

УДК 621.225.7

## ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ГИДРОСИСТЕМЫ КОЛЕСНОГО ПОГРУЗЧИКА CAT 962H

**Д. Л. СТАСЕНКО, Е. В. ХАЗЕЕВ**

Учреждение образования «Гомельский государственный  
технический университет имени П. О. Сухого»,  
Республика Беларусь

*В результате проведенного эксперимента на базе гидросистемы колесного погрузчика CAT 962H улучшены динамические характеристики работы основных потребителей системы за счет установки в линию промежуточного давления вспомогательного блока с аккумулятором, который восстанавливает потери затрачиваемой энергии, и установки чувствительного к нагрузке регулятора насоса, выполненного в виде двух пропорциональных клапанов, обеспечивающего перепад давления в системе в диапазоне  $\Delta p = 0,3-0,8$  МПа, вследствие чего повышается быстрдействие работы системы. Практическая значимость полученных результатов определяется возможностью их использования в качестве методологической базы для проектирования новых гидравлических систем с объемной адаптацией к нагрузке с улучшенными характеристиками энергоэффективности.*

**Ключевые слова:** гидросистема, адаптация к нагрузке, максимальный (промежуточный, минимальный) уровень давления, энергоэффективность.

## INCREASING ENERGY EFFICIENCY OF WHEEL LOADER HYDRAULIC SYSTEM CAT 962H

**D. L. STASENKO, E. V. HAZEEV**

Sukhoi State Technical University of Gomel,  
the Republic of Belarus

*As a result of the experiment, based on the hydraulic system of the CAT 962H wheel loader, the dynamic characteristics of the essential loads of the system were improved. It was done due to the installation of an auxiliary unit with an accumulator in the intermediate pressure line, which restores the loss of expended energy. In addition to that a load-sensitive pump regulator, made in the form of two proportional valves was installed, providing a pressure drop in the system in the range of  $\Delta p = 0,3-0,8$  MPa. Due to that the operating speed of the system increases. The practical significance of the results obtained is determined by the possibility of using them as a methodological basis for the design of new hydraulic systems with volumetric adaptation to load having improved energy efficiency characteristics.*

**Keywords:** hydraulic system, adaptation to load, maximum (intermediate, minimum) pressure level, energy efficiency.

### Введение

В настоящее время в области машиностроения появляется большое количество мобильных машин, гидросистемы которых работают по принципу объемной адаптации к нагрузке. Данный тип гидросистем решает ключевую проблему одновременного дроссельного регулирования скоростей нескольких рабочих органов гидравлического привода – проблему излишнего уровня потерь мощности в гидросистеме.

В гидравлических системах с адаптацией к нагрузке для управления входным давлением системы наибольшее давление на рабочем органе используется таким образом, что за счет изменения давления на наиболее нагруженном рабочем органе, настроенном на постоянную величину, контролируется входное давление гидравлической системы. К достоинствам гидросистем с адаптацией к нагрузке относятся

экономичность, низкие потери энергии, большой срок эксплуатации рабочей жидкости по сравнению с системами с дроссельным управлением [1].

Одним из ключевых недостатков данного типа систем являются высокие потери при одновременном использовании в гидроприводе двух и более потребителей с возникающими при этом разными величинами внешней нагрузки. Поскольку величина давления в системе всегда имеет постоянное значение, следовательно, значение перепада давления  $\Delta p$ , которое выше максимального давления нагрузки, создаваемого в системе с более низким давлением нагрузки, необходимо регулировать.

В частности, при быстром нарастании нагрузки на наиболее нагруженном рабочем органе, при котором насос в системе с объемной адаптацией не успевает поддерживать величину перепада давления  $\Delta p$  (т. е. повышать входное давление гидросистемы в темпе нарастания давления на исполнительном органе), текущее значение  $\Delta p$  окажется меньше настроенного значения, а возможно, что и входное давление гидросистемы будет меньше давления на исполнительном органе. Недостаточная разность давлений  $\Delta p$  приводит к торможению наиболее нагруженных рабочих органов, подвергающихся динамическому нагружению. При быстром падении нагрузки, а следовательно – давления на наиболее нагруженном рабочем органе, возникает обратная ситуация – элемент регулирования величины  $\Delta p$  не успевает снижать входное давление гидросистемы с той же скоростью. В результате этого разность давлений между наиболее нагруженным рабочим органом и входным давлением оказывается большей, чем настроенная, отчего возрастает величина  $\Delta p$  и потери мощности. При этом величина превышения  $\Delta p$  над установленным значением и обусловленных этим потерь мощности также растет со снижением быстродействия управляющего элемента. Таким образом, работа гидросистемы с адаптацией к нагрузке в динамических режимах, характеризующихся быстрым изменением нагрузки на рабочих органах, приводит к повышению потерь мощности, что является известным фактом [2].

