

УДК 339.9:658:630

С. А. Голякевич

Белорусский государственный технологический университет

**ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО
ОБОРУДОВАНИЯ ФОРВАРДЕРА КАК МЕХАТРОННОЙ СИСТЕМЫ**

В статье рассмотрены общие принципы имитационного моделирования совокупности мехатронных элементов технологического оборудования форвардера в составе металлоконструкции манипулятора, его гидравлического привода, системы управления приводом, чувствительной к нагрузке. При разработке имитационной модели была использована среда Matlab с пакетами приложений Simulink/Simscape. Модель описывает кинематику и динамику движения звеньев манипулятора Kesla 600-1, приводимого в действие гидравлической системой форвардера «Амкодор 2661-01». В статье изложены технические характеристики компонентов моделируемой мехатронной системы и диапазоны их изменения. Для каждого элемента имитационной модели приведены математические описания с указанием принятых константных значений. Данные, используемые в статье, соответствуют выполнению операции погрузки сортиментов при последовательном и параллельном движении гидроцилиндров телескопического звена, рукояти и стрелы. Рассмотрена работа привода на режиме холостого хода двигателя, при номинальной частоте вращения коленчатого вала и при ее промежуточных значениях. Моделирование выполнено с учетом динамики открытия предохранительных клапанов гидросистемы, гидрораспределителей, инерционности движения звеньев манипулятора и их демпфирующих свойств. В заключении статьи приводятся рекомендации по дальнейшему использованию имитационной модели.

Ключевые слова: форвардер, модель, режим, операция, манипулятор, привод, управление.

S. A. Golyakevich

Belarusian State Technological University

**IMITATION MODELING OF TECHNOLOGICAL FORWARDER EQUIPMENT
AS A MECHATRONIC SYSTEM**

The article discusses the general principles of simulation modeling mechatronic elements of the technological equipment the forwarder consisting of: metal-structure of the manipulator, hydraulic drive, drive control load sensing system. When developing a simulation model, Matlab was used with Simulink/Simscape application packages. The model describes the kinematics and dynamics of the Kesla 600-1 manipulator links driven by the hydraulic system of the forwarder Amkodor 2661-01. The article describes the technical characteristics of the components of the mechatronic model being modeled and the ranges of their changes. For each element of the simulation model, mathematical descriptions are given with an indication of the adopted constant values. The data presented in the article correspond to the performance of the loading of assortments with the successive and parallel movement of the hydraulic cylinders of the telescopic link, arm and boom. Considered the operation of the drive at idle mode of the engine, at the nominal frequency of rotation of the crankshaft and at its intermediate values. The simulation, was performed taking into account the dynamics of opening of the hydraulic system safety valves, hydraulic expansion valves, inertia of movement of the manipulator links and their damping properties. The article concludes with recommendations for further use of the simulation model.

Key words: forwarder, model, mode, operation, manipulator, drive, control.

Введение. Моделирование мехатронных систем лесных машин — сложная междисциплинарная задача, охватывающая научные достижения в моделировании технологических процессов лесозаготовительного производства, работы гидравлических приводов, кинематики и динамики движения, электронного управления, программирования [1–4].

Основная часть. Модель привода манипулятора построена в системе имитационного математического моделирования Simulink/Sim-

scare. В качестве исходной схемы подключения гидравлических компонентов привода использована гидравлическая схема форвардера «Амкодор 2661-01».

Исполнительными механизмами манипулятора являются гидроцилиндры подъема стрелы, рукояти, выдвигания телескопа и реечного механизма поворота. Гидроцилиндр подъема стрелы имеет рабочий диаметр гильзы 110 мм, диаметр штока 70 мм и ход поршня 688 мм. Гидроцилиндр привода телескопического звена

имеет следующие технические характеристики: диаметр гильзы 50 мм, диаметр штока 30 мм и ход поршня 2050 мм.

Гидроцилиндр рукоятки имеет диаметр гильзы 110 мм, диаметр штока 56 мм и ход поршня 790 мм.

