию циркуляции мощности в контуре и передаче энергии от двигателя к ведущим колесам параллельными ветвями. Обращает на себя внимание достаточно высокий для бесступенчатых ГОМТ КПД (4) на втором диапазоне, его максимальное значение достигает 0,86-0,87 в диапазоне от 5,5 до 6,5 км/ч. При максимальной скорости движения ШДШ 9,5 км/ч на втором диапазоне загрузка по двигателю составляет 145,7 кВт (2). Понятно, что с уменьшением массы состава уменьшается и мощность нагрузки на двигатель, что позволяет производить его выбор для использования для различных типов ШДШ.

На рис. 4 показано распределение потоков мощности в конце первого полнопоточного диапазона, когда мощность полным потоком проходит, через ГОП (AhsA), состояние двигателя (EngA), гидрообъемной передачи (AhsA), ведущих колес (WhlA и WhlB), планетарного ряда (DifB), как наиболее нагруженного.

На рис. 5 показано распределение потоков мощности на первой половине второго диапазона при  $e = 0,5$  для скорости  $V = 3,9$  км/ч, когда в замкнутом контуре ГОМТ наблюдается циркуляция мощности  $i_{dkbd} > 0$  и параметр  $S < 0$  (см. соотн. (6) и (7)). ГОП (AhsA) работает в обратном потоке. Показаны состояния двигателя (EngA), гидрообъемной передачи (AhsA), ведущих колес (WhlA и WhlB), планетарного ряда (DifA). Видно, что мощность на ГМ1 при  $e = 0,5$  равна +19 кВт, а на ГМ2 равна -29 кВт, что означает что ГОП работает в обратном потоке мощности и суммарные потери в обеих гидромашинах составляют 20 кВт. При мощности двигателя  $N = 64$  кВт имеем КПД ГОМТ равный 0,77.

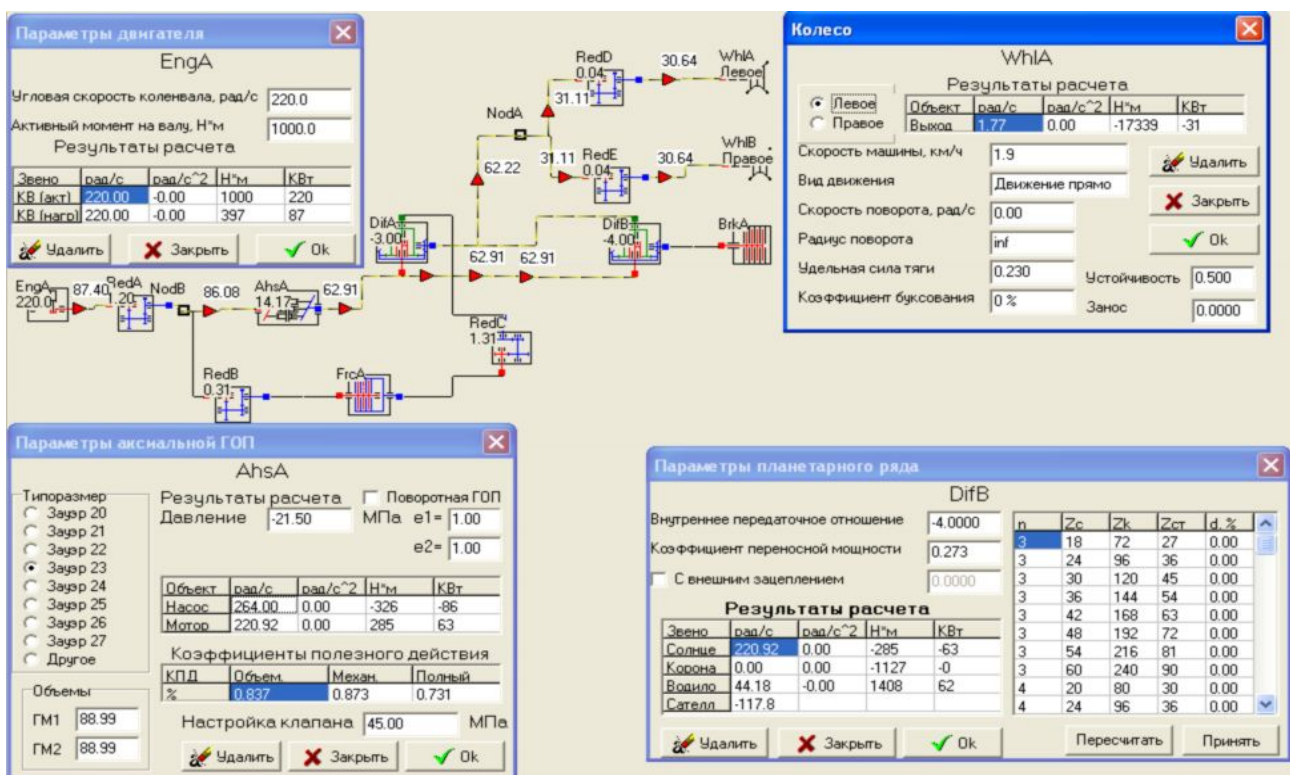


Рис. 4. Результаты исследования параметров ГОМТ в конце первого диапазона при  $e = 1$

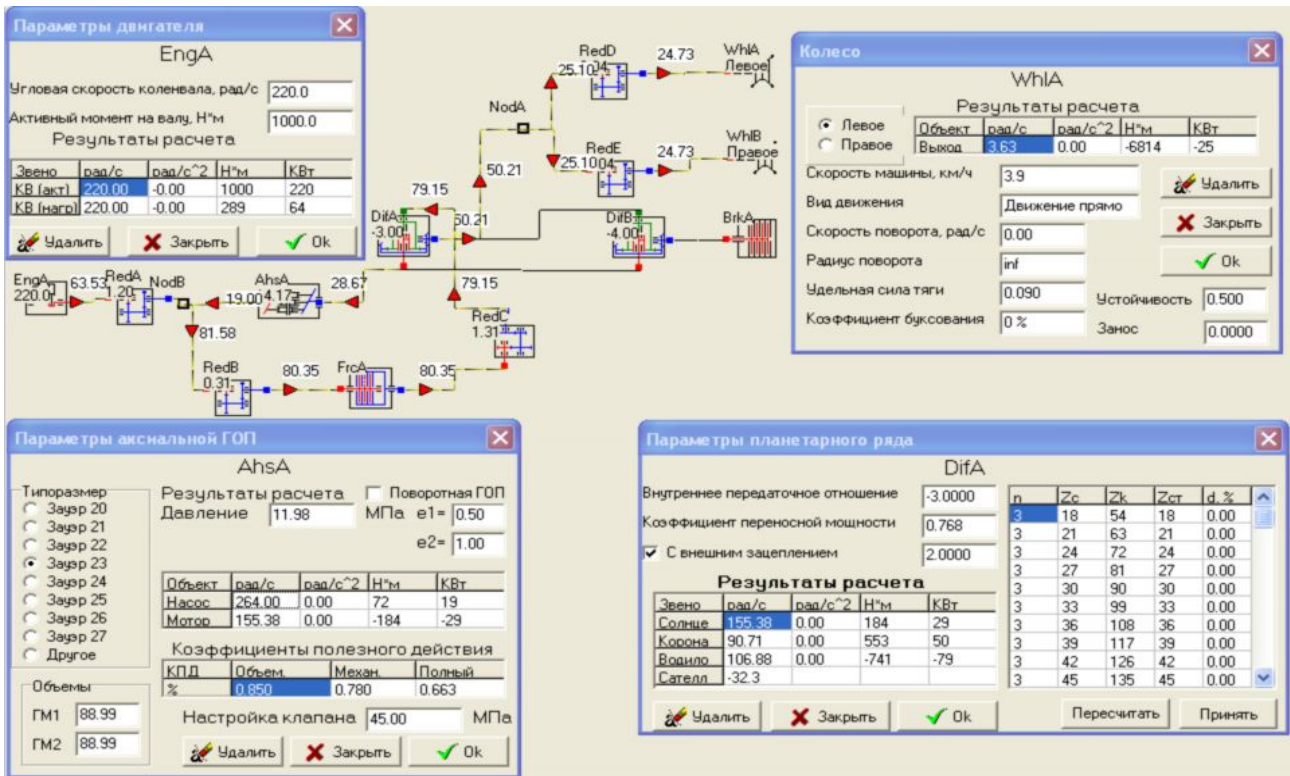


Рис. 5. Результаты исследования параметров ГОМТ на втором диапазоне при  $e = 0,5$