Исследования, направленные на повышение энергоэффективности гидросистем с объемной адаптацией к нагрузке, работающих в динамических режимах, являются важной и актуальной задачей.

Цель настоящей работы – повышение энергоэффективности и улучшение динамических характеристик работы гидросистемы колесного погрузчика САТ 962Н.

### **Основная часть**

#### **Анализ энергоэффективности гидросистемы с объемной адаптацией к нагрузке**

В качестве объекта исследования выбрана гидросистема колесного погрузчика САТ 962Н, на валу двигателя которого установлены два изолируемых гидравлических контура: замкнутый контур для работы привода и разомкнутый контур, включающий в себя гидросистему с объемной адаптацией к нагрузке, питающей цилиндры наклона (подъема), и рулевое управление машины.

Рассматриваемая гидросистема проанализирована с точки зрения работы цилиндра наклона (подъема) ковша. Для определения энергоэффективности гидросистемы был представлен полный цикл работы колесного погрузчика САТ 962Н и выполнен его энергетический анализ.

В данной работе проведено исследование теоретического движения потоков энергии, проходящих в системе, и определено, при каких условиях эксплуатации машины достигается повышение энергоэффективности.

В ходе исследования рассмотрен основной рабочий цикл машины – загрузка (разгрузка). Приведена схема рабочего цикла погрузчика по загрузке инертных ма-

териалов в ковш и транспортировке к месту разгрузки (рис. 1), и представлен график рабочего цикла погрузчика (рис. 2.) [3].

Рабочий цикл погрузчика по загрузке инертных материалов в ковш и транспортировке к месту разгрузки состоит из пяти стадий:

1. Погрузчик перемещается из начального положения (точка А) к инертному материалу (точка Б). Ковш погрузчика опущен и выровнен по уровню земли.

2. Инертный материал загружается в ковш. Погрузчик начинает движение к месту разгрузки (точка В).

3. Погрузчик прибыл к месту разгрузки (точка В), ковш поднимается на максимальную величину для выгрузки инертного материала в транспортное средство.

4. Ковш находится над дном транспортного средства и начинает опускаться за счет работы цилиндра, в результате чего инертный материал загружается в транспортное средство.

5. После завершения разгрузки погрузчик возвращается в начальное положение (точка А), ковш опускается и выравнивается по уровню земли.

Описанный рабочий цикл за одну смену работы машины в реальных условиях повторяется около 90 раз.

