

УДК 621.878.4

В. П. Тарасик

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КОЛЁСНОГО ПОГРУЗЧИКА В ПРОЦЕССЕ НАБОРА ГРУНТА В КОВШ

UDC 621.878.4

V. P. Tarasik

MODELING OF TRANSIENT CHARACTERISTICS OF A WHEEL LOADER DURING FILLING A BUCKET WITH SOIL

Аннотация

Изложена предлагаемая методