

УДК 621.225:69.002.51

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛОВЫХ ПОТОКОВ В РАБОЧЕМ ЦИКЛЕ ЗЕМЛЕРОЙНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН, ОСНАЩЕННЫХ ГИДРОАККУМУЛИРУЮЩЕЙ СИСТЕМОЙ

Л.А. Хмара, профессор, д.т.н., А.П. Холодов, ассистент, ХНАДУ

Аннотация. Представлены циклограммы распределения мощности и схемы распределения силовых потоков в рабочем цикле бульдозеров, скреперов и автогрейдеров, оснащенных гидроаккумуляторными системами.

Ключевые слова: аккумулятор, энергия, гидропривод, мощность, силовой поток.

РОЗПОДІЛ СИЛОВИХ ПОТОКІВ У РОБОЧОМУ ЦИКЛІ ЗЕМЛЕРИЙНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН, ОСНАЩЕНИХ ГІДРОАКУМУЛЮЮЧОЮ СИСТЕМОЮ

Л.А. Хмара, професор, д.т.н., А.П. Холодов, асистент, ХНАДУ

Анотація. Представлено циклограми розподілу потужності і схеми розподілу силових потоків у робочому циклі бульдозерів, скреперів та автогрейдерів, оснащених гідроаккумуляторними системами.

Ключові слова: акумулятор, енергія, гідропривід, потужність, силовий потік.

DISTRIBUTION OF POWER FLOWS IN THE WORKING CYCLE OF EARTH-MOVING MACHINES EQUIPPED WITH THE PUMPED HYDROSTORAGE SYSTEM

L. Khmara, Professor, Doctor of Engineering Sciences,
A. Kholodov, teaching assistant, KhNAHU

Abstract. Cyclograms of power distribution and schemes of power flow supply in the working cycle of bulldozers, scrapers and motor graders equipped with pumped hydrostorage systems have been presented.

Key words: storage battery, energy, hydraulic drive, power, power flow.

Введение

В дорожной, коммунальной и сельскохозяйственной отраслях практически не осталось немеханизированных тяжелых и трудоемких работ. Во всех вышеперечисленных отраслях применяют землеройно-транспортные машины (ЗТМ).

При больших объемах производства одним из главных вопросов является стоимость производимой продукции. Непосредственное влияние на стоимость продукции имеет сто-

имость топлива, которая в настоящее время бесконечно возрастает. Поэтому в эпоху прогрессирующего энергетического кризиса все больший интерес вызывает возможность снизить расход топлива при заданной производительности машины или же повысить производительность при заданном расходе топлива. В связи с этим основной и первоочередной задачей, стоящей перед создателями землеройно-транспортных машин на ближайшее десятилетие, будет повышение их эффективности и конкурентоспособности на мировом рынке. Основные показате-

тели эффективности землеройно-транспортных машин – производительность, расход топлива, материалоемкость, энергоёмкость, надежность, социальная приспособленность (безопасность, эргономические и экологические свойства) и, в итоге, стоимость производимой продукции и выполняемых работ.

В связи с этим актуальным и перспективным является направление повышения эффективности ЗТМ за счет роста производительности и уменьшения расхода топлива, что ведет к снижению стоимости производимой ими продукции.

Анализ публикаций

Анализ достижений технологии индустриального строительства позволяет выделить ряд основных направлений развития и исследований в области землеройно-транспортных машин, методов интенсификации и повышения эффективности. Эти направления в значительной степени обусловлены общими положениями развития машиностроения.

Первое направление охватывает проблемы повышения надежности и конкурентоспособности машин и комплексов, выпускаемых серийно, а также машин, подлежащих внедрению [1]. Второе направление включает в себя проблемы совершенствования привода и гидравлических систем управления рабочими процессами машин [5–9, 11, 12]. Третье направление характеризуют работы по автоматизации и исследованию путей роботизации землеройных машин. Четвертое направление связано с проблемами повышения функциональных свойств машин и совершенствования рабочих органов на базе достижений техники и фундаментальных наук, а также создания тяжелых машин и машин для стесненных условий строительства [1]. Пятое направление характеризует одну из важнейших тенденций развития строительного и дорожного машиностроения как отрасли, обеспечивающей производство новой техники, и включает проблемы использования средств и методов автоматизированного проектирования и исследования машин в практике их создания и эксплуатации.

Проведенный анализ работ по повышению эффективности землеройно-транспортных

машин и способам аккумулирования энергии показывает, что:

- в настоящее время отсутствуют рекомендации по формированию землеройно-транспортных машин с системами аккумулирования энергии на основе гидропневмоаккумуляторов. Существующие методы либо рассматривают возможность установки таких систем на подъемно-транспортные машины для аккумулирования энергии опускающегося груза [9, 10], либо рассматривают маховиковые системы [5], которые весьма неудобны для применения на гидрофицированных ЗТМ, потому как аккумулируют механическую, а не гидравлическую энергию. Для выбора эффективной аккумулирующей системы требуются дополнительные исследования;
- в литературе отсутствуют исследования взаимосвязи между тяговыми характеристиками, геометрическими, весовыми и показателями ЗТМ и работой гидропневмоаккумуляторной системы [7]. Не существует критериев, связывающих параметры гидропневмоаккумуляторной системы в тяговом режиме и режиме аккумулирования энергии с условиями работы ЗТМ и их технической характеристикой;
- отсутствуют также сведения о влиянии режима работы гидропневмоаккумулятора на режим работы рабочего органа машины.

Цель и постановка задачи

Целью работы является повышение эффективности ЗТМ за счет аккумулирования энергии, накопленной в гидропневмоаккумуляторе на транспортных режимах работы, для увеличения производительности путем снижения длительности цикла и снижения расхода топлива, используя накопленную энергию на режиме копания.

Для достижения поставленной цели необходимо было решить следующие задачи:

- на основе существующих теоретических исследований ЗТМ и на основе проведенных экспериментальных исследований гидроаккумуляторных систем [2, 3, 4] установить характер распределения мощности в рабочем цикле ЗТМ циклического действия;
- разработать теоретическое обоснование применения гидроаккумуляторных систем на ЗТМ.

Теоретическое обоснование применения гидроаккумуляторных систем на ЗТМ

При использовании гидроаккумулирующей системы в рабочем цикле бульдозера поменяется поэтапный расход мощности двигателя (рис. 1) и произойдет перераспределение потоков энергии (рис. 2).

Мощность ДВС в рабочем цикле бульдозера распределяется на мощности, затрачиваемые на трансмиссию $N_{тр}$ и гидросистему $N_{гс}$