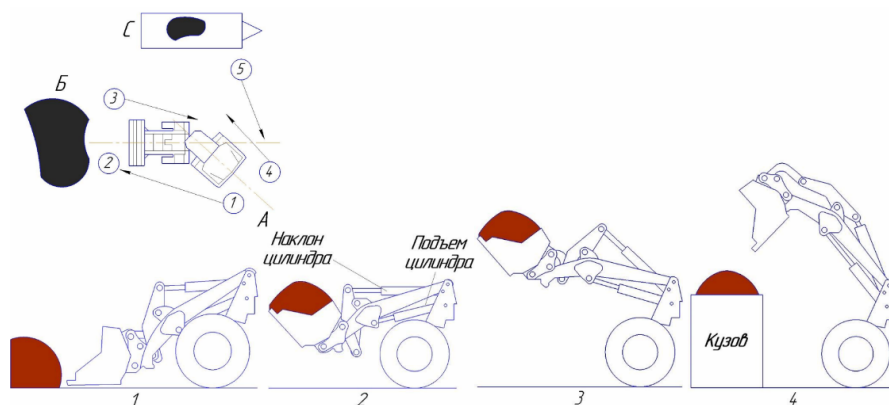


Рис. 1. Схема рабочего цикла погрузчика

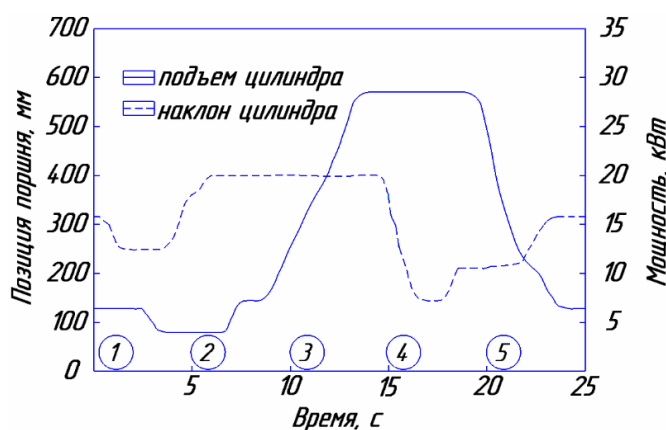


Рис. 2. График рабочего цикла погрузчика

Для энергетического анализа был выбран один усредненный рабочий цикл, при этом давление системы  $P$  преобразовано в силу, действующую на поршни основных потребителей  $F$ . В результате этого определена сила, действующая на систему, и рассчитана затрачиваемая энергия системы на различных стадиях рабочего цикла [4].

В гидросистемах с объемной адаптацией к нагрузке мощность насоса  $N$  состоит из двух составляющих: первая подводится к потребителям системы, а вторая представляет собой потери мощности за счет постоянной разницы перепада давления  $\Delta p$  (обычно 2 МПа). Следовательно, в гидросистеме колесного погрузчика САТ 962Н входная энергия равна мощности насоса, поскольку исследуемая система является однопоточной, а выходная энергия складывается из затрачиваемой мощности (необходимой для подъема груза) и потерь мощности на дросселирование. Входная и выходная энергия всегда находятся в равновесии.

Для получения результатов исследования проведено прикладное моделирование гидросистемы колесного погрузчика САТ 962Н в программном комплексе «Amesim». В данном программном комплексе создана опытная модель исследуемой гидросистемы с принятыми допущениями [4]: рабочая жидкость является несжимаемой и ее параметры постоянны; неустановившийся поток не влияет на величину потерь давления по длине; сухое трение не учитывается.

Таким образом, энергетические потоки гидросистемы колесного погрузчика САТ 962Н при постоянной величине скорости движения поршня и постоянной внешней нагрузке, действующей на систему, показаны на рис. 3.

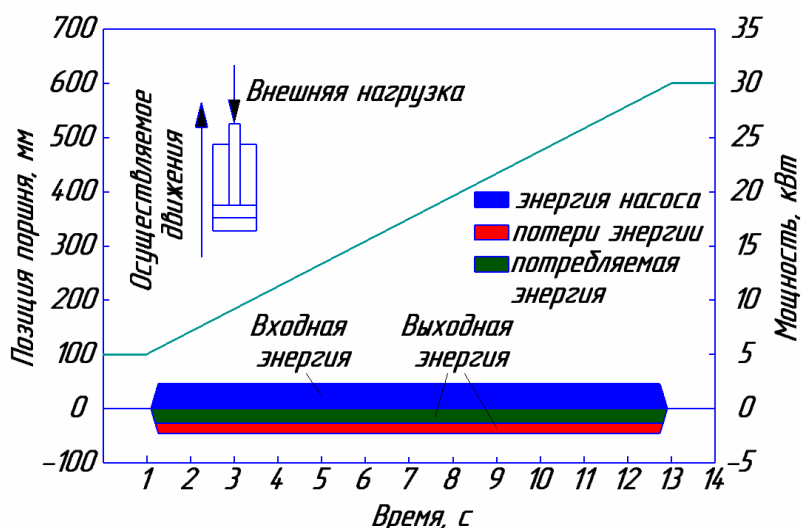


Рис. 3. Поток энергии базовой системы с объемной адаптацией к нагрузке

В гидросистеме с объемной адаптацией к нагрузке с встроенной линией промежуточного давления имеются три источника питания, которые подают энергию в систему по отдельности или комбинированно. Насос является основным источником питания и вырабатывает большую величину мощности, поскольку в системе образуется высокое давление. Второй источник питания – это аккумулятор, установленный в линию промежуточного давления, который имеет два направления потока. При загрузке погрузчиком инертного материала в гидросистеме линия промежуточного давления (ПЛ) подключается через вспомогательный распределитель Р2 к основному распределителю Р, подключенному к штоковой полости цилиндра. Следовательно, аккумулятор можно рассматривать как дополнительную нагрузку к фактической нагрузке на поршень.

