

## РЕЗУЛЬТАТЫ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ПОДСИСТЕМЫ РЕКУПЕРАТИВНОГО ГИДРОПРИВОДА ЛЕСОВОЗНОГО ТЯГАЧА С ПОЛУПРИЦЕПОМ

доктор технических наук, профессор **В.И. Посметьев**

кандидат технических наук, доцент **В.О. Никонов**

кандидат физико-математических наук, доцент **В.В. Посметьев**

доктор технических наук, доцент **В.А. Зеликов**

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова»,  
г. Воронеж, Российская Федерация

Обоснована актуальность разработки новых устройств для аккумулирования и преобразования энергии сжатого воздуха в рекуперативном гидроприводе лесовозного тягача с полуприцепом. Приведены схема размещения рекуперативных механизмов на лесовозном тягаче с полуприцепом и схема рекуперативного гидропривода с подсистемами аккумулирования и преобразования энергии сжатого воздуха. Представлена упрощенная схема пневматической энергосберегающей системы для исследования функционирования подсистем аккумулирования и преобразования энергии сжатого воздуха. Разработана математическая модель для оценки эффективности использования пневматической энергосберегающей системы, включающая в себя уравнения изменения состояния газа в ее элементах, решаемые численным методом Эйлера. Описан алгоритм моделирования, состоящий из семи многократно повторяющихся этапов, выполняемых в процессе компьютерного моделирования. Представлена разработанная компьютерная программа, позволяющая исследовать пневматическую энергосберегающую систему. Приведены компьютерные эксперименты с наиболее типичным набором ее конструктивных и технологических параметров. Получены зависимости от времени объема рассматриваемых пневматических полостей, количества вещества в них, давления и температуры воздуха в рассматриваемых пневматических полостях. Выявлено влияние диаметра пневмоцилиндра на время заполнения ресивера, на количество ходов поршня и на тепловой КПД.

**Ключевые слова:** лесовозный тягач, полуприцеп, рекуперативный гидропривод, математическая модель, имитационное моделирование, аккумулирование, преобразование, энергия сжатого воздуха, ресивер

## COMPUTER SIMULATION RESULTS OF FUNCTIONING OF THE PNEUMATIC SUBSYSTEM OF RECOVERABLE HYDRAULIC DRIVE OF A FOREST TRUCK WITH A SEMI-TRAILER

DSc (Engineering), Professor **V.I. Posmetyev**

PhD (Engineering), Associate Professor **V.O. Nikonov**

PhD (Physics and Mathematics), Associate Professor **V.V. Posmetyev**

DSc (Engineering), Associate Professor **V.A. Zelikov**

FSBEI HE "Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov",  
Voronezh, Russian Federation

The relevance of developing new devices for accumulation and conversion of compressed air energy in a regenerative hydraulic drive of a timber truck with a semitrailer has been substantiated. The layout of recuperative mechanisms on a timber tractor with a semitrailer and the diagram of a recuperative hydraulic drive with subsystems for accumulating and converting compressed air energy are presented. A simplified diagram of a pneumatic energy-saving sys-

tem for studying the functioning of the subsystems of accumulation and energy conversion of compressed air is presented. A mathematical model has been developed to evaluate the efficiency of using a pneumatic energy-saving system, which includes the equations of change in the gas state in its elements, solved by the Euler numerical method. A modeling algorithm is described, consisting of seven repeating steps performed in the process of computer simulation. The developed computer program is presented, which allows studying pneumatic energy-saving system. Computer experiments with the most typical set of its design and technological parameters are presented. The time dependences of the volume of the pneumatic cavities under consideration, the amount of substance in them, pressure and air temperature in the pneumatic cavities under consideration are obtained. The influence of the diameter of the pneumatic cylinder on the filling time of the receiver, the number of strokes of the piston and thermal efficiency has been defined.

**Keywords:** timber truck, semitrailer, recuperative hydraulic drive, mathematical model, simulation, accumulation, conversion, compressed air energy, receiver

### Введение

Интенсивное развитие технологий получения и использования рекуперированной энергии в процессе работы пневмо- и гидравлических приводов машин в последнее время подтвердило свою конкурентоспособность по отношению к традиционным способам их функционирования, как по экологическим, так и по экономическим соображениям. Наиболее существенной проблемой, оказывающей влияние на эффективное и надежное функционирование рекуперативных пневмо- и гидравлических приводов машин с подсистемами преобразования и аккумулирования энергии сжатого воздуха, является проблема разработки новых устройств аккумулирования энергии в них. Принципы аккумулирования энергии сжатого воздуха заключаются в переводе энергии давления рабочей жидкости в энергию сжатого воздуха с последующим ее преобразованием в энергию давления рабочей жидкости в необходимый период времени. В результате протекания тепло-массообменных процессов с окружающей средой при аккумулировании и преобразовании энергии сжатого воздуха происходит существенное снижение производительности аккумулирования. С учетом этого разработка и применение новых устройств аккумулирования энергии сжатого воздуха в пневмо- и гидравлических приводах машин, направленных на минимизацию возникающих тепловых потерь в процессе преобразования и аккумулирования, удовлетворяющих постоянно возрастающим требованиям эффективности, является актуальным.

В статье Qihui Yu и Qiancheng Wang (2019) приведено обоснование необходимости использо-

вания перспективных технологий хранения энергии сжатого воздуха. Описаны свойства реального газа, протекающие адиабатические и изотермические процессы, а также способы повышения эффективности этих процессов [1].

Laijun Chen и Tianwen Zheng (2016) в своей работе рассматривают современные технологии аккумулирования энергии сжатого воздуха, ими предпринимаются попытки продемонстрировать фундаментальные принципы, классификации и режимы работы этих технологий [2].