$$N_{ДВС} = N_{гс} + N_{тр}. \quad (1)$$

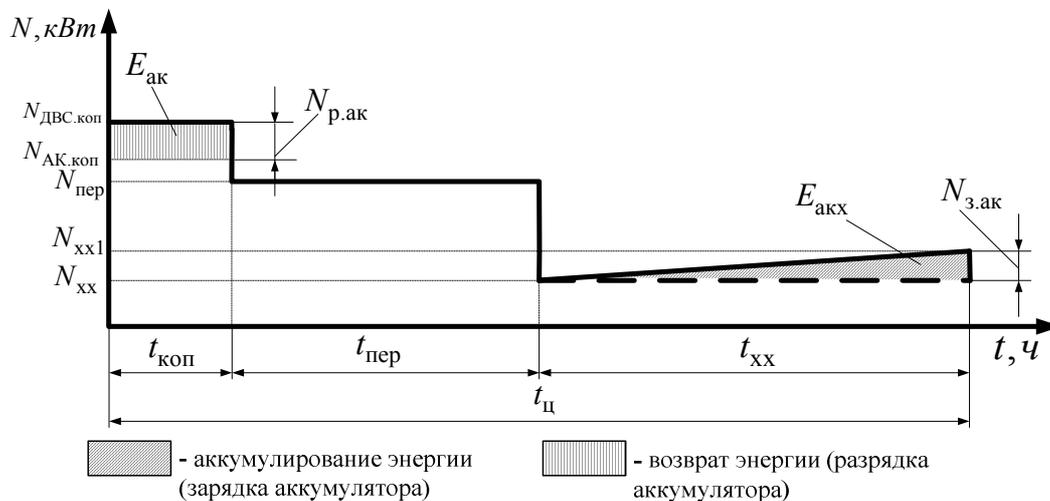


Рис. 1. Рабочий цикл бульдозера с использованием гидроаккумулирующей системы: $E_{ак}$ – энергия, затрачиваемая аккумулятором на этапе копания; $N_{р.ак}$ – мощность, затрачиваемая аккумулятором на этапе копания; $E_{акх}$ – энергия, аккумулируемая на холостом ходу; $N_{з.ак}$ – мощность, аккумулируемая на холостом ходу; $N_{ДВС.коп}$ – мощность ДВС на операции копания без использования гидроаккумулирующей системы; $N_{АК.коп}$ – мощность ДВС на операции копания с использованием гидроаккумулирующей системы; $N_{пер}$ – мощность ДВС на перемещение грунта; $N_{хх1}$ – мощность, затрачиваемая на холостом ходу при использовании гидроаккумулирующей системы; $N_{хх}$ – мощность, затрачиваемая на холостом ходу без использования гидроаккумулирующей системы; $t_{коп}$ – время копания; $t_{пер}$ – время перемещения; $t_{хх}$ – время холостого хода; $t_{ц}$ – время цикла

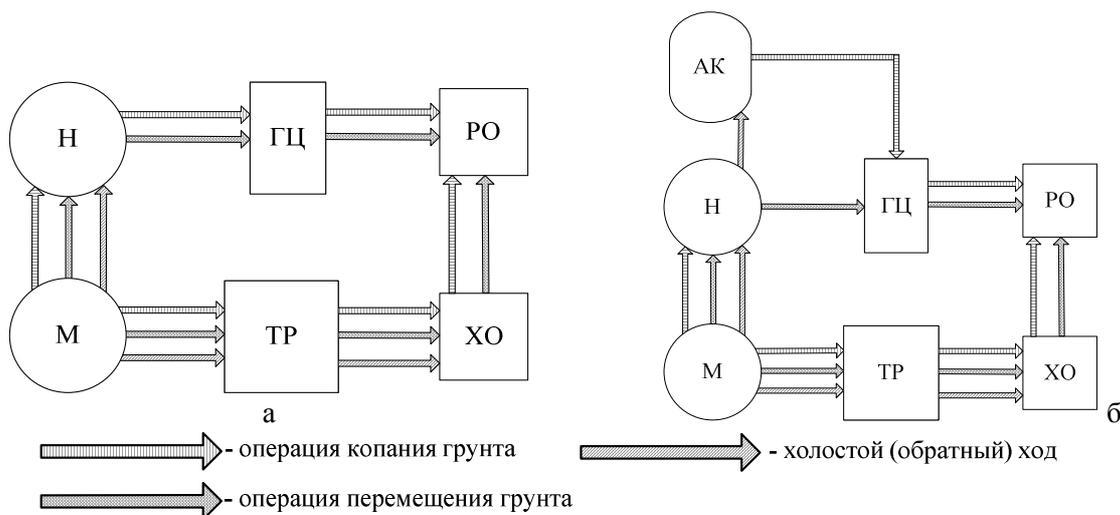


Рис. 2. Схема потоков энергии силовой установки бульдозера во время рабочего цикла: а – бульдозера традиционного исполнения; б – бульдозера с гидроаккумулирующей системой; М – двигатель; ТР – трансмиссия бульдозера; Н – гидронасос; ГЦ – гидроцилиндр; РО –

рабочее оборудование; АК – аккумулятор

Мощность, затрачиваемая на гидросистему, должна накапливаться в гидроаккумуляторе на холостом ходу

$$N_{\text{гс}} = N_{\text{ак}}. \quad (2)$$

Мощность же ДВС, учитывая потери, будет полностью передаваться на трансмиссию бульдозера

$$N_{\text{ДВС}} = N_{\text{тр}}. \quad (3)$$

Таким образом, мощность, затрачиваемая на копание, будет иметь две составляющие

$$N_{\text{коп}} = N_{\text{р.ак}} + N_{\text{ДВС}_{\text{max}}}. \quad (4)$$

Для выполнения полезной работы по заглублению отвала с помощью гидропневмоаккумулятора (ГПА) необходимо, чтобы накопленная в нем энергия $E_{\text{ак}}$ соответствовала энергии $E_{\text{гц}}$, которую затрачивает на эту же операцию насосная установка базовой гидросистемы

$$E_{\text{ак}} = E_{\text{гц}}. \quad (5)$$

Время разрядки ГПА равно времени заглубления отвала

$$t_3 = t_{\text{р.ак}}. \quad (6)$$

Запишем

$$N_{\text{ак}} t_3 = N_{\text{гц}} t_3. \quad (7)$$

Мощность, необходимая гидроцилиндру, связана с мощностью насоса таким образом

$$\frac{N_{\text{н}}}{\eta_{\text{н}}} = \frac{N_{\text{гц}}}{\eta_{\text{гс}}}, \quad (8)$$

где $N_{\text{н}}$ – мощность гидронасоса; $N_{\text{гц}}$ – мощность требующаяся гидроцилиндру; $\eta_{\text{н}}$ – общий КПД гидронасоса; $\eta_{\text{гс}}$ – общий КПД гидросистемы.