Рабочее давление в гидросистеме создается аксиально-поршневым регулируемым насосом Sauer Danfoss FRL-074В с объемной подачей 74 см³/об., номинальным и максимальным рабочим давлением 31 и 40 МПа соответственно. Минимальная, номинальная и максимальная частоты вращения входного вала гидронасоса составляют соответственно 500, 2400 и 2800 об./мин. Управление подачей гидронасоса осуществляется по принципу системы, чувствительной к нагрузке (LS – Load Sensing). Гидравлический насос приводится в действие от редуктора отбора мощности с передаточным отношением 1,14, подключенного к двигателю Д-260.1 номинальной мощностью 114 кВт, достигаемой при номинальной частоте вращения коленчатого вала (2100 об./мин).

Работа гидравлической системы построена на основе математических описаний отдельных гидравлических компонентов, объединенных в единую схему с исполнительными механизмами согласно исходной гидравлической схеме.

Источник гидравлической энергии в виде аксиально-поршневого насоса математически описан величинами подводимого крутящего момента и выходного объемного расхода гидравлической жидкости с учетом механических и объемных потерь.

Объемный расход Q (м³) насоса вычислялся по зависимости

$$Q = Q_{\text{ideal}} + Q_{\text{leak}};$$

$$Q_{\text{ideal}} = D_{\text{sat}} \cdot \omega,$$

где Q_{ideal} – объемный расход гидравлической жидкости без учета потерь м³/с; Q_{leak} – объемные потери гидравлической жидкости в насосе, м³/с; D_{sat} – выходная величина мгновенной подачи насоса, м³/об.; ω – мгновенная угловая скорость входного вала насоса, рад/с.

Крутящий момент τ (Н·м), подводимый к насосу, определялся по зависимостям:

$$\tau = \tau_{\text{ideal}} + \tau_{\text{friction}};$$

$$\tau_{\text{ideal}} = D_{\text{sat}} \cdot \Delta p,$$

где τ_{ideal} – требуемый крутящий момент на входном валу, Н·м; τ_{friction} – момент внутреннего трения в насосе, Н·м; Δp – мгновенный перепад давления между входом и выходом из насоса, Па.

$$D_{\text{sat}} = \begin{cases} D_{\text{max}}, & D \geq D_{\text{max}}, \\ \sqrt{D^2 + D_{\text{threshold}}^2}, & D \geq 0, \\ -\sqrt{D^2 + D_{\text{threshold}}^2}, & D < 0, \end{cases}$$

где D_{max} – максимальная подача гидравлической жидкости, м³/об. ($74 \cdot 10^{-6}$ м³/об.); D – мгновенное изменение подачи насоса, пропорциональное входному сигналу управления S_{pump} , м³/об.; $D_{\text{threshold}}$ – предельная минимальная подача насоса, м³/об. ($0,5 \cdot 10^{-6}$ м³/об.).

Величина объемных потерь гидравлической жидкости в насосе рассчитывалась по зависимости

$$Q_{\text{leak}} = K_{\text{HP}} \cdot \omega,$$

где K_{HP} – коэффициент Хагена – Пуазейля для ламинарных течений.

Момент внутреннего трения в насосе определялся по выражению

$$\tau_{\text{friction}} = \left(\tau_0 + K_{\text{TP}} \left| \frac{D_{\text{sat}}}{D_{\text{max}}} \right| \cdot |\Delta p| \right) \text{th} \left(\frac{4\omega}{\omega_{\text{threshold}}} \right),$$

K_{TP} – коэффициент трения в элементах насоса, пропорциональный перепаду давления Δp , Н·м/Па ($0,6 \cdot 10^{-6}$ Н·м/Па); τ_0 – крутящий момент, потребляемый насосом без нагрузки, Н·м (0,05 Н·м); $\omega_{\text{threshold}}$ – минимальная предельная угловая скорость привода насоса, рад/с (52 рад/с).