Работа Rafael Rivelino Silvo Bravo (2018) посвящена исследованию концепции накопления в ресиверах и дальнейшего использования в гидравлической системе энергии сжатого воздуха в процессе торможения транспортного средства, оснащенного гидропневматической гибридной трансмиссией. Выявлено, что предлагаемая система позволяет накапливать до 69 % энергии в процессе полного торможения транспортного средства [3].

В статье Sylvain Lemoufouet и Alfred Rufer (2006) приведена схема высокоэффективной гибридной системы накопления энергии сжатого воздуха в ресиверах с высоким жизненным циклом. Выявлены недостатки данной системы, заключающиеся в низких характеристиках пневматического двигателя. Предложен способ повышения термодинамического преобразования энергии сжатого воздуха в ресиверах, основанный на работе системы при высоком и переменном давлении в изотермическом процессе [4].

V.I. Posmetyev (2018) в своих исследованиях приводит математическую модель пневматической подсистемы устройства аккумулирования энергии

сжатого газа и разработанную на ее основе компьютерную программу, позволившие исследовать влияние геометрических и теплофизических параметров элементов пневмосистемы на эффективность аккумулирования энергии и тепловые потери. Выявлено, что наибольшее снижение потерь, с 9,7 до 5 %, происходит при толщине теплоизолирующего слоя 20-30 мм [5].

Во всех рассмотренных выше работах полученные результаты не имеют прямого отношения к рекуперативным гидроприводам лесовозных транспортных средств. В настоящее время имеются только разрозненные результаты исследований, касающиеся отдельных систем аккумулирования и преобразования энергии сжатого воздуха [6, 7].

На основании этого авторами предлагается рекуперативный гидропривод лесовозного тягача с полуприцепом, который включает в себя (рис. 1, 2): рекуперативные механизмы стрелы 1, рукояти 2, опорно-поворотного устройства 3 гидроманипулятора, рекуперативные механизмы колес 4, подвесок 5, седельно-сцепного устройства 6, механизм преобразования энергии 7, пневматический аккумуляторный агрегат 8, гидравлический насосный агрегат 9, всасывающую 10, сливные 11-14 и напорные 15, 16 гидравлические магистрали, гидролинии 17 подачи рабочей жидкости под давлением, пневмолинии 18, 19 подачи сжатого воздуха.

Предлагаемый рекуперативный гидропривод позволяет снизить нагрузку при работе основного гидравлического насоса и тем самым снизить нагрузку двигателя лесовозного тягача с полуприцепом и, соответственно, снизить расход топлива и токсичность выхлопных газов. Это достигается за

счет преобразования энергии рабочей жидкости, поступающей под давлением от рекуперативных механизмов стрелы, рукояти, опорно-поворотного устройства, подвески, гидромоторов колес, седельно-сцепного устройства, в энергию сжатого воздуха в механизме преобразования энергии, дальнейшего аккумулирования энергии сжатого воздуха в пневматическом аккумуляторном агрегате и преобразования этой энергии в энергию давления рабочей жидкости в гидравлическом насосном агрегате с последующим ее полезным использованием, как при движении лесовозного тягача с полуприцепом, так и при погрузке и разгрузке сортиментов гидроманипулятором.

Представим для исследования механизм преобразования энергии 7 сжатого воздуха и пневматический аккумуляторный агрегат 8 рекуперативного гидропривода (рис. 2) следующей упрощенной схемой пневматической энергосберегающей системы, содержащей три пневматические полости, соединенные обратными клапанами  $K_1$  и  $K_2$  (рис. 3).

Перевод механической энергии в энергию сжатого воздуха и обратно производится в пневмоцилиндре  $\Pi$ , положение поршня в котором задается параметром  $x_{\Pi}$ . Рабочая полость пневмоцилиндра характеризуется объемом  $V_{\Pi}$ , количеством газа в полости  $v_{\Pi}$ , давлением и температурой воздуха  $P_{\Pi}$  и  $T_{\Pi}$  соответственно. Коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_{\Pi}$ ,  $\alpha_{\tau}$ ,  $\alpha_a$  для рассматриваемых пневматических полостей зависят от геометрии внешней поверхности, ее состояния и характера обтекания окружающим воздухом и его температуры.

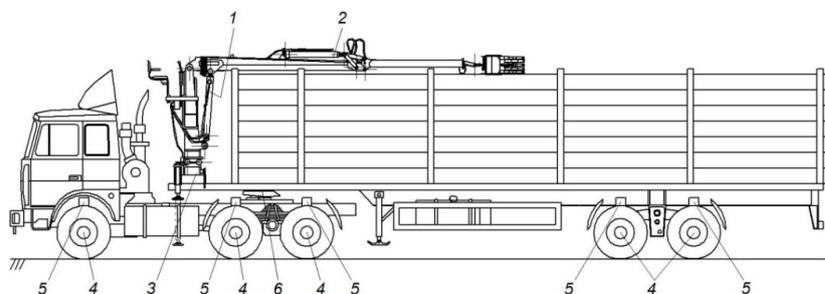


Рис. 1. Схема размещения рекуперативных механизмов на лесовозном автопоезде (собственные разработки)

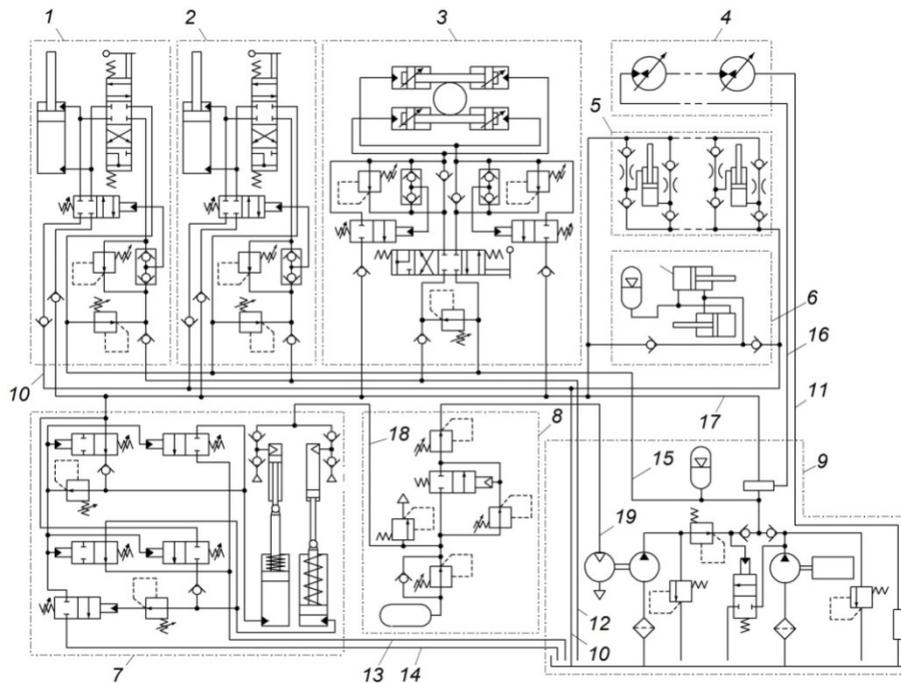
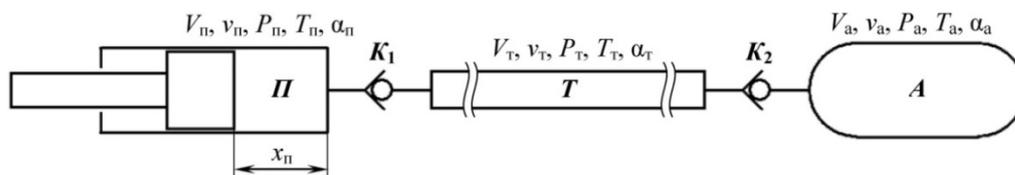


Рис. 2. Схема рекуперативного гидропривода лесовозного тягача с полуприцепом (собственные разработки)



П – пневмоцилиндр; Т – трубопровод сжатого воздуха; А – ресивер;  $K_1$  и  $K_2$  – обратные клапаны

Рис. 3. Основные элементы пневматической энергосберегающей системы (механизма преобразования энергии и пневматического аккумуляторного агрегата) (собственные разработки)

Включение трубопровода  $T$  как отдельного элемента необходимо для большей физической адекватности модели: в газовых линиях даже незначительной протяженности могут происходить несколько значимых эффектов (упругое, упруго-вязкое и необратимое растяжение трубопроводов, теплоотдача, потери газа и т. п.), неблагоприятно влияющих на эффективность системы энергосбережения. Трубопровод в модели характеризуется четырьмя параметрами: объемом полости трубопровода  $V_t$ , количеством вещества, давлением и температурой воздуха в трубопроводе  $v_t, P_t, T_t$ .

Запасение энергии сжатого газа производится в ресивере  $A$ , который в модели характеризуется четырьмя параметрами: объемом  $V_a$ , а также коли-

чеством вещества, давлением  $P_a$  и температурой  $T_a$  воздуха.

При функционировании рекуперативного гидропривода лесовозного тягача с полуприцепом происходит движение поршня в пневмоцилиндре, что приводит к перекачиванию воздуха между пневматическими полостями с учетом работы обратных клапанов, изменению состояния воздуха в полостях, теплообмену с окружающей средой.

#### Материалы и методы

Для оценки эффекта от использования предлагаемого рекуперативного гидропривода на лесовозном тягаче с полуприцепом разработана математическая модель [8-12].

Уравнения изменения состояния газа в элементах пневматической энергосберегающей системы решаются численным методом: методом Эйлера. Поэтому для краткости изложения далее приведены окончательные уравнения численной схемы в конечных разностях.

В начальный момент времени  $t = 0$  (в численной схеме этому соответствует номер шага интегрирования по времени  $\tau_0 = 0$ ) давление воздуха в каждой рассматриваемой полости задается равным атмосферному  $P_0 = 101\,325$  Па, а температура – равной характерной летней температуре  $T_0 = 300$  К:

$$P_{\Pi}^0 = P_0; P_T^0 = P_0; P_A^0 = P_0; \quad (1)$$

$$T_{\Pi}^0 = T_0; T_T^0 = T_0; T_A^0 = T_0. \quad (2)$$

Начальное количество вещества (воздуха)  $v_k^0$  в каждой полости  $k$  рассчитывается из уравнения состояния идеального газа

$$v_k^0 = \frac{P_k^0 V_k^0}{RT_k^0}, \quad (3)$$

С началом численного интегрирования на каждом шаге по времени  $\tau_i$  производится следующая последовательность действий.

1. Задается текущее положение поршня в пневмоцилиндре  $x_{\Pi}$ . Для теоретической оценки эффективности системы пневматической рекуперации целесообразно задать движение поршня по гармоническому закону

$$x_{\Pi}(t) = x_{\Pi 0} + A \sin(2\pi f t), \quad (4)$$

где  $x_{\Pi 0}$  – среднее положение поршня (положение в момент времени  $t = 0$ );  $A$  – амплитуда перемещения поршня;  $f$  – частота периодического движения поршня. Для более детального моделирования целесообразно использовать приближенные к реальности законы  $x_{\Pi}(t)$ , для чего могут быть использованы многочисленные разработанные авторами модели лесных машин с детальным представлением механической и гидравлической подсистем.

2. По известному положению поршня  $x_{\Pi}(t)$  (в разностной схеме используется обозначение  $x_{\Pi}^{\tau}$ ) рассчитывается текущий объем полости пневмоцилиндра  $V_{\Pi}^{\tau}$

$$V_{\Pi}^{\tau} = x_{\Pi}^{\tau} \pi \frac{D_{\Pi}}{4}, \quad (5)$$

где  $D_{\Pi}$  – диаметр пневмоцилиндра. Объемы трубопровода  $V_T$  и ресивера  $V_A$  в первом приближении считаются постоянными.

3. Изменение объема газа в пневмоцилиндре вызывает изменение температуры, которое рассчитывается в адиабатическом приближении для воздуха

$$T_{\Pi}^{\tau} = T_{\Pi}^{\tau-1} \left( \frac{V_{\Pi}^{\tau}}{V_{\Pi}^{\tau-1}} \right)^{\frac{7}{5}}, \quad (6)$$

где индексы  $\tau-1$  и  $\tau$  означают предыдущий и текущий шаги интегрирования по времени.

4. В результате теплообмена каждой полости с окружающей средой происходит изменение температуры газа, которое рассчитывается на основе закона Ньютона-Рихмана:

$$T_k^{\tau} = T_k^{\tau-1} - \alpha_k (T_k^{\tau-1} - T_0) \Delta t, \quad (7)$$

где  $\alpha_k$  – коэффициент теплоотдачи, зависящий преимущественно от площади контакта полости с окружающей средой и характера теплоизоляции стенок полости;  $k$  – индекс полости («П», «Т» или «А»),  $\Delta t$  – шаг интегрирования по времени (в последующих расчетах принимался равным 0,002 с). В данной формуле равенство имеет смысл присваивания той же переменной  $T_k^{\tau}$ .

5. По текущим значениям объема и температуры рассчитывается текущее давление в полостях на основе уравнения состояния идеального газа:

$$P_k^{\tau} = v_k R \frac{T_k^{\tau}}{V_k^{\tau}}. \quad (8)$$

6. Несоответствие давлений в полостях приводит к перетеканию газа из полости в полость. Для расчета используется следующая формула:

$$\begin{cases} v_i^{\tau} = v_i^{\tau-1} - d_{ij} \sqrt{P_i^{\tau-1} - P_j^{\tau-1}}; \\ v_j^{\tau} = v_j^{\tau-1} + d_{ij} \sqrt{P_i^{\tau-1} - P_j^{\tau-1}}, \end{cases} \quad (9)$$

где  $d_{ij}$  – коэффициент дросселирования, размерность которого приведена к отношению количества вещества к давлению. Если полости  $i$  и  $j$  соединены обратным клапаном, коэффициент дросселирования в прямом направлении равен определенному коэффициенту  $d_{ij0}$  и равен нулю в обратном направлении:

$$\begin{cases} d_{ij} = d_{ij0}; \\ d_{ji} = 0. \end{cases} \quad (10)$$

7. Изменение количества вещества при перетекании воздуха из полости в полость приводит к изменению температуры газа

$$T_k^\tau = T_k^\tau + (T_0 - T_k^\tau) \frac{V_k^\tau - V_k^{\tau-1}}{V_k^{\tau-1}}. \quad (11)$$

Далее перечисленные семь этапов многократно повторяются в процессе компьютерного эксперимента. Изложенный алгоритм моделирования можно представить следующей схемой (рис. 4).

На схеме алгоритма добавлены обозначения:  $t_{\text{кэ}}$  – длительность компьютерного эксперимента;  $[t_{\text{кэ}}/\Delta t]$  – номер последнего шага интегрирования; квадратные скобки означают округление до целого числа.

Для исследования модели была разработана компьютерная программа «Программа для моделирования пневматической энергосберегающей системы». Программа составлена на языке Object Pascal в среде программирования Borland Delphi 7.0.

Программа предназначена для моделирования работы пневматической энергосберегающей системы, укрупненно, из пневмоцилиндра, достаточно протяженной газовой линии и ресивера.

Программа воспроизводит процессы перекачивания газа между пневматическими полостями, изменения его состояния, теплообмена с окружающей средой, инициированные движением поршня пневмоцилиндра по заданному закону, в частности, синусоидальному.

Функциональные возможности программы:

- задание в тексте программы параметров элементов пневмосистемы, состояния газа и внешней среды (рис. 5);

- проведение компьютерного эксперимента по многократному движению поршня пневмоцилиндра с постепенным заполнением ресивера сжатым воздухом;

- вывод схематических изображений пневмоцилиндра, газовой линии и ресивера, комплектов графиков зависимости от времени количества вещества, объема, температуры и давления в рассматриваемых пневматических полостях. Программа достаточно универсальна и применима для энергосберегающих пневмосистем различного типа и масштаба.

Основные ограничения программы: рабочее давление воздуха в полостях: от 0,1 до 5,0 МПа; временное разрешение (шаг интегрирования дифферен-

циальных уравнений):  $5 \cdot 10^{-6}$  с; длительность компьютерного эксперимента – от 0 до 60 с машинного времени. Программа рассчитана на использование ЭВМ с процессором класса не ниже Pentium 2,6 ГГц, объеме оперативной памяти не менее 2048 Мбайт. Объем исходного текст программы составляет 7 Кбайт.

### Результаты и обсуждение

Для оценки эффективности пневматической энергосберегающей системы был проведен компьютерный эксперимент с наиболее типичным набором ее конструктивных и технологических параметров. Диаметр пневматического цилиндра составлял 0,3 м, поршень двигался с амплитудой 0,2 м и частотой 0,2 Гц. Объемы трубопровода и ресивера составляли 0,01 и 0,02 м<sup>3</sup>. Объем пневмоцилиндра колебался вблизи средней линии около 0,021 м<sup>3</sup> (рис. 6, а).

С началом работы пневматической энергосберегающей системы содержание воздуха (количество вещества  $v_n$ ) в пневмоцилиндре изменяется по практически периодическому закону (рис. 6, б). В трубопроводе же и в ресивере количество вещества постепенно растет по ступенчатому закону (рис. 6, в). Таким образом, происходит постепенное заполнение ресивера для последующего использования.