Мощность, отдаваемая ГПА на операции копания, должна равняться мощности насоса на этой же операции. На основании этого запишем

$$\frac{N_{\text{н}}}{\eta_{\text{н}}} = \frac{N_{\text{ак}}}{\eta_{\text{гс}}} = \frac{N_{\text{гц}}}{\eta_{\text{гс}}}. \quad (9)$$

Для гидроаккумулирующей системы одним из основных параметров является необходимый запас жидкости, то есть объем рабочей камеры ГПА. Теоретически он должен равняться объему гидроцилиндра, при условии максимально выдвинутого штока

$$V_{\text{ак}} = V_{\text{гц}}. \quad (10)$$

Но в рабочем цикле бульдозера шток гидроцилиндра не всегда перемещается на максимально возможное положение. Этот фактор зависит от глубины срезания стружки h_3 . Также объем ГПА должен учитывать потери. Исходя из особенностей работы, при полной разрядке ГПА должен сохранять объем жидкости ΔV_0 .

На этапе накопления энергии необходимо контролировать остаток жидкости в ГПА в данный промежуток времени. Это можно рассчитать следующим образом.

Рассмотрим мощности $N_{\text{н}}$ и $N_{\text{гц}}$

$$N_{\text{н}} = Q_{\text{н}} p_{\text{н}}, \quad (11)$$

где $Q_{\text{н}}$ – расход гидронасоса; $p_{\text{н}}$ – давление на выходе гидронасоса.

$$N_{\text{гц}} = R_{\text{гц}} \vartheta_{\text{ш}}. \quad (12)$$

Представим усилие на штоке цилиндра как

$$R_{\text{гц}} = A_{\text{п}} p_{\text{н}}. \quad (13)$$

Скорость перемещения поршня составляет

$$\vartheta_{\text{ш}} = l_{\text{ш}} / t_3, \quad (14)$$

где $l_{ш}$ – путь перемещения поршня; t_3 – время углубления отвала.

Время заглубления отвала – это время, за которое ГПА должен подать необходимый объем жидкости и равное

$$t_3 = \frac{T - G_0(f \pm i)}{a_1 k_K B \vartheta_3}, \quad (15)$$

где a_1 – коэффициент, учитывающий влияние вида грунта и конструкции машины на траекторию заглубления; ϑ_3 – скорость заглубления отвала.

Скорость заглубления отвала равна

$$\vartheta_3 = \vartheta_{ш} k_{кз}, \quad (16)$$

где $k_{кз}$ – коэффициент, учитывающий кинематическую связь между штоком гидроцилиндра и отвалом.

Используя (11) – (14), можем записать

$$\frac{Q_{н}}{\eta_{гс}} t_3 = \frac{A_{п} l_{ш}}{\eta_{гс}}, \quad (17)$$

исходя из того, что

$$\frac{Q_{н}}{\eta_{гс}} t_3 = V_{ц}, \quad (18)$$

где $V_{ц}$ – объем жидкости, который необходимо подать в гидроцилиндр на этапе заглубления.

Объем рабочей камеры ГПА рассчитываем по объему жидкости, потребляемой гидроцилиндром. Учитывая, что ГПА должен подать в гидроцилиндр запас жидкости $V_{ц}$, можно записать

$$V_{ак} = V_{ц} = \frac{A_{п} l_{ш}}{\eta_{гс}}. \quad (19)$$

Полученное значение $V_{ак}$ можно считать минимально допустимым, поэтому для надежности системы объем рабочей камеры ГПА следует принять равным

$$\Delta V = 2V_{ак}. \quad (20)$$

Объем рабочей камеры аккумулятора будет прямо пропорционален количеству цилиндров управления исполнительным оборудованием

$$\Delta V_{ак} = n_{ц} \Delta V, \quad (21)$$

где $n_{ц}$ – количество цилиндров с одинаковым объемом.