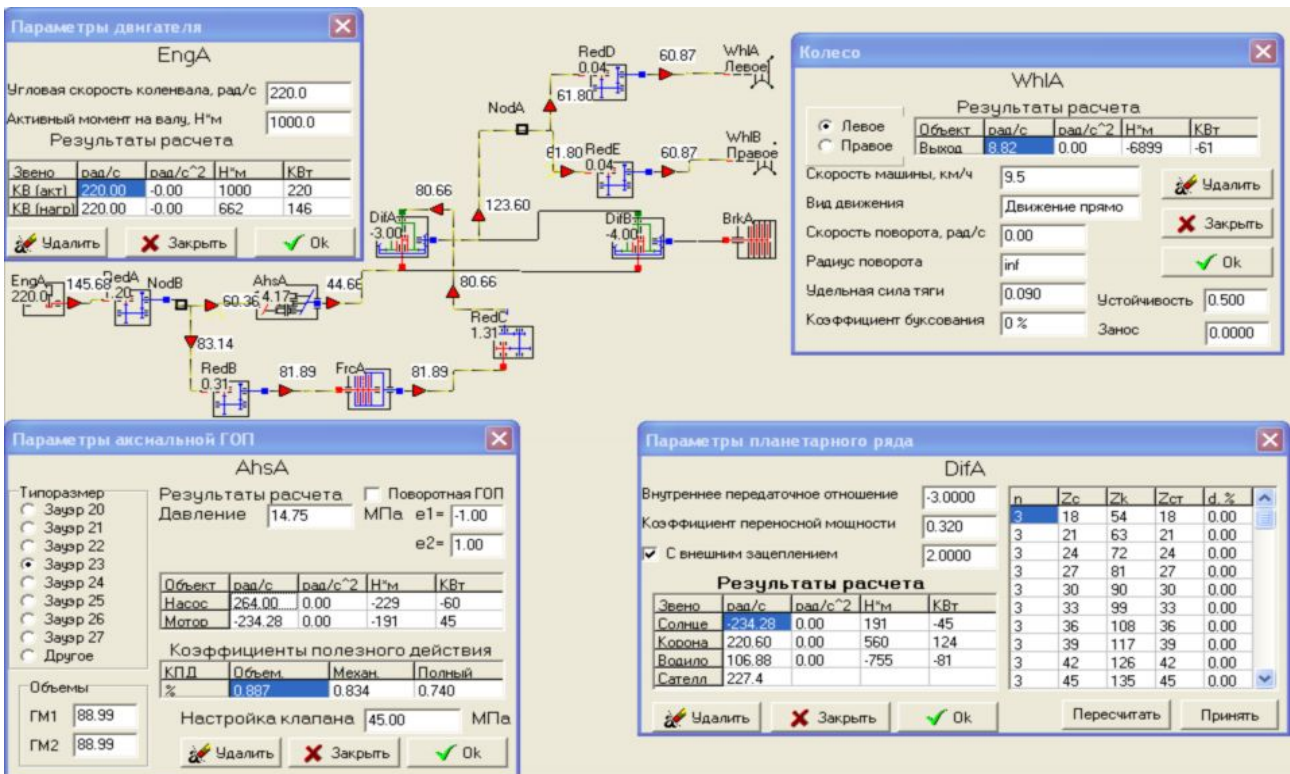


Рис.6. Результаты исследования параметров ГОМТ в конце второго диапазона при  $e = -1$