В процессе работы пневматической энергосберегающей системы давление в пневмоцилиндре  $P_n(t)$  изменяется по пульсирующему закону (рис. 7, а), причем амплитуда импульсов увеличивается с течением времени, так как с каждым ходом поршня необходимо все большее давление, чтобы вытолкнуть порцию воздуха в постепенно заполняющиеся трубопровод и ресивер. Благодаря обратным клапанам давление в трубопроводе и ресивере увеличивается ступенчатым образом (рис. 7, а), и указанные давления практически совпадают между собой. После каждого поступления порции воздуха происходит его охлаждение, поэтому давление после ступенчатого скачка несколько снижается (на 3 ... 6 %) в течение промежутка времени до поступления следующей порции воздуха. Интенсивное периодическое сжатие воздуха приводит к существенным колебаниям его температуры (рис. 7, б). Нагрев воздуха является наиболее существенным недостатком пневматической энергосберегающей системы по сравнению с гидравлическими или механическими.

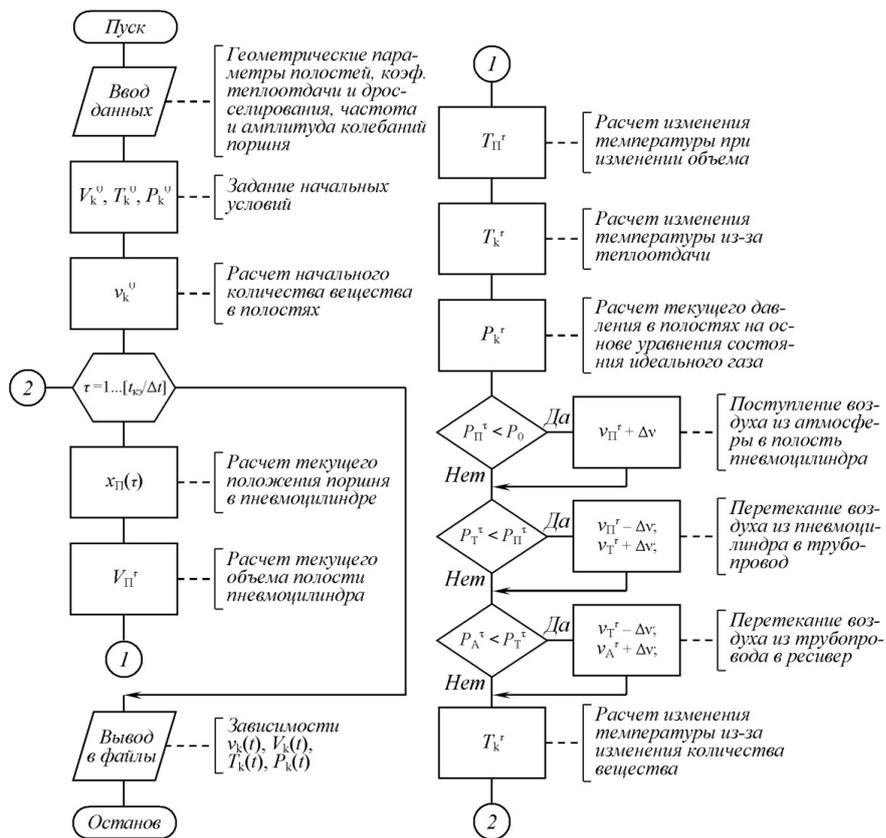


Рис. 4. Схема алгоритма моделирования пневматической энергосберегающей системы (собственные разработки)

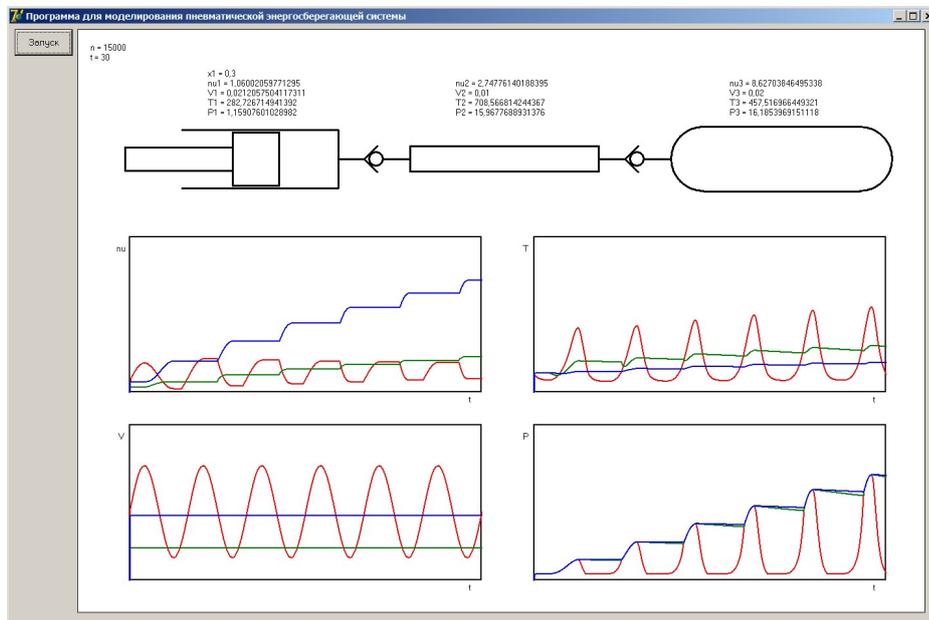
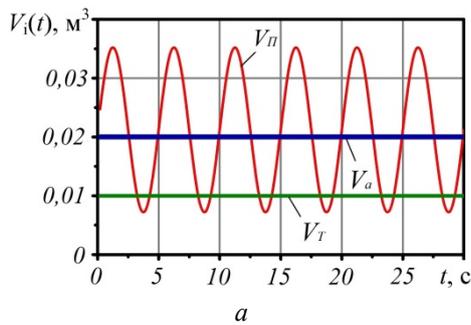
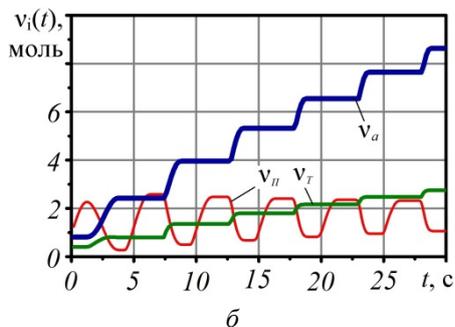