Количество энергии, накопленной в аккумуляторе, должно быть достаточным для обеспечения работы гидропривода управления механизмами наполнения и разгрузки ковша

$$E_{ак} = E_{зн} + E_{зр}. \quad (22)$$

Мощность, затрачиваемая на гидропривод рабочего оборудования и используемая из гидроаккумулятора

$$N_{з.ак} = N_{р.ак1} + N_{р.ак2}. \quad (23)$$

Для обеспечения высокой производительности грейдеров и автогрейдеров необходимо стремиться к сокращению времени рабочего цикла, т.е. работать на наибольших возможных скоростях движения. Также надо добиваться увеличения объема грунта в призме, перемещаемой отвалом. Однако не следует перегружать машину и доводить до буксования гусеницы трактора, буксирующего грейдер, или ведущие колеса автогрейдера.

При буксовании ходовой части увеличиваются износы и всегда теряется время, а если еще появляется необходимость переключать муфту сцепления и коробку перемены передач, то потери рабочего времени становятся чрезмерными и резко снижают производительность.

Последовательность работы грейдеров, автогрейдеров и скреперов при сооружении и профилировании грунтовых дорог одинакова и имеет циклический характер, как и у бульдозеров.

Предложенную гидроаккумулирующую систему можно применить для автогрейдеров, скреперов, что сократит время рабочего цикла за счет снижения нагрузки на ДВС на режиме заглубления и выглубления рабочего оборудования, тем самым направив всю мощность на трансмиссию машины, т.е. позволит работать на больших скоростях. Та-

ким образом, изменятся поэтапные затраты мощности машин (рис. 3, 5) и перераспределятся потоки энергии (рис. 4, 5).

Также возможен вариант, когда накопленная в гидроаккумуляторе энергия будет дополнять энергию ДВС, что позволит повысить производительность машины. В случае буксования машины можно распределить боль-

шинство мощности ДВС на трансмиссию, а накопленную мощность в ГПА передать на гидросистему, т.е. уменьшить затраты мощности ДВС на гидросистему и увеличить их на трансмиссию бульдозера. По данным исследований затраты на гидросистему, в зависимости от привода трансмиссии тратится до 50 % мощности ДВС.

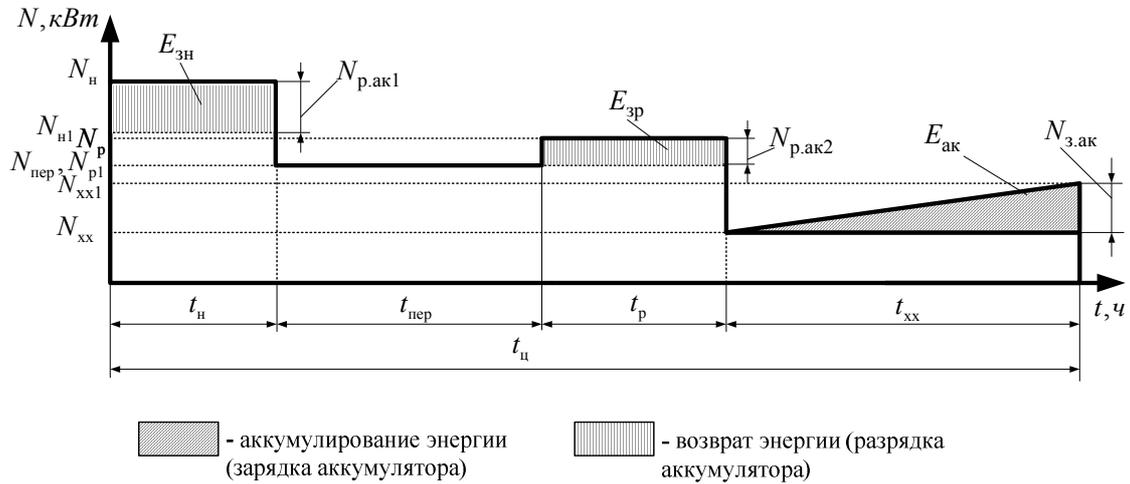
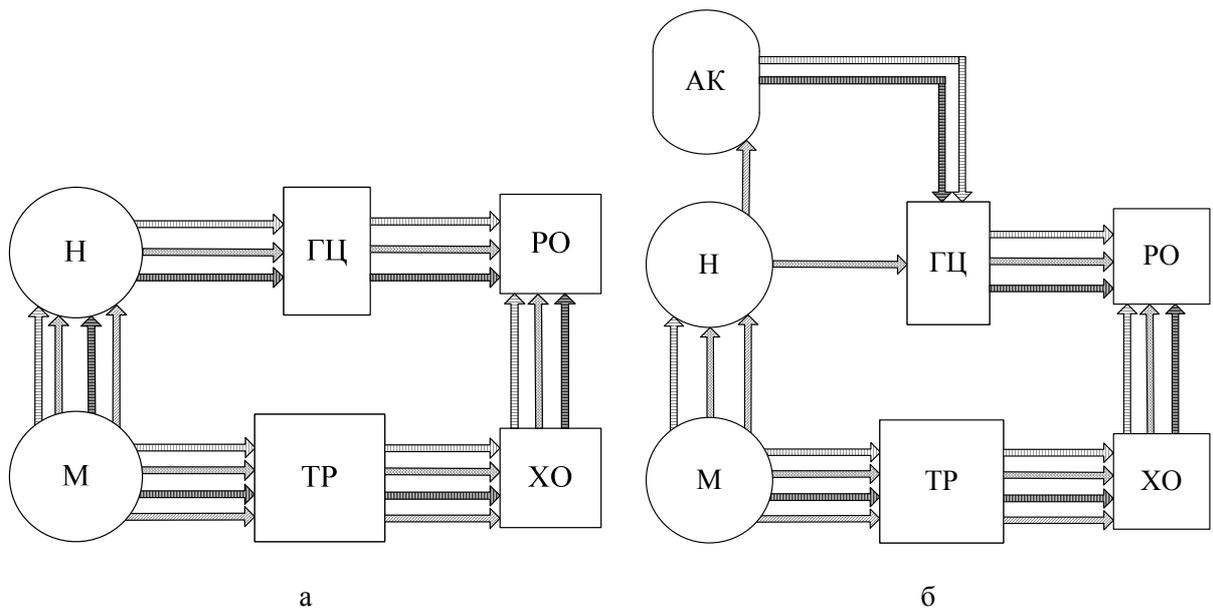


Рис. 3. Рабочий цикл скрепера с гидроаккумулирующей системой: N_n – мощность, затрачиваемая при наполнении ковша скрепера без использования гидроаккумулирующей системы; N_p и N_{p1} – мощности, затрачиваемые ДВС на операции разгрузки без использования и с использованием гидроаккумулирующей системы соответственно; $N_{p.ак1}$ и $N_{p.ак2}$ – мощности, затрачиваемые аккумулятором на гидропривод рабочего оборудования при его наполнении и разгрузке соответственно; $E_{зн}$ и $E_{зп}$ – энергии, затрачиваемые на гидропривод рабочего оборудования при его наполнении и разгрузке соответственно; t_n – время наполнения ковша; t_p – время разгрузки ковша



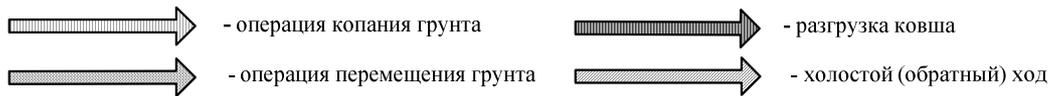


Рис. 4. Схема потоков энергии силовой установки скрепера во время рабочего цикла: а – скрепер традиционного исполнения; б – скрепер с гидроаккумулирующей системой; М – двигатель; ТР – трансмиссия скрепера; Н – гидронасос; ГЦ – гидроцилиндр; РО – рабочее оборудование; АК – аккумулятор