Коэффициент Хагена – Пуазейля для ламинарных течений определялся следующим выражением:

$$K_{\text{HP}} = \frac{\rho_{\text{nom}} \cdot \nu_{\text{nom}} \cdot \omega_{\text{nom}} D_{\text{max}}}{\rho \nu \Delta p_{\text{nom}}} (1 - \eta_v),$$

где ρ_{nom} – номинальная плотность гидравлической жидкости, для которой достигается номинальная эффективность насоса, кг/м³ (900 кг/м³); ν_{nom} – номинальная кинематическая вязкость гидравлической жидкости, для которой достигаются номинальные значения эффективности насоса, сСт (18 сСт); ρ – фактическая плотность жидкости в гидросистеме, кг/м³ (900 кг/м³); ν – кинематическая вязкость жидкости, в гидросистеме привода, сСт (18 сСт); ω_{nom} – номинальная угловая скорость вала, рад/с (252 рад/с); Δp_{nom} – номинальный перепад давления насоса, при котором достигается номинальный объемный КПД, Па ($26 \cdot 10^6$ Па); η_v – номинальный объемный КПД насоса, который достигается для указанных выше номинальных условий и принят равным 0,92.

Максимальное давление в гидравлической системе ограничивалось нормально закрытым перепускным клапаном с величиной суммарной площади утечек S_{leak} ($1 \cdot 10^{-12} \text{ м}^2$). Клапан начинает открываться в момент, когда перепад давления на нем превышает установленную величину Δp_{set} ($26 \cdot 10^6 \text{ Па}$). Функция изменения площади открытия клапана $S(\Delta p_{AB})$ принималась линейно пропорциональной перепаду давления на его входе и выходе:

$$S(\Delta p_{AB}) = S_{\text{leak}} + k(\Delta p_{AB} - \Delta p_{\text{set}}),$$

где S_{leak} – суммарная площадь утечек на клапане, м^2 ($1 \cdot 10^{-12} \text{ м}^2$); Δp_{AB} – мгновенный перепад давления между входом и выходом клапана, Па; Δp_{set} – давление настройки клапана, ниже которого он остается закрытым, Па ($3 \cdot 10^6 \text{ Па}$).

Коэффициент пропорциональности k определялся по зависимости

$$k = \frac{S_{\text{max}} - S_{\text{leak}}}{\Delta p_{\text{reg}}},$$

где S_{max} – максимальная площадь открытия клапана, м^2 ($5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$); Δp_{reg} – диапазон регулирования клапана, Па ($3 \cdot 10^5 \text{ Па}$).

Клапан становится полностью открытым в случае, когда мгновенный перепад давления Δp_{AB} превосходит величину Δp_{max} (Па):

$$\Delta p_{\text{max}} = \Delta p_{\text{set}} + \Delta p_{\text{reg}}.$$

Для поддержания заданного перепада давления и минимизации влияния давления на скорость потока гидравлической жидкости на каждой секции гидравлического распределителя устанавливался гидравлический компенсатор давления. Его математическое описание аналогично приведенному выше, с той лишь разницей, что компенсатор является постоянно открытым, а управляющий перепад задается не разницей величин давления на входе и выходе компенсатора, а разницей на входе и выходе секции распределителя. Площадь открытия $S(\Delta p_{XY})$ компенсатора (Па) рассчитывалась по формуле

$$S(\Delta p_{XY}) = S_{\text{leak}2} - k_2(\Delta p_{XY} - \Delta p_{\text{set}2}),$$

где $S_{\text{leak}2}$ – суммарная площадь утечек на клапане, м^2 ($1 \cdot 10^{-12} \text{ м}^2$); Δp_{XY} – мгновенный перепад давления между входом и выходом клапана, Па; $\Delta p_{\text{set}2}$ – давление настройки клапана, ниже которого он остается максимально открытым, Па ($30 \cdot 10^5 \text{ Па}$).

Максимальная площадь открытия клапана S_{max} для расчета коэффициента k_2 принята равной $1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$.

Привод манипулятора оборудован гидрораспределителем Sauer Danfoss PVG32 с ЕНРС type1. Гидрораспределитель состоит из шести 3-позиционных 3-поточных секций, каждая из которых имеет 1 вход для поступающей от насоса гидравлической жидкости, 2 выхода для прямой и реверсивной подачи гидравлической жидкости на исполнительный механизм, 2 выхода на слив и в магистраль управления, назначение которых меняется на противоположное при реверсировании потока. Управление секцией гидрораспределителя осуществляется по управляющему сигналу, задающему ход золотника.