В свою очередь, при разгрузке погрузчиком инертного материала в гидросистеме в линии промежуточного давления аккумулятор подает рабочую жидкость через вспомогательный распределитель Р1 к основному распределителю Р, подключенно-

му к поршневой полости цилиндра, тем самым помогая насосу преодолевать внешнюю нагрузку, возникающую в системе.

Третьим источником мощности является потенциальная энергия, которая возникает в результате опускания ковша погрузчика. Вследствие этого в гидросистеме жидкость, находящаяся в штоковой полости цилиндра, может служить для зарядки аккумулятора.

Необходимая энергия для перемещения поршня задается последовательностью переключений состояний, каждое из которых приводит к различным потерям энергии в гидросистеме.

Таким образом, в системе колесного погрузчика САТ 962Н с улучшенными характеристиками энергоэффективности дополнительно к типам энергии насоса и потерям энергии добавляется энергия аккумулятора, которая может быть положительной или отрицательной. На рис. 4. представлена гидросистема колесного погрузчика САТ 962Н, которая работает в следующей последовательности: аккумулятор заряжается путем выбора первого НЛ/ПЛ до тех пор, пока в нем не накопится достаточно энергии для разрядки на этапах ПЛ/ПЛ, НЛ/ПЛ (2), ПЛ/СЛ, НЛ/СЛ и НЛ/СЛ (2). Значения потерь энергии данной системы даны на рис. 5.

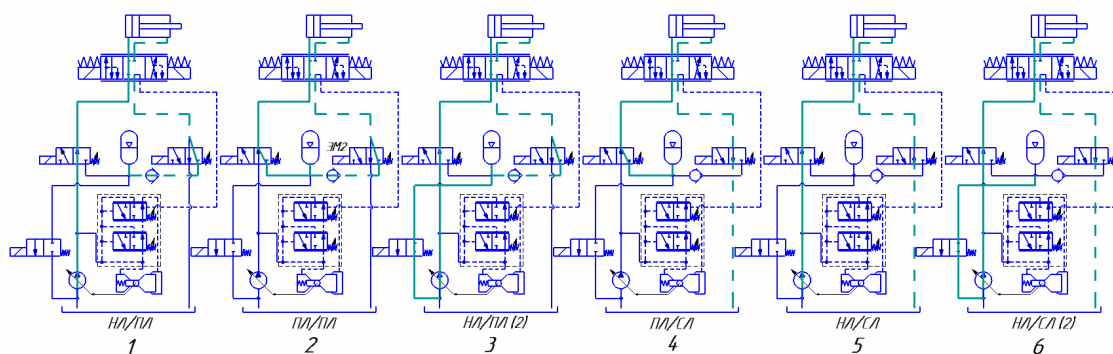


Рис. 4. Последовательность работы исследуемой системы

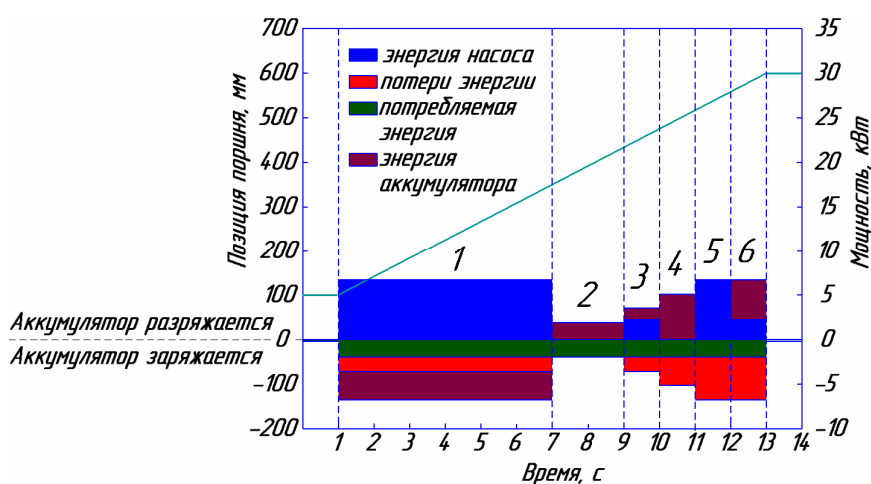


Рис. 5. Поток энергии в исследуемой системе с адаптацией к нагрузке

Стоит отметить, что полученные значения потери энергии достаточно высоки по сравнению с потерями энергии в изначальной системе колесного погрузчика САТ 962Н. Это связано со случайной последовательностью переключения без применения алгоритмов оптимизации.

Для выполнения одного и того же движения возможно большое разнообразие различных последовательностей переключения. Для очень простого примера – с одним поршнем – найти оптимальную последовательность довольно легко. Для более сложного механизма – с двумя приводами в качестве рассматриваемого рабочего цикла – найти решение гораздо сложнее, поскольку состояние заряда аккумулятора играет важную роль.

В ряде случаев более высокая энергии насоса будет более выгодной для поддержания заряда аккумулятора. Оба типа энергии можно рассматривать как эквивалентные, и задача оптимизации может быть решена с использованием многоцелевых алгоритмов оптимизации. Результат многоцелевой оптимизации представлен на рис. 6.

Для ограничения времени вычисления рабочий цикл был дискретизирован с шагом 0,5 с. Здесь видим, что в дополнение к энергии насоса и аккумулятора потенциальная энергия может быть использована при опускании или выгрузке ковша. Предложенная реализация отличает разработанную гидравлическую систему с адаптацией к нагрузке от базовых гидросистем данного типа и, как правило, обеспечивает более высокую эффективность.

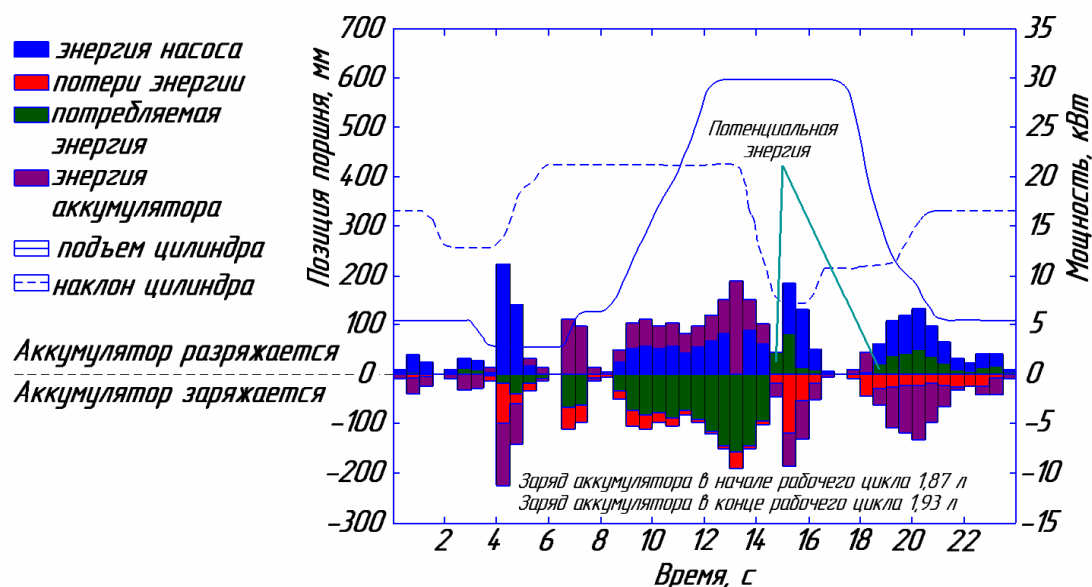


Рис. 6. Рабочий цикл погрузчика с оптимальной последовательностью переключения

Таким образом, предлагаемая гидравлическая система создает условия для повышения энергоэффективности в диапазоне 20 % по сравнению с аналогичными системами за счет внедрения в систему вспомогательного блока с напорными и сливными линиями с заданным уровнем давления и с установленным аккумулятором. Данное техническое решение значительно минимизирует потери энергии при работе мобильной машины на различных величинах давления.