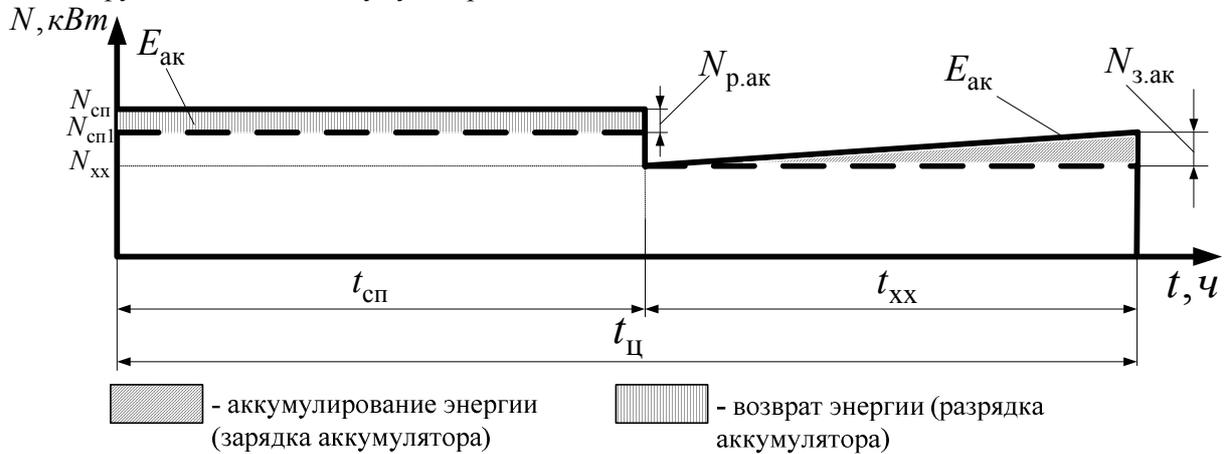


Рис. 5. Рабочий цикл автогрейдера с гидроаккумулирующей системой: $N_{сп}$, $N_{сп1}$ – мощность, затрачиваемая ДВС при срезке и перемещении грунта рабочим органом без использования гидроаккумулирующей системы и с ее использованием соответственно; $t_{сп}$ – время срезки и перемещения грунта

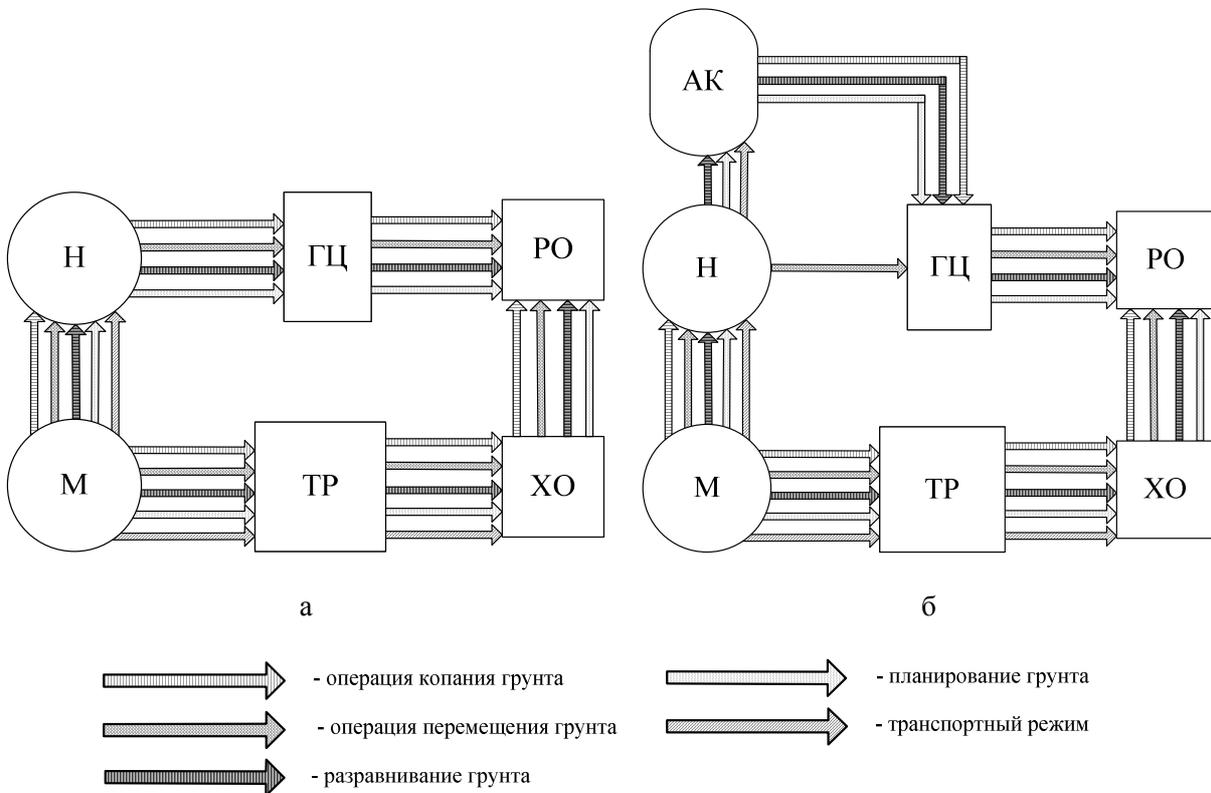


Рис. 6. Схема потоков энергии силовой установки автогрейдера во время рабочего цикла: а – автогрейдер традиционного исполнения; б – автогрейдер с гидроаккумулирующей системой; М – двигатель; ТР – трансмиссия автогрейдера; Н – гидронасос; ГЦ – гидроцилиндр;

РО – рабочее оборудование; АК – аккумулятор

Выводы

1. Впервые представлена схема потоков энергии ЗТМ циклического действия – бульдозеров, скреперов, автогрейдеров с гидроаккумулялирующей системой в течение рабочего цикла, физическая сущность эффективности которой заключается в прерывании потока энергии от силовой установки к рабочему органу на режимах копания и использования энергии гидроаккумуляторов.