Рис. 5. Вывод на экран результатов моделирования в «Программе для моделирования пневматической энергосберегающей системы» (собственные разработки)



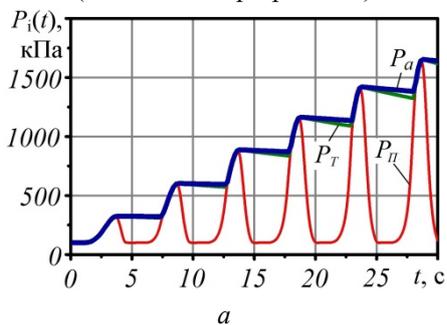
a



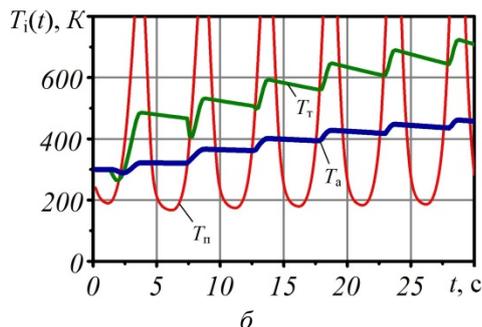
b

$P$  – поршневая полость;  $T$  – полость газовой линии;  $A$  – полость ресивера

Рис. 6. Зависимость от времени объема  $V_i$  рассматриваемых пневматических полостей (a) и количества вещества  $v_i$  в них (b) (собственные разработки)



a



b

$P$  – поршневая полость;  $T$  – полость газовой линии;  $A$  – полость ресивера

Рис. 7. Зависимость от времени давления  $P_i$  (a) и температуры  $T_i$  (b) воздуха в рассматриваемых пневматических полостях (собственные разработки)

Из-за нагрева воздуха до  $500\text{ }^{\circ}\text{C}$  может происходить интенсивный теплообмен с окружающей средой, несмотря на хорошую теплоизоляцию, что ведет к потерям запасаемой энергии и снижению КПД энергосберегающей системы. Кроме того, при создании разрежения в пневмоцилиндре воздух охлаждается до  $-80\text{ }^{\circ}\text{C}$ , что может приводить к сублимации воды из влажного воздуха. В целом, амплитуда колебаний температуры превышает  $600\text{ }^{\circ}\text{C}$ , что предъявляет высокие требования к конструкции и материалам пневмоцилиндра. Температура воздуха также является довольно высокой, около  $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ , что требует теплоизоляции трубопровода для снижения температурных градиентов и изготовления трубопровода и уплотнений из материалов, устойчивых к нагреву. Температура воздуха в ресивере не превышает  $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ , что позволяет использовать большинство промышленных ресиверов.

Оценка показала, что заполнение типичного ресивера объемом  $20\text{ л}$  до характерного давления  $1,5\text{ МПа}$  составляет около  $28\text{ с}$ . Подсчет тепловых потерь в пневмоцилиндре, трубопроводе и ресивере за это время позволил получить тепловой КПД  $\eta = 87,5\%$ . Несмотря на то что из-за пневматического принципа работы системы энергосбережения потери на теплообмен с окружающей средой составляют  $12,5\%$ , сохранение  $87,5\%$  энергии является довольно высоким показателем для системы энергосбережения. Кроме того, тепловой КПД может быть повышен за счет большей частоты движения поршня или при использовании большего диаметра пневмоцилиндра.

Для изучения влияния диаметра пневмоцилиндра на эффективность работы пневматической системы энергосбережения проведена серия из восьми компьютерных экспериментов по заполнению ресивера объемом  $0,02\text{ м}^3$  до давления  $1,5\text{ МПа}$  с различными внутренними диаметрами пневмоцилиндра: от  $0,15$  до  $0,50\text{ м}$  с шагом  $0,05\text{ м}$ .

Установлено, что с увеличением диаметра  $D_n$  время заполнения ресивера  $t_3$  снижается по закону, близкому к обратно-пропорциональному (рис. 8, a). Количество ходов поршня, которое необходимо совершить для заполнения ресивера, практически пропорционально времени заполнения (рис. 8, б). Тепловой КПД системы энергосбережения растет с увеличением диаметра пневмоцилиндра (рис. 8, в) и

начиная с диаметра 0,35 м выходит на приблизительно постоянное значение. При малом диаметре пневмоцилиндра 0,15 м необходимо 145 с и 30 ходов поршня для заполнения ресивера. При этом тепловой КПД оказывается очень низким, около 49 %, из-за того, что нагретый накачиваемый газ на протяжении длительного времени отдает тепловую энергию в окружающую среду.

При большом диаметре пневмоцилиндра 0,50 м заполнение ресивера происходит всего за 13 с, для чего требуется менее трех ходов поршня. Тепловой КПД при этом очень высок, около 93 %, так как газовые полости практически не успевают за такое короткое время отдать внутреннюю энергию газа во внешнюю среду. Однако из-за большого диаметра пневмоцилиндра создается существенное сопротивление движению элементов основной механической системы, что снизит механический КПД и может затруднять ее работу.

Оптимальным является диаметр пневмоцилиндра 0,25-0,30 м, при котором время заполнения типичного ресивера составляет 28 ... 43 с, необходимо 6 ... 9 ходов поршня, тепловой КПД составляет 80 ... 88 %, и пневмоцилиндр достаточно малого диаметра не оказывает чрезмерно высокого сопротивления основной механической системе, для которой энергию при торможении и демпфировании необходимо рекуперировать. Однако в этом случае тепловой КПД резко снижается до 49 %.

### Выводы

1. Разработана математическая модель, позволяющая рассчитать показатели эффективности пневматической энергосберегающей системы рекуперативного гидропривода лесовозного тягача с полуприцепом на основе ее конструктивных и технологических параметров.

2. Разработана компьютерная программа, позволяющая проводить компьютерные эксперименты с моделью пневматической энергосберегающей системы и определять на их основе оптимальные параметры системы.

3. Время заполнения ресивера объемом 20 л до давления 1,5 МПа составляет около 28 с, тепловой КПД составляет 87,5 %.

4. Оптимальным является диаметр пневмоцилиндра в пределах 0,25 ... 0,30 м, при котором время заполнения типичного ресивера составляет 28 ... 43 с при 6...9 ходах поршня, тепловой КПД составляет 80 ... 88 %. При использовании пневмоцилиндра меньшего диаметра он не оказывает высокого сопротивления основной механической системе, но в этом случае тепловой КПД снижается до 49 %.

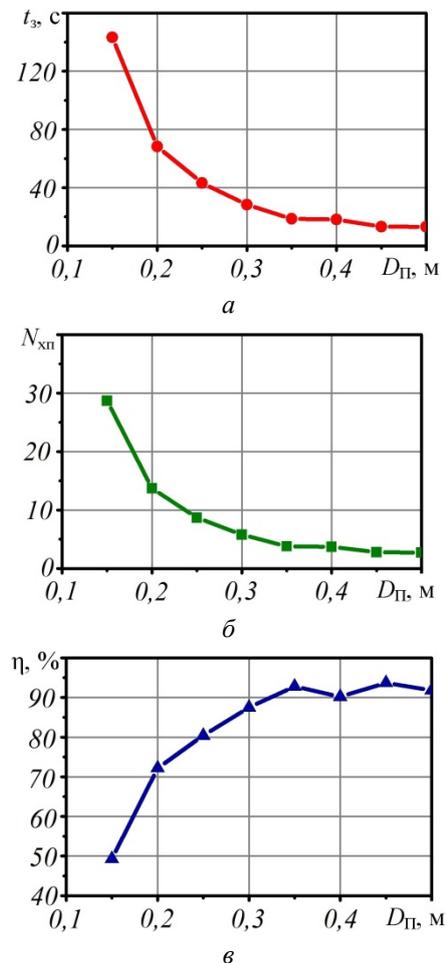


Рис. 8. Влияние диаметра пневмоцилиндра  $D_{П}$  на время  $t_з$  заполнения ресивера до давления 1,5 МПа (а), количество ходов поршня  $N_{хп}$  (б) и тепловой КПД  $\eta$  (в) (собственные разработки)

### Библиографический список

1. A review of compressed-air energy storage / Qihyi Yu, Qiancheng Wang, Xin Tan, Guihua Fang, Jianguo Meng // Journal of Renewable and Sustainable Energy. – 2019. – № 11, 042702. – Bibliogr.: 116 titles. – DOI: 10.1063/1.5095969.

2. Review and prospect of compressed air energy storage system / Laijun Chen, Tianwen Zheng, Shengwei Mai [et al.] // *Journal of Modern Power Systems and Clean Energy*, 2016. – Volume 4, Issue 4. – P. 529–541. – DOI: 10.1007/340565-016-0240-5.
3. Rivelino Silva Bravo R. Design and analysis of a parallel hydraulic-pneumatic regenerative braking system for heavy-duty hybrid vehicle / R. Rivelino Silva Bravo, V. Juliano De Negri, A. Antonio Martins Oliveira // *Applied Energy*. – 2018. – Vol. 225. – P. 60–77. – DOI 10.1016/j.apenergy.2018.04.102.
4. Lemofouet, S. A hybrid energy storage system based on compressed air and supercapacitors with maximum efficiency paint tracking (MEPT) / S. Lemofouet, A. Rufer // *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2006. – Volume 53, Issue 4. – P. 1105–1115. – DOI 10.1109/TIE.2006.878323.
5. Posmetev, V. I. Investigation of the energy-saving hydraulic drive of a multifunctional automobile with a subsystem of accumulation of compressed air energy / V. I. Posmetev, V. O. Nikonov, V. V. Posmetev // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, IOPConf 2018. – 2018. – № 441. – P. 1–7. – DOI: 10.1088/1757-899X/441/1/012041.
6. Патент № 2695165 Российской Федерации, МПК F15B 1/024, F15B 21/14, F15B 11/0725. Устройство для аккумуляции сжатого воздуха : № 2018102618 : заявл. 23.01.2018 ; опубл. 22.07.2019 / В. И. Посметьев, В. О. Никонов, В. В. Посметьев ; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО ВГЛТУ имени Г.Ф. Морозова. – 9 с.
7. Патент № 2695169 Российской Федерации, МПК F04B 35/008. Устройство для преобразования энергии давления жидкости в энергию сжатого газа : № 2018117611 : заявл. 15.05.2018 ; опубл. 22.07.2019 / В. И. Посметьев, В. О. Никонов, М. В. Драпалюк, В. В. Посметьев ; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО ВГЛТУ имени Г. Ф. Морозова. – 6 с.
8. Советов, Б. Я. Моделирование систем : учеб. – 3-е изд., перераб. и доп. / Б. Я. Советов, С. А. Яковлев. – М. : Высш. шк., 2001. – 343 с. – Библиогр.: с. 340–341. – ISBN 5-06-003860-2.
9. Грановский, В. А. Методы обработки экспериментальных данных при измерениях : учеб. пособие / В. А. Грановский, Т. Н. Сирая. – Ленинград : Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1990. – 288 с. – Библиогр.: с. 284–286. – ISBN 5-283-04480-7.
10. Горский, В. Г. Планирование промышленных экспериментов (модели динамики) : учеб. пособие / В. Г. Горский, Ю. П. Адлер, А. М. Талалай. – Москва : Металлургия, 1978. – 112 с. – Библиогр.: с. 105–110.
11. Адлер, Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных решений: учеб. пособие / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. – Москва : Наука, 1976. – 279 с.
12. Мельников, С. В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов: учеб. пособие / С. В. Мельников, В. Р. Алешкин, П. М. Рощин. – Ленинград : Колос, 1980. – 168 с.

### References

1. Qihyi Yu, Qiancheng Wang, Xin Tan, Guihua Fang, Jianguo Meng (2019). A review of compressed-air energy storage. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, № 11, 042702; doi: 10.1063/1.5095969.
2. Laijun Chen, Tianwen Zheng, Shengwei Mai (et al.) (2016) Review and prospect of compressed air energy storage system. *Journal of Modern Power Systems and Clean Energy*, Vol. 4, Issue 4, pp. 529-541; doi: 10.1007/340565-016-0240-5.
3. Rivelino Silva Bravo R., Juliano De Negri V., Antonio Martins Oliveira A. (2018) Design and analysis of a parallel hydraulic-pneumatic regenerative braking system for heavy-duty hybrid vehicles. *Applied Energy* 225, Article ID 57201819693, pp. 60-77; doi : 10.1016/j.apenergy.2018.04.102.
4. Lemofouet S., Rufer A. (2006) A hybrid energy storage system based on compressed air and supercapacitors with maximum efficiency paint tracking (MEPT), *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Volume 53, Issue 4, pp. 1105-1115; doi : 10.1109/TIE.2006.878323.
5. Posmetev V.I., Nikonov V.O., Posmetev V.V. (2018) Investigation of the energy-saving hydraulic drive of a multifunctional automobile with a subsystem of accumulation of compressed air energy. *IOP Conference Series*:

*Materials Science and Engineering*, ISPCJET'2018, № 441 012041, Article ID 57204207263, 7 p.; doi: 10.1088/1757-899X/441/1/012041.

6. Posmetyev V.I., Nikonov V.O., Posmetyev V.V. *Ustroistvo dlya akkumulirovaniya sjatogo vozduha* [Device for accumulating compressed air]. Patent RF, no. 2695165, 2019.

7. Posmetyev V.I., Nikonov V.O., Drapalyuk M.V., Posmetyev V.V. *Ustroistvo dlya preobrazovaniya energii davleniya zhidkosti v energiyu sjatogo gaza* [Device for converting liquid pressure energy into compressed gas energy]. Patent RF, no. 2695169, 2019.

8. Sovetov B.Ya., Yakovlev S.A. *Modelirovanie system* [Modeling systems]. Moscow: High School, 2001. 343 p. (In Russian).

9. Granovskii V.A., Siraya T.N. *Metodi obrabotki eksperimentalnih dannyh pri izmereniyah* [Methods for processing experimental data in measurements]. L.: Energoatomizdat. Leningr. Otd-nie, 1990. 288 p. (In Russian).

10. Gorskii V.G., Adler Yu.P., Talalai A.M. *Planirovanie promishlennih eksperimentov (modeli dinamiki)* [Planning of industrial experiments (dynamics models)]. M.: Metallurgy, 1978. 112 p. (In Russian).

11. Adler Yu.P., Markova E.V., Granovskii Yu.V. *Planirovanie eksperimenta pri poiske optimalnikh resheniy* [Planning an experiment when searching for optimal solutions]. M.: Science, 1976. 279 p. (In Russian).

12. Melnikov S.V., Aleshkin V.R., Roshchin P.M. *Planirovanie eksperimenta v issledovaniyah selskohozyaistvennih processov* [Planning an experiment in research on agricultural processes]. L.: Kolos, 1980. 168 p. (In Russian).

### Сведения об авторах

*Посметьев Валерий Иванович* – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры производства, ремонта и эксплуатации машин ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», г. Воронеж, Российская Федерация; e-mail: posmetyev@mail.ru.

*Никонов Вадим Олегович* – кандидат технических наук, доцент кафедры производства, ремонта и эксплуатации машин ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», г. Воронеж, Российская Федерация; e-mail: 8888nike8888@mail.ru.

*Посметьев Виктор Валерьевич* – кандидат физико-математических наук, доцент, доцент кафедры механизации лесного хозяйства и проектирования машин ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», г. Воронеж, Российская Федерация; e-mail: victorvpo@mail.ru.

*Зеликов Владимир Анатольевич* – доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой организации перевозок и безопасности движения ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», г. Воронеж, Российская Федерация; e-mail: zelikov-vrn@mail.ru.

### Information about authors

*Posmetyev Valery Ivanovich* – DSc (Engineering), Professor, Professor of the Department of Production, Repair and Operation of Cars, FSBEI HE "Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov", Voronezh, Russian Federation; e-mail: posmetyev@mail.ru.

*Nikonov Vadim Olegovich* – PhD (Engineering), Associate Professor of the Department of Production, Repair and Operation of Cars, FSBEI HE "Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov", Voronezh, Russian Federation; e-mail: 8888nike8888@mail.ru.

*Posmetyev Viktor Valeryevich* – PhD (Physics and Mathematics), Associate Professor of the Department of Forestry Mechanization and Machine Design, FSBEI HE "Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov", Associate Professor, Voronezh, Russian Federation; e-mail: victorvpo@mail.ru.

*Zelikov Vladimir Anatolyevich* – DSc (Engineering), Associate Professor, head of the Department of Organization of Transportation and Traffic Safety, FSBEI HE "Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov", Voronezh, Russian Federation; e-mail: zelikov-vrn@mail.ru.