Полученные результаты были подтверждены в ходе проведенных исследований в реальных условиях эксплуатации по улучшению быстродействия управления и повышению энергоэффективности гидросистемы колесного погрузчика CAT 962H в Филиале «Управление производственно-технологической комплектации» ОАО «Строительный трест № 14». На рис. 7 показан образец испытательной мобильной машины с улучшенными характеристиками энергоэффективности, полученными в ходе исследований.



Рис. 7. Испытательная машина с установленным вспомогательным блоком с аккумулятором

### Заключение

В данной работе представлена гидросистема колесного погрузчика CAT 962H, в которой улучшены показатели энергоэффективности работы основных потребителей мобильной машины. Исходя из проведенного анализа работы гидросистемы на базе колесного погрузчика CAT 962H приведен пример использования дополнительного аккумулятора, который подключен в линию промежуточного давления и в зависимости от величины давления в системе в заданный момент времени может разряжаться или заряжаться. В результате этого в гидросистеме с объемной адаптацией к нагрузке улучшаются динамические характеристики работы и повышается энергоэффективность работы данной гидросистемы по сравнению с аналогичными системами мобильных машин.

### Литература

1. Стасенко, Д. Л. Сравнительный анализ гидросистем с адаптацией к нагрузке мобильных машин / Д. Л. Стасенко, А. А. Гинзбург, Е. В. Хазеев // Зимняя сессия : VI Междунар. науч. конф., Боровец, Болгария, 8–11 дек. 2021 г. / Науч. техн. союз машиностроения «Индустрия 4.0». – Боровец, 2021. – С. 189–192.
2. Гинзбург, А. А. Сравнение однопоточных гидросистем с объемной и клапанной адаптацией к нагрузке по уровню потерь мощности / А. А. Гинзбург, Д. Л. Стасенко // Механика машин, механизмов и материалов. – 2018. – Вып. 3. – С. 67–74.
3. Колесный погрузчик CAT 962H Gaterpillar : инструкция по эксплуатации. – Новосибирск : ВТ, 2005. – 20 с.
4. Гинзбург, А. А. Направления повышения энергетической эффективности и надежности гидравлических LS-систем / А. А. Гинзбург, Е. В. Хазеев // Механизмы развития научно-технического потенциала : материалы I Междунар. науч.-практ. интернет-конф., Днепр, Украина, 11–12 нояб. 2021 г. / Междунар. электрон. науч.-практ. журн. «WayScience». – Днепр, 2021. – С. 101–103.

**References**

1. Stasenko D. L., Ginzburg A. A., Hazeev E. V. Comparative analysis of load-sensing hydraulic systems for mobile machines. *VI Zimnjaja sessija, Mezhdunarodnaja nauchnaja konferencija, Borovec, Bolgarija, 8–11 dek. 2021 g.* [VI International scientific conference winter session, Borovets, Bulgaria, December, 08–11, 2021]. Borovec, 2021, pp. 189–192 (in Russian).
2. Ginzburg A. A., Stasenko D. L. Comparative analysis of power losses in the single flow systems with pump and valve configuration. *Mehanika mashin, mehanizmov i materialov = Mechanics of machines, mechanisms and materials*, 2018, iss. 3, pp. 67–74 (in Russian).
3. Milton CAT 962H User Manual, Caterpillar. Novosibirsk, Vostochnaja tehnika, 2005. 20 p. (in Russian).
4. Ginzburg A. A., Hazeev E. V. Directions for improving energy efficiency and reliability of hydraulic LS systems. *Mehanizmy razvitija nauchno-tehnicheskogo potentsiala: materialy I Mezhdunar. nauch.-prakt. internet-konf., Dnepr, Ukraina, 11–12 nojab. 2021 g.* [Mechanisms of scientific and technical potential development: abstracts of the 1st International Scientific and Practical Internet Conference, November 11–12, 2021]. Dnepr, Mezhdunarodnyj jelektronnyj nauchno-prakticheskij zhurnal «Way-Science», 2021, pp. 101–103 (in Russian).

Поступила 12.09.2023