2. Теоретические исследования показали, что применение гидроаккумулялирующих систем на основе гидропневмоаккумуляторов позволяет снизить установленную мощность силовой установки в среднем для бульдозеров – на 4–6 %, для скреперов – на 5–6 %, для автогрейдеров – на 4–7 %.

3. На выбор параметров гидропневмоаккумуляторного блока оказывают влияние конструктивные и технические параметры машины, такие как: тяговый класс, объем и количество гидроцилиндров, номинальное и максимальное давление в гидросистеме.

4. Получены формулы, позволяющие определить параметры гидроаккумулялирующей системы для заданных параметров ЗТМ: объем гидропневмоаккумулятора определяется выражением $\Delta V_{ак} = n_{ц} \Delta V$; давление предва-

рительной зарядки $p_{нач} = \left(\frac{n}{zn-1} \right)^{\frac{n}{n-1}} p_{max}$;

время зарядки аккумулятора $t_3 = t_{xx} = \frac{\Delta V_{ак}}{Q_n}$.

Литература

1. Хмара Л.А. Применение аккумуляторов потенциальной энергии в строительных машинах (на примере одноковшового экскаватора) / Л.А. Хмара // Строительство. Материаловедение. Машиностроение: сб. науч. тр. – Днепропетровск: ПГАСА, 2005. – Вып. 33. – С.17–33.
2. Хмара Л.А. Повышение эффективности бульдозеров путем использования гидроаккумулялирующей системы / Л.А. Хмара, А.П. Холодов // Строительные и дорожные машины. – 2012. – № 3. – С. 33–37.

3. Хмара Л.А. Экспериментальные исследования гидроаккумулялирующей системы / Л.А. Хмара, А.П. Холодов, А.В. Ярыжко // Строительство. Материаловедение. Машиностроение: сб. науч. тр. – Днепропетровск: ВГУЗ ПГАСА. – 2011. – № 63. – С. 69–78.
4. Гулиа Н.В. Удивительная механика. В поисках «энергетической капсулы» / Н.В. Гулиа. – М.: Изд-во: НЦ ЭНАС, 2006. – 176 с.
5. Хмара Л.А. Испытания бульдозера с системой аккумуляирования энергии / Л.А. Хмара, А.П. Холодов // Строительство. Материаловедение. Машиностроение: сб. науч. тр. – Днепропетровск: ВГУЗ ПГАСА. – 2011. – № 63. – С. 61–69.
6. Гулиа Н. В. Инерционные двигатели для автомобилей. / Н.В. Гулиа. – М.: Транспорт, 1974. – 64 с.
7. Волоцкий В.М. Гидроприводы машин и их оборудование. Учебный курс / В.М. Волоцкий. – Х.: Гидроэлек, 1995. – 156 с.
8. Алексеева Т.В. Гидропривод и гидроавтоматика землеройно-транспортных / Т.В. Алексеева. – М.: Машиностроение, 1966. – 148 с.
9. Использование принципа аккумуляирования энергии в системе управления землеройно-транспортной машины / Т.В. Алексеева, Ю.В. Ремизович, В.Г. Шерман // Исследования и испытания дорожных и строительных машин: сб. науч. работ СибАДИ. – 1969. – Вып. 1. – С. 70–75.
10. Щербаков В.Ф. Рекуперативная система привода гидроподъемных машин / В.Ф. Щербаков // Строительные и дорожные машины. – 2008. – № 9. – С. 4951.
11. Щербаков В.Ф. Энергосберегающие гидроприводы строительных и дорожных машин / В.Ф. Щербаков // Строительные и дорожные машины. – 2011. – №10. – С. 1–2.
12. Dann Richard T. The Revolution in Flywheels / Richard T. Dann // Machine Design. – 1973. – May 17. – P. 130–135.

Рецензент: А.В. Бажинов, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 5 июня 2012 г.