На рис. 6 показано распределение потоков мощности в конце второго диапазона при  $e = -1$  для скорости поезда  $V = 9,5$  км/ч, когда в замкнутом контуре ГОМТ циркуляция мощности отсутствует  $i_{dkвд} < 0$  и параметр  $S > 0$  (см. соотн. (6) и (8)). ГОП (AhsA) работает в прямом потоке мощности – на входе в ГМ1 мощность равна -60 кВт, на выходе из ГМ2 мощность равна 45 кВт. Показаны состояния двигателя (EngA), гидрообъемной передачи (AhsA), ведущих колес (WhlA и WhlB), планетарного ряда (DifA). Видно, что суммарные потери в обеих гидромашинах составляют 15 кВт при мощности двигателя  $N = 146$  кВт имеем, что КПД ГОМТ равен 0,83.

**Вывод.** Предложенная ГОМТ была подробно рассмотрена выше для иллюстрации распределения энергии, потоков мощности и исследования основных рабочих параметров при работе в составе ШДП. В целом, отмечая относительно низкий КПД ГОМТ на первом реверсивном диапазоне, следует акцентировать внимание на достаточно высоком КПД ГОМТ на втором тягово-транспортном диапазоне и возможность использования отечественных гидрообъемных передач типа ГСТ-90, которые обеспечивают приемлемые уровни перепадов давлений и эффективно работают на первом реверсивном диапазоне с переходом с переднего на задний ход без остановки поезда и переключений в ГОМТ.

#### Список литературы

1. Аврамов В.П. Гидрообъемные передачи в гидрообъемно-механических трансмиссиях транспортных машин / В.П. Аврамов, В.Б. Самородов. – Харьков: ХПИ, 1986. – 76 с.
2. Александров Е.Е. Результаты моделирования разгона и неравномерного поворота гусеничной машины с бортовыми гидрообъемно-механическими трансмиссиями / Е.Е. Александров, В.Б. Самородов // Вестник ХГПУ. – 2000. – Вып. 110. – С. 25 – 33.
3. Самородов В.Б., Самородов Б.В. Эффект особых зон при работе гидрообъемно-механических трансмиссий и методология их анализа // Автомобильный транспорт. – ХДАТУ. – 2002. – вып.10. – С.36-40.
4. Рогов А.В. Развитие методов расчета систем «двигатель – трансмиссия» автомобилей и тракторов: дисс. канд. техн. наук: 05.22.02 / А.В. Рогов. – Харьков, 2006. – 168 с.
5. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / [Александров Е.Е., Волонцевич Д.О., Карпенко В.А. и др.] – Харьков: ХГАДТУ. – 2001. – 642 с.
6. Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование / О.М. Бабаев, Л.И. Игнатов, Е.С. Кисточкин и др. – Л.: Машиностроение, 1987. – 256 с.
7. Деркач О.И., Бутылин А.А., Корецкий Н.А., Лизунов К.М., Кошман В.А., Сысоев А.В. Гидротрансмиссионный блок для железнодорожного транспорта // Механика и машиностроение. – 2008 г. – №1. – С. 126–130.
8. Таран И. А. Теоретические основы автоматизированного структурного синтеза и технология матричного моделирования трансмиссий // Науковий вісник НГУ. – 2009. – № 11. – С. 46–53.
9. Таран И. А. Методика автоматизированного конструирования трансмиссий шахтных дизелевозов // Уголь Украины. – 2010. – № 12. – С. 23–26.
10. Таран И.А. Результати автоматизованого аналізу гідрооб'ємномеханічної трансмісії шахтного дизелевоза / И.А. Таран // Управління проектами, системний аналіз і логістика: Науковий журнал. – К.:НТУ. – 2010. – Вип. 7. – С. 172 – 177.
11. Таран И. А. Закономерности передачи мощности по ветвям двухпоточных гидрообъемно-механических трансмиссий // Науковий вісник НГУ. – 2012. – № 2. – с. 46–53.

*Рекомендовано до публікації д.т.н. Блохіним С.Е.  
Надійшла до редакції 10.04.2012*