Секция описана шестью дросселями переменного сечения, площадь которых увеличивается и уменьшается пропорционально величине входного управляющего сигнала. В качестве примера рассмотрим работу секции гидроцилиндра стрелы. Положительный сигнал пропускает гидравлическую жидкость по пути PA , BT и AT_1 , а также закрывает пути PB и PC (рис. 1).

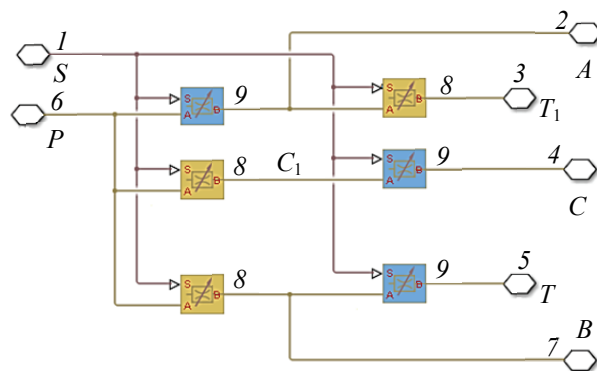


Рис. 1. Логическая схема работы секции распределителя:

1 – сигнал управления распределителем S ; 2 – выход распределителя A ; 3 – слив распределителя T_1 ; 4 – выход распределителя C ; 5 – выход распределителя T ; 6 – вход распределителя P ; 7 – выход распределителя B ; 8 – регулируемый дроссель, который открывается при отрицательном сигнале управления S ; 9 – регулируемый дроссель, который открывается при положительном сигнале управления S

Мгновенный расход Δq ($\text{м}^3/\text{с}$) через дроссель определялся зависимостями:

$$\Delta q = C_D \cdot A(h) \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \frac{\Delta p}{(\Delta p^2 + \Delta p_{\text{cr}}^2)^{1/4}};$$

$$h = x_0 + x \cdot \text{or};$$

$$A(h) = \begin{cases} h \cdot \frac{A_{\text{max}}}{h_{\text{max}}} + A_{\text{leak}}, & h > 0, \\ A_{\text{leak}}, & h \leq 0, \end{cases}$$

где C_D – коэффициент расхода потока (1); $A(h)$ – мгновенная площадь проходного сечения дросселя, m^2 ; Δp_{cr} – минимальный перепад давления через дроссель, при котором возможно образование турбулентного потока, рассчитанное по методу ламинарного перехода; h – мгновенное значение смещения элемента управления, м; x_0 – величина исходного смещения элемента управления; x – величина смещения элемента управления относительно исходного положения, м; or – идентификатор дополнительного открытия (+1) или закрытия (-1) дросселя; A_{max} – максимальная площадь проходного сечения дросселя, m^2 ($8 \cdot 10^{-6} m^2$); h_{max} – максимальное смещение элемента управления, м ($8 \cdot 10^{-3} m$); A_{leak} – суммарная площадь утечки при закрытом дросселе, m^2 .

$$\Delta p_{cr} = \frac{\rho}{2} \left(\frac{Re \cdot v}{C_D \cdot D_H} \right)^2;$$

$$D_H = \sqrt{\frac{4A}{\pi}},$$

где Re – критическое число Рейнольдса; D_H – мгновенный диаметр гидравлического отверстия, м.

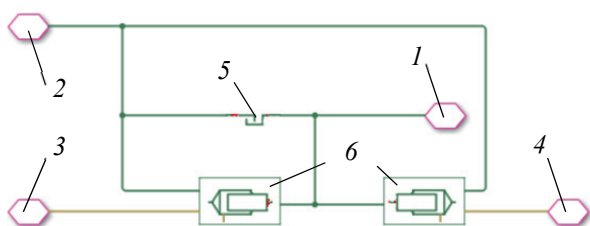


Рис. 2. Логическая схема работы гидроцилиндра двойного действия:

- 1 – выходной сигнал движения штока гидроцилиндра;
- 2 – опорная точка гидроцилиндра;
- 3, 4 – точки подключения полостей гидроцилиндров к гидравлическим магистралям;
- 5 – блок упругодемпфирующих свойств в конечных положениях гидроцилиндра; 6 – гидроцилиндры одностороннего действия (блоки преобразования энергии гидравлического потока в механическую энергию поступательного движения)

Преобразование энергии гидравлического потока в механическое поступательное перемещение штока гидроцилиндра описывалось следующими математическими зависимостями:

$$q = -\frac{d}{dt} \left(\frac{\rho}{\rho_1^{atm}} \right) V + \left(\frac{\rho}{\rho_1^{atm}} \right) \cdot \varepsilon \cdot (v_R - v_C) \cdot A;$$

$$F = \varepsilon \cdot p \cdot A;$$

$$\rho = \frac{\left(\frac{\alpha}{1-\alpha} \right) \rho_g^{atm} + \rho_l^{atm}}{\left(\frac{\alpha}{1-\alpha} \right) \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{1}{\gamma}} + e^{-\frac{p-p_0}{\beta_1}}},$$

где q – расход гидравлической жидкости в соответствующую полость гидроцилиндра, m^3/c ; V – мгновенный объем жидкости в полости гидроцилиндра, m^3 ; ε – направление движения поршня; v_R – скорость движения штока гидроцилиндра, м/с; v_C – скорость движения корпуса гидроцилиндра, м/с; A – эффективная площадь поршня, m^2 ; F – усилие, развиваемое гидроцилиндром, Н; p – давление гидравлической жидкости в соответствующей полости гидроцилиндра, Па.

Таким образом в модели учтена сжимаемость жидкости. Мгновенный объем жидкости в полости гидроцилиндра определялся зависимостью

$$V = V_{dead} + A \cdot (x_0 + x),$$

где V_{dead} – объем гидравлической жидкости, заключенный под поршнем гидроцилиндра при полностью сложенном его состоянии, m^3 ; x_0 – начальное положение поршня, м; x – смещение поршня относительно положения x_0 , м.

Скорость движения штока гидроцилиндра описывалась выражением

$$\frac{dx}{dt} = \varepsilon \cdot (v_R - v_C).$$

Движение поршней гидроцилиндров в конечных положениях (g_p , м, и g_n , м) описывалось с учетом работы упругодемпфирующих устройств (рис. 2), имеющих конечные константные величины коэффициентов жесткости K_p (Н/м) и демпфирования D_p (Н/м·с). К примеру, при достижении поршнем гидроцилиндра стрелы конечного положения, равного $g_p = 0,688$ м, на гидроцилиндр начинает действовать упругая сила F_{up} , Н. До этого упругая сила F_{up} была равна 0:

$$F_{up} = \begin{cases} K_p (x - g_p) + D_p \cdot v, & \text{если } x \geq g_p, \\ 0, & \text{если } g_n < x < g_p, \\ K_p (x - g_n) + D_p \cdot v, & \text{если } x \leq g_n. \end{cases}$$

Скорость движения поршня гидроцилиндра в каждый момент времени определялась как первая производная координаты его перемещения x (м) по времени t (с).

Подача аксиально-поршневого реверсивного гидравлического насоса регулировалась отдельной моделью автоматизированной системы

управления, чувствительной к нагрузке. Выходным сигналом для насоса являлась величина хода управляющего гидроцилиндра сервопривода. Ввиду ограниченности объема статьи подробное описание модели управления будет предложено в отдельной публикации.

Анализ реализации энергетического потенциала форвардера рассмотрим на примере работы его манипулятора на операции погрузки сортиментов.

Подъем сортимента осуществлялся с уровня, расположенного на 0,3 м ниже опорной поверхности форвардера «Амкодор 2662-01» (1,7 м ниже горизонтального уровня опоры колонны манипулятора). Вылет манипулятора соответствовал кинематически максимальному. Продольная координата точки захвата сортимента относительно вертикальной оси манипулятора составляла 7,55 м. Иные технические характеристики манипулятора Kesla Foresteri 600-1 приведены в таблице.

Скорость поднимания сортиментов регулировалась за счет изменения проходного сечения золотника от 2 мм² до 22 с шагом 2 мм².

Технические характеристики манипулятора Kesla Foresteri 600-1

Характеристика	Величина
Вылет стрелы, м	8,2
Грузоподъемность на максимальном вылете, кг	540
Грузовой момент, кН·м	80
Угол поворота манипулятора, град	380
Масса манипулятора без масла, захвата и ротатора, кг	1425
Масса ротатора	56
Масса захвата, кг	168
Диаметр охвата, мм	75–600
Площадь охвата, м ²	0,28

Следует отметить значительную долю непродуктивных затрат энергии в общих энергозатратах работы манипуляторов [5–10].

Так, при минимальной скорости подъема затраты на подъем самого манипулятора (68,1 кДж рис. 3 поз.1) составляют более половины (56%) энергозатрат на подъем сортимента максимальной массы (121,5 кДж рис. 3 поз. 6). При максимальной скорости подъема данное соотношение увеличивается и составляет 75% (106,8 и 143,3 кДж соответственно).

Увеличение скорости подъема сортиментов приводит к непропорциональному росту затрат энергии, вызванных работой сил инерции. Так, при уменьшении времени подъема манипулятора с 16,27 до 8,63 с (на 53%) прирост энерге-

тических затрат составляет 6,36 кДж (9,3%). Дальнейшее уменьшение времени подъема приводит к более значительному росту энергозатрат: 49,5% прироста по времени (с 8,63 до 4,27 с) соответствует приросту затрат энергии на 19,7% (на 14,68 кДж). Последующий анализ графиков рис. 3 с использованием критерия энергетического потенциала производительности (ЭПП) показал, что использование в качестве критерия оценки исключительно величины ЭПП не дает однозначного ответа о рациональности того или иного режима выполнения операции, так как функция ЭПП не имеет экстремума. Окончательное решение о рациональности режима работы может быть получено только при использовании дополнительного анализа [11] способов выполнения операций и их последовательности для каждого исполнительного механизма манипулятора, когнитивных способностей операторов, усталостной долговечности конструкции и характеристик автоматизированных систем управления [12–14], имеющих собственные диапазоны эффективной эксплуатации.

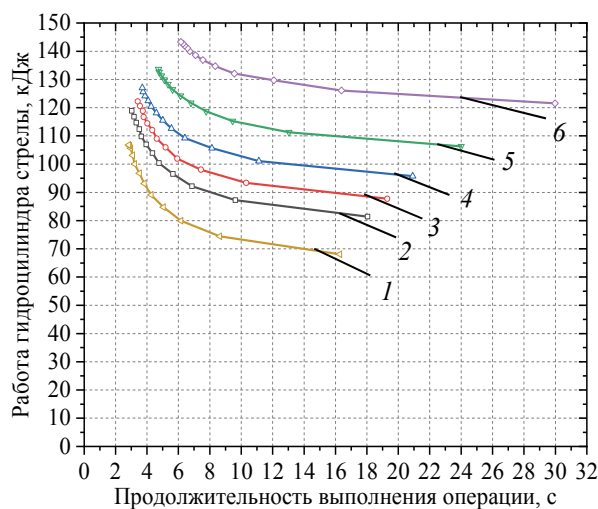


Рис. 3. Энергетическая оценка режима работы манипулятора при длине сортиментов 6 м и их диаметре (массе):

1 – порожний манипулятор; 2 – 0,25 м (230 кг);
3 – 0,3 м (330 кг), 4 – 0,35 м (450 кг);
5 – 0,4 м (588 кг); 6 – 0,45 м (744 кг)

Заключение. На основе рассмотрения манипулятора форвардера как мехатронной системы получена его имитационная модель, учитывающая параметры гидропривода манипулятора, кинематику и динамику его конструкции, особенности управления и др.

Имитационная модель учитывает сжимаемость гидравлической жидкости, логику работы распределительных устройств, параметры жесткости и демпфирования гидроцилиндров в

конечных положениях, работу предохранительных клапанов и др.

Установлены энергозатраты на исполнительных механизмах манипулятора и проведен их анализ. Получены нелинейные зависимости времени подъема манипулятора и роста энергозатрат на его привод. Отмечено, что оконча-

тельное решение о рациональности режима работы манипулятора может быть получено только при использовании дополнительного анализа, который среди прочего должен основываться на изучении прочности металлоконструкции, особенностей операторов и логики систем автоматизированного управления [15–18].

Литература

1. Анализ тенденций развития конструкций многооперационных лесозаготовительных машин / С. П. Мохов [и др.] // Труды БГТУ. 2012. № 2: Лесная и деревообраб. пром-сть. С. 18–20.
2. Голякевич С. А. Повышение надежности конструкций многооперационных лесных машин выбором режимов работы на основе энергетического потенциала: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.21.01 / Белорус. гос. технол. ун-т. Минск, 2013. 27 с.
3. Golyakevich S., Goronovsky A. Workload estimation of harvesters during the operations of work cycle // Transport. 2013. Issue 28 (3). P. 323–330.
4. Голякевич С. А. Анализ эксплуатационных режимов работы многооперационных лесозаготовительных машин // Труды БГТУ. 2013. № 2: Лесная и деревообраб. пром-сть. С. 72–78.
5. Gellerstedt S. Operation of the Single-Grip Harvester: Motor-Sensory and Cognitive Work // J. of Forest Engineering. 2002. Vol. 13, no. 2. P. 45–47.
6. Гинзбург Ю. В., Швед А. И., Парфенов А. П. Промышленные тракторы. М.: Машиностроение. 296 с.
7. Голякевич С. А., Гороновский А. Р. Эффективность работы многооперационных лесозаготовительных машин с учетом ограничивающих факторов // Труды БГТУ. 2012. № 2: Лесная и деревообраб. пром-сть. С. 8–11.
8. Жуков А. В. Теоретические основы выбора технических параметров и улучшения эксплуатационных свойств специальных лесных машин: дис. ... д-ра техн. наук: 05.21.01. Л., 1987. 315 с.
9. Голякевич С. А. Комплексная техническая оценка потребительских качеств лесных машин // Труды БГТУ. 2015. № 2: Лесная и деревообраб. пром-сть. С. 67–71.
10. Golyakevich S. A., Goronovsky A. R. Evaluation of Loading Dynamics of Fatigue Life for a Forwarder Half-Frame Articulation // Journal of Machinery Manufacture and Reability. 2017. No. 5. P. 463–471.
11. Голякевич С. А., Гороновский А. Р., Мохов С. П. Методика оценки технических характеристик форвардеров на стадии проектирования // Труды БГТУ. 2016. № 2: Лесная и деревообраб. пром-сть. С. 15–19.
12. Drive and Control Systems for Forestry Machines. URL: http://www.boschrexroth.com/country_units/america/united_states/sub_websites/brus_brh_m/en/Documentation_and_Resources/9_brochures_and_catalogs/a_downloads/re98057.pdf (date of access: 14.05.2012).
13. Heinze A. Modelling, simulation and control of a hydraulic crane: submitted for the Degree of Master of Science in Automotive Mechatronics. Växjö, 2007. 135 p.
14. Lögren B. Kinematic Control of Redundant Knuckle Booms with Automatic Path Following Functions // Department of Machine Design Royal Institute of Technology. 2009 [Electronic resource]. URL: <http://kth.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2:277303> (date of access: 18.05.2012).
15. Wang J., Greene W. An Interactive Simulation System for Modeling Stands, Harvests, and Machines // Journal of Forest Engineering. 1999. Vol. 10, no. 1. P. 81–99.
16. Hesse K. Components and systems for tractor, stacker and combine // Bosch Rexroth Mobile Training. 2003, February. P. 18–20.
17. Drive and Control Systems for Combine Harvesters and Forage Harvesters. Bosch Rexroth AG. 2001. RE 98071.
18. Load Sensing Systems. Principle of Operation. Eaton Corporation, 1992. 28 p.

References

1. Mokhov S. P., Golyakevich S. A., Pishchov S. N., Ariko S. Ye. Analysis of trends in the development of multioperational forest machines. *Trudy BGTU* [Proceedings of BSTU], 2012, no. 2: Forest and Woodworking Industry, pp. 18–20 (In Russian).
2. Golyakevich S. A. *Povysheniye nadezhnosti nesushchikh konstruksiy mnogooperatsionnykh lesnykh mashin vyborom rezhimov raboty na osnove energeticheskogo potentsiala. Avtoref. dis. kand. tekhn. nauk* [Increasing the reliability of load-bearing structures of multi-operation forest machines by selecting operating modes based on the energy potential. Abstract of thesis cand. techn. sci.]. Minsk, 2013. 27 p.

3. Golyakevich S., Goronovsky A. Workload estimation of harvesters during the operations of work cycle. *Transport*, 2013, issue 28 (3), pp. 323–330.
4. Golyakevich S. A. Analysis of operational modes of operation of multi-operative logging machines. *Trudy BGTU* [Proceedings of BSTU], 2013, no. 2: Forest and Woodworking Industry, pp. 72–78 (In Russian).
5. Gellerstedt S. Operation of the Single-Grip Harvester: Motor-Sensory and Cognitive Work. *J. of Forest Engineering*, 2002, vol. 13, no. 2, pp. 45–47.
6. Ginzburg Yu. V., Shved A. I., Parfenov A. P. *Promyshlennyye traktory* [Industrial tractors]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1986. 296 p.
7. Golyakevich S. A., Goronovsky A. R. Efficiency of multi-operation logging machines taking into account limiting factors. *Trudy BGTU* [Proceedings of BSTU], 2012, no. 2: Forest and Woodworking Industry, pp. 8–11 (In Russian).
8. Zhukov A. V. *Teoreticheskiye osnovy vybora tekhnicheskikh parametrov i uluchsheniya ekspluatatsionnykh svoystv spetsial'nykh lesnykh mashin. Dis. dokt. tekhn. nauk* [Theoretical bases of a choice of technical parameters and improvement of operational properties of special forest machines. Doct. Diss.]. Leningrad, 1987. 315 p.
9. Golyakevich S. A. Comprehensive technical assessment of consumer qualities of forest machines. *Trudy BGTU* [Proceedings of BSTU], 2015, no. 2: Forest and Woodworking Industry, pp. 67–71 (In Russian).
10. Golyakevich S. A., Goronovsky A. R. Evaluation of Loading Dynamics of Fatigue Life for a Forwarder Half-Frame Articulation. *Journal of Machinery Manufacture and Reability*, 2017, no. 5, pp. 463–471.
11. Golyakevich S. A., Goronovsky A. R., Mokhov S. P. Methods for assessing the technical characteristics of forwarders at the design stage. *Trudy BGTU* [Proceedings of BSTU], 2016, no. 2: Forest and Woodworking Industry, pp. 15–19 (In Russian).
12. Drive and Control Systems for Forestry Machines. Available at: http://www.boschrexroth.com/country_units/america/united_states/sub_websites/brus_brh_m/en/Documentation_and_Resources/9_brochures_and_catalogs/a_downloads/re98057.pdf (accessed 14.05.2012).
13. Heinze A. Modelling, simulation and control of a hydraulic crane: submitted for the Degree of Master of Science in Automotive Mechatronics. Växjö, 2007. 135 p.
14. Lögren B. Kinematic Control of Redundant Knuckle Booms with Automatic Path Following Functions. Available at: <http://kth.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2:277303> (accessed 18.05.2012).
15. Wang J., Green W. An Interactive Simulation System for Modeling Stands, Harvests, and Machines. *Journal of Forest Engineering*, 1999, vol. 10, no. 1, pp. 81–99.
16. Hesse K. Components and systems for tractor, stacker and combine. *Bosch Rexroth Mobile Training*, 2003, February, pp. 18–20.
17. Drive and Control Systems for Combine Harvesters and Forage Harvesters. Bosch Rexroth AG. 2001. RE 98071.
18. Load Sensing Systems. Principle of Operation. Eaton Corporation, 1992. 28 p.

Информация об авторе

Голякевич Сергей Александрович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры лесных машин, дорог и технологий лесопромышленного производства. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Сverdlova, 13а, Республика Беларусь). E-mail: gsa@belstu.by

Information about the author

Golyakevich Sergey Aleksandrovich – PhD (Engineering), Associate Professor, the Department of Logging Machinery, Forest Roads and Timber Production Technology. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: gsa@belstu.by

Поступила 11.03.2019