

УДК 622.625.28



И. А. ТАРАН,
доктор техн. наук
(НГУ)

Автоматизированный анализ распределения потоков мощности в трансмиссии дизелевоза

На конкретном примере двухпоточной бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии 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.

Эффективность работы рельсового транспорта шахт определяется техническим совершенством средств тяги – локомотивов, наиболее перспективны из которых дизелевозы.

Силовые установки дизелевозов – тепловые двигатели – не обеспечивают изменение параметров потока механической энергии в пределах, требуемых для выполнения разных тяговых и маневровых работ. Регулирование силовых и скоростных параметров потока механической энергии в дизельных двигателях нераціонально, так как расширение диапазона регулирования связано со значительным расходом топлива и увеличением выхлопов газов в шахтную атмосферу. Для этих целей применяют преобразующе-передающую систему – трансмиссию.

В последнее время распространены двухпоточные бесступенчатые гидрообъемно-механические трансмиссии (ГОМТ), в которых мощность от двигательной установки к ведущим колесам передается по двум кинематически связанным между собой ветвям. В одной из ветвей находится гидрообъемная передача (ГОП), а в другой – механическая. Характерная особенность двухпоточных бесступенчатых ГОМТ – наличие в их составе планетарного механизма, в котором суммируются потоки мощности. Известно, что ГОМТ имеют более высокий КПД по сравнению с полнопоточными трансмиссиями, но в отличие от последних им присущи режимы циркуляции мощности.

Двухпоточные бесступенчатые ГОМТ отличаются от ступенчатых трансмиссий [1] тем, что потери в гидрообъемной передаче и ее КПД существенно зависят от режима работы трансмиссии, который влияет как на параллельные потоки мощности, так и на циркуляционные. Необходимо установить закономерности распределения потоков, поскольку циркуляция мощности значительно ограничивает структуру и кинематическую схему трансмиссии.

Фундаментальным основам моделирования работы бесступенчатых ГОМТ, разработке схем бесступенчатых трансмиссий, их математическому моделированию посвящены работы проф. В. Б. Самородова. В работе [2] установлена зависимость (сформулирована лемма), связывающая параметр e регулирования ГОП и линейную скорость v движения тягово-транспортной машины с наличием или отсутствием циркуляционных режимов в трансмиссиях. Автором статьи [3] указанная лемма (о наличии или отсутствии циркуляции в двухпоточных ГОМТ) уточнена, обобщена и доказана.

Доказательство указанной леммы проведено этапами. На первом этапе [3] установлена взаимосвязь кругового передаточного числа замкнутого контура с учетом потерь и КПД в гидрообъемных передачах с характером изменения потоков мощ-

ности в ГОМТ и выявлены закономерности в характере изменения циркуляционных и безциркуляционных режимов работы во всем диапазоне рабочих режимов гидрообъемно-механической коробки передач (ГОМ КП). На втором этапе [4, 5] формализованы регулировочные характеристики ГОМТ и установлена взаимосвязь кругового передаточного отношения замкнутого контура двухпоточных ГОМ КП с параметром регулирования ГОП в случаях планетарного механизма на выходе или на входе трансмиссии.

Цель работы – определение взаимосвязей основных рабочих параметров и распределения потоков мощности в гидрообъемно-механической коробке передач с учетом потерь и КПД в гидрообъемной передаче на конкретном примере двухпоточной бесступенчатой ГОМТ с планетарным механизмом передач на выходе, которая потенциально может быть использована в дизелевозах.

Достичь указанную цель можно путем использования созданной в последние годы и впервые примененной к исследованию трансмиссий шахтных дизелевозов новой системной технологии матричного анализа [6] – построением произвольных структурных схем трансмиссий из меню их элементарных базовых элементов с параллельным автоматизированным построением математических моделей.

Структурная схема ГОМТ и ее конструктивные параметры приведены на рис. 1. Рабочие параметры исследуются здесь при работе ГОМТ в составе дизелевоза, транспортирующего прицепную часть (ШДП), массой 50 т. Работа дизелевоза на первом реверсивном диапазоне (передаче) обеспечивается включением тормоза T ($BrkA$) при выключенном фрикционе Φ ($FrcA$). При этом переход с переднего на задний ход и обратно (реверс) осуществляется сменой знака (\pm) параметра регулирования гидрообъемной передачи.

На первом диапазоне трансмиссия работает как полнопоточная с относительно невысоким общим КПД, который регламентируется КПД гидрообъемной передачи. Этот недостаток компенсируется значительным эксплуатационным достоинством – возможностью реверса в полнопоточном режиме ГОМТ.

Второй скоростной диапазон обеспечивается включением фрикциона Φ ($FrcA$) и отключением тормоза T ($BrkA$) (см. рис. 1). 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 ω_3 и ω_4 независимо от угловой скорости коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания.

На рис. 2 показаны результаты исследования реверсивной двухпоточной бесступенчатой ГОМТ, оборудованной гидрообъемной передачей ГСТ-90 на базе отечественных гидромашин аксиально-поршневого типа (рабочий объем 89 см^3), при полной нагрузке масса состава 50 т. На первом скоростном полнопоточном диапазоне коэффициент сцепления принимается равным $f = 0,23$, на втором транспортно-тяговом диапазоне $f = 0,09$.

Изменение указанных параметров рассматривается в зависимости от скорости движения ШДП. Как видно из рис. 2 поезд трогается при $e = 0,14$ (кривая 1) и загрузке двигателя до мощности $N = 16,8 \text{ кВт}$ (кривая 2) при давлении в гидрообъемной передаче 22 МПа (кривая 3). Очевидно, реверс ГОМТ при этих же параметрах осуществляет трогание для того, чтобы поезд осуществлял движение задним ходом. При трогании вперед до максимальной скорости на первом диапазоне $v_{1\text{max}} = 1,8 \text{ км/ч}$ и $e = 1$ (кривая 1) загрузка двигателя растет до 87 кВт (кривая

2). Мощность, протекающая через ГМ1 (регулируемый гидронасос), растет по модулю от 16 до 86 кВт (кривая 6) и на графике отрицательна. Это соответствует принятым условиям, что мощность, «входящая» в элемент (на регулируемый гидронасос ГМ1), отрицательна. Давление на первом реверсивном диапазоне составляет по модулю порядка 20 – 22 МПа (кривая 3). Знак давления (кривая 3) соответствует той или иной полости в гидрообъемной передаче. Максимальный КПД гидрообъемной механической трансмиссии (кривая 4) не превышает на первом диапазоне 0,7.

На втором тягово-транспортном диапазоне наблюдается нисходящая регулировочная характеристика $PX(+1)$. Уровень давления в ГОП (кривая 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, т. е. «выходит» из регулируемого гидромотора ГМ1, работающего в обратном потоке мощности (режим циркуляции) в замкнутом контуре ДКВД. Мощность из ГМ1 (кривая 6) равна нулю в точке, когда КПД гидрообъемной передачи (кривая 5) равен нулю при скорости $v = 5,55 \text{ км/ч}$. При скорости от 5,55 до 6,1 км/ч в ГОП появляется так называемая особая зона [7], когда обе гидромашины работают как гидронасосы и вся поступающая мощность «уходит» в потери. При $v > 6,1 \text{ км/ч}$ КПД гидрообъемной передачи (кривая 5) начинает возрастать от 0, и отрицательная мощность на ГМ1 (кривая 6) соответствует мощности на входе в ГМ1, отсутствию циркуляции мощности в контуре и передаче

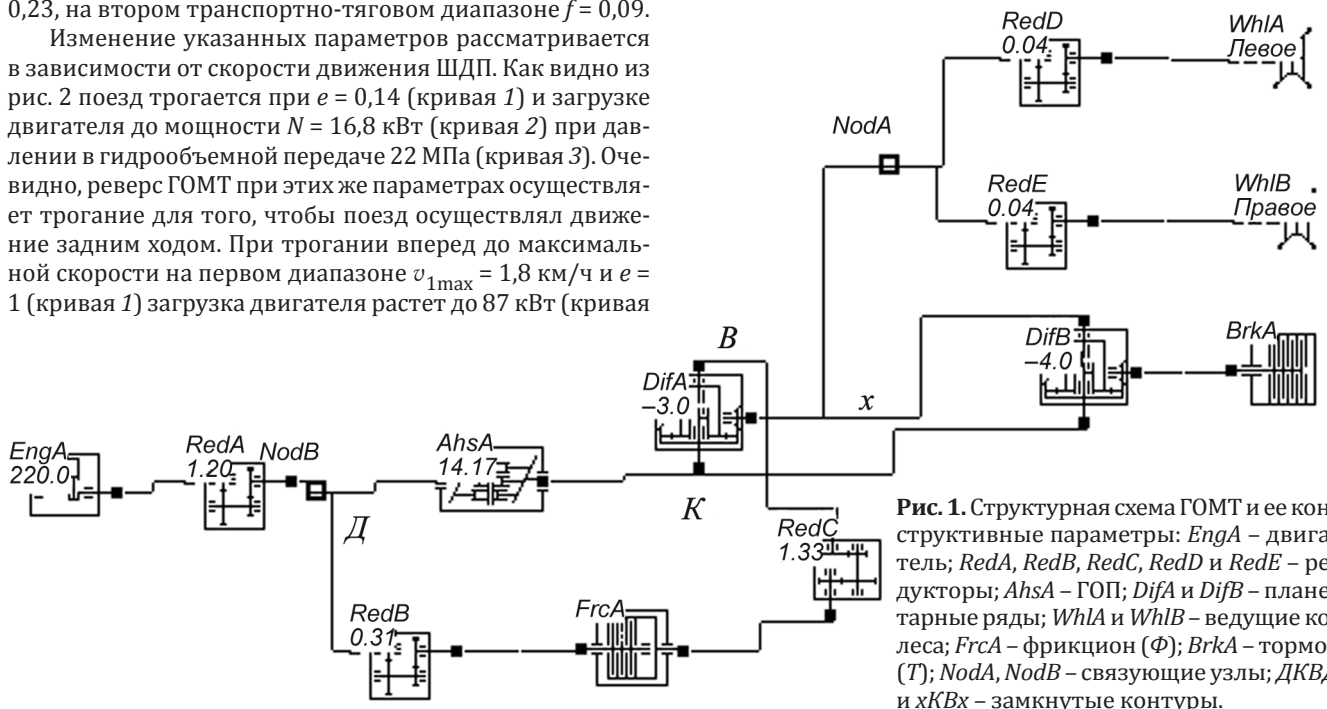


Рис. 1. Структурная схема ГОМТ и ее конструктивные параметры: EngA – двигатель; RedA, RedB, RedC, RedD и RedE – редукторы; AhsA – ГОП; DifA и DifB – планетарные ряды; WhlA и WhlB – ведущие колеса; FrcA – фрикцион (Φ); BrkA – тормоз (T); NodA, NodB – связующие узлы; ДКВД и xKBx – замкнутые контуры.

ШАХТНЫЙ ТРАНСПОРТ И ПОДЪЕМ

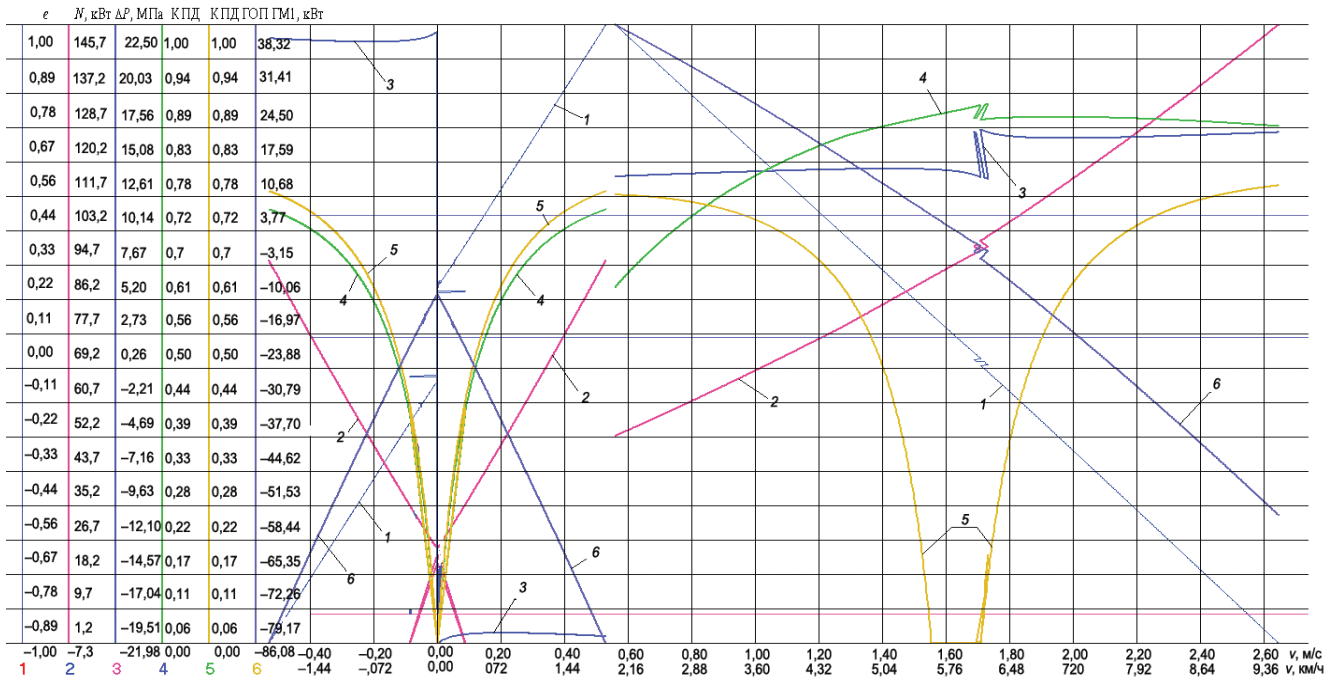


Рис. 2. Основные рабочие параметры ГОМТ ШДП при полной нагрузке: 1 – параметр регулирования e ; 2 – мощность загрузки двигателя N ; 3 – перепад рабочего давления в гидрообъемной передаче; 4 – КПД гидрообъемной механической трансмиссии; 5 – КПД гидрообъемной передачи; 6 – мощность, протекающая через гидромашину ГМ1.

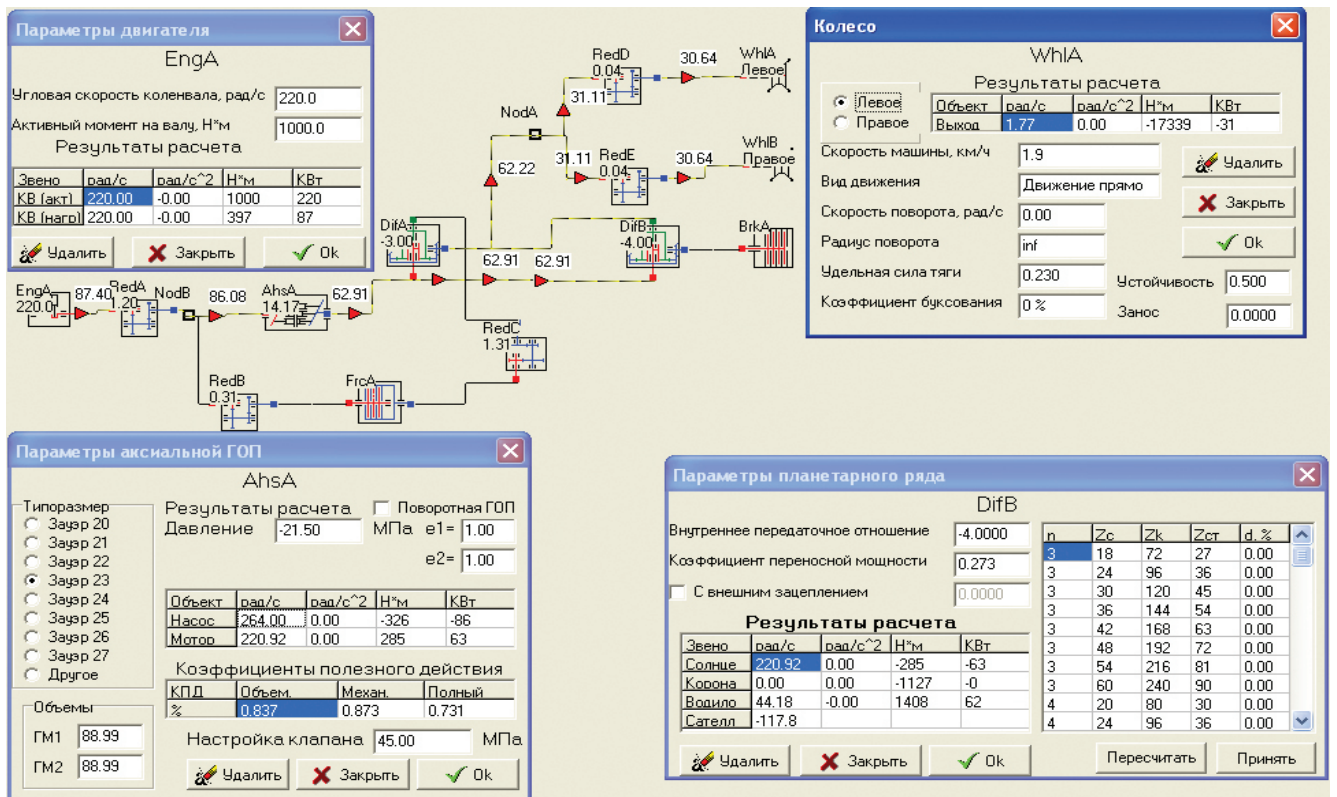


Рис. 3. Результаты исследования параметров ГОМТ в конце первого диапазона при $e = 1$.

ШАХТНЫЙ ТРАНСПОРТ И ПОДЪЕМ

энергии от двигателя к ведущим колесам параллельными ветвями. Достаточно высокий для бесступенчатых ГОМТ КПД (кривая 4) на втором диапазоне, его максимум достигает 0,86 – 0,87 при скорости от 5,5 до 6,5 км/ч. При максимальной скорости движения ШДП 9,5 км/ч на втором диапазоне загрузка двигателя составляет 145,7 кВт (кривая 2). Следовательно с уменьшением массы состава уменьшается и мощность нагрузки на двигатель, что позволяет выбирать его для использования в разных типах ШДП.

На рис. 3 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) и планетарного ряда (DifB) как наиболее нагруженного.

Распределение потоков мощности на первой половине второго диапазона при $e = 0,5$ для скорости 3,9 км/ч, когда в замкнутом контуре ГОМТ наблюдается циркуляция мощности $i_{ДКВД} > 0$, параметр $S < 0$ (см. рис. 2, кривая б) и ГОП (AhsA) работает в обратном потоке, приведено на рис. 4. Показаны состояние двигателя (EngA), гидрообъемной передачи (AhsA), ведущих колес (WhlA и WhlB), планетарного ряда (DifA). Видно, что мощность на ГМ1 при $e = 0,5$ составляет +19 кВт, а на ГМ2 равна -29 кВт. Это означает, что ГОП работает в обратном потоке мощности и суммарные потери в обеих гидромашинах составляют 20 кВт.

При мощности двигателя 64 кВт имеем КПД гидрообъемной механической трансмиссии 0,77.

На рис. 5 показано распределение потоков мощности в конце второго диапазона при $e = -1$ для скорости поезда 9,5 км/ч, когда в замкнутом контуре ГОМТ циркуляция мощности отсутствует $i_{ДКВД} < 0$ и параметр $S > 0$ (см. рис. 2, кривая б). Гидрообъемная передача (AhsA) работает в прямом потоке мощности: на входе в ГМ1 составляет 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 146 кВт КПД гидрообъемно-механической трансмиссии равен 0,83.

Вывод. Предложенная ГОМТ была подробно рассмотрена для иллюстрации распределения энергии, потоков мощности и исследования основных рабочих параметров при работе в составе ШДП. 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.

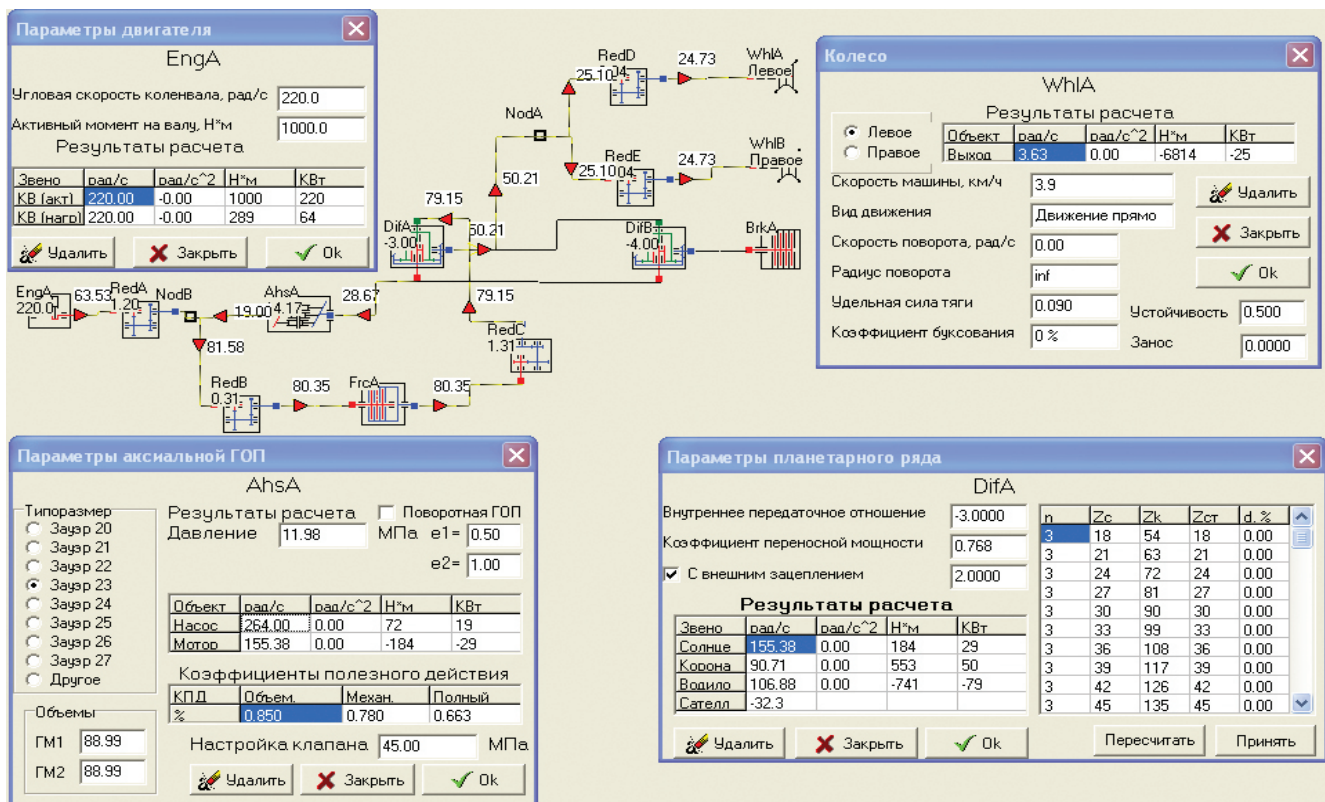


Рис. 4. Результаты исследования параметров ГОМТ на втором диапазоне при $e = 0,5$.

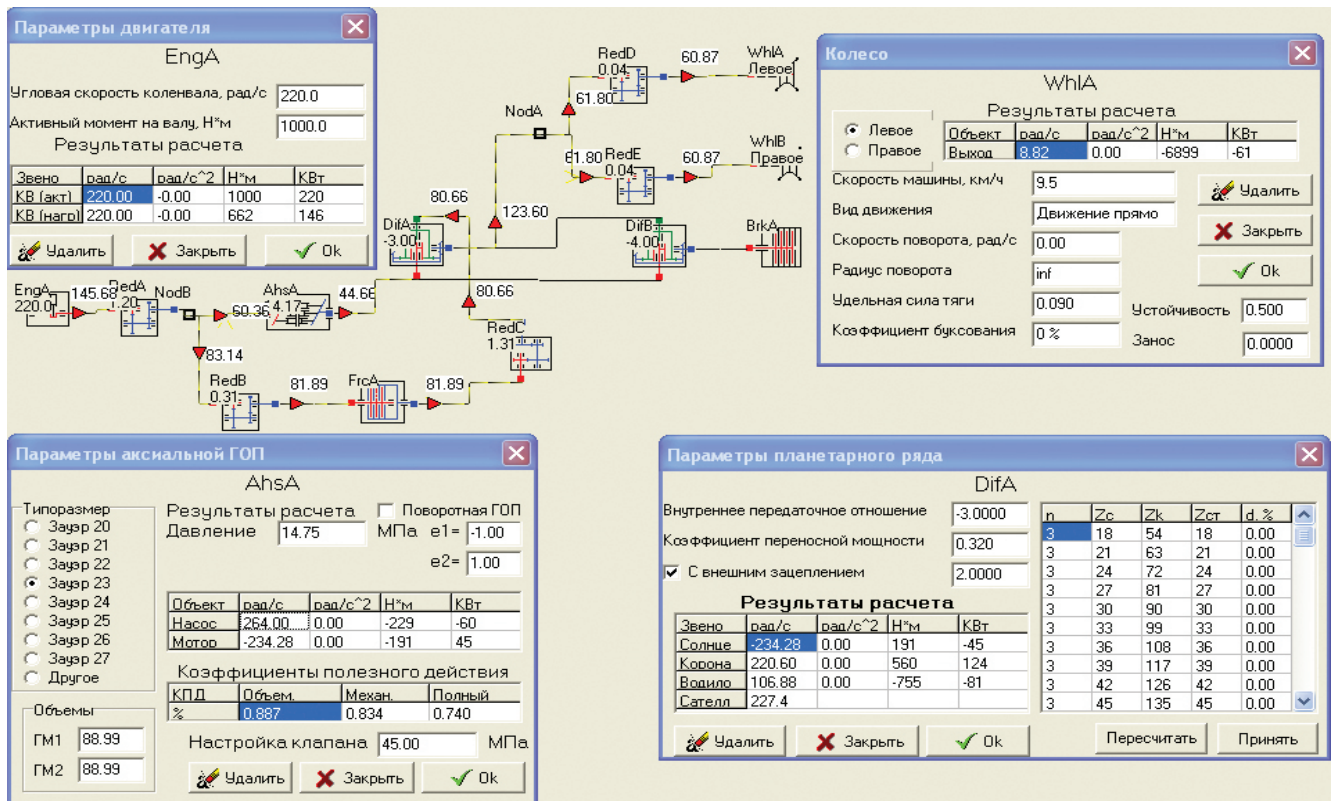


Рис. 5. Результаты исследования параметров ГОМТ в конце второго диапазона при $e = -1$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / [Александров Е. Е., Волонцевич Д. О., Карпенко В. А. и др.]. – Харьков: ХГАДТУ, 2001. – 642 с.
2. Самородов В. Б. Уточненная методика определения потерь в планетарных механизмах передач и результаты исследования потоков мощностей в гидрообъемно-механических трансмиссиях / В. Б. Самородов, Д. О. Волонцевич, А. В. Рогов // Интегрированные технологии и энергосбережение. – 2001. – № 4. – С. 76 – 83.
3. Таран И. А. Закономерности передачи мощности по ветвям двухпоточных гидрообъемно-механических трансмиссий / И. А. Таран // Науковий вісник НГУ. – 2012. – № 2. – С. 69 – 75.
4. Таран И. А. Взаимосвязь кругового передаточного отношения двухпоточной трансмиссии с параметром регулирования в случае планетарного механизма на выходе / И. А. Таран // Науковий вісник НГУ. – 2012. – № 3. – С. 78 – 85.
5. Таран И. А. Взаимосвязь кругового передаточного отношения двухпоточной трансмиссии с параметром регулирования в случае планетарного механизма на входе / И. А. Таран // Наукові нотатки. – 2012. – Вип. 37. – С. 316 – 320.
6. Таран И. А. Теоретические основы автоматизированного структурного синтеза и технология матричного моделирования трансмиссий / И. А. Таран // Науковий вісник НГУ. – 2009. – № 11. – С. 64 – 71.
7. Самородов В. Б. Эффект особых зон при работе гидрообъемно-механических трансмиссий и методология их ана-

лиза / В. Б. Самородов, Б. В. Самородов // Автомобильный транспорт. – 2002. – Вып. 10. – С. 36 – 40.

И. А. Таран

Автоматизований аналіз розподілу потоків потужності у трансмісії дизелевоза

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

I. Taran

Automated analysis of the distribution of power flow transmission locomotive

A specific example of dual-stream continuously variable hydrostatic-mechanical transmission with planetary gear mechanism on the output, the potential for use in locomotives, the power flow in the hydrostatic-mechanical transmission are showing, taking into account losses and efficiency in hydrostatic transmission, and the relationship of the main operating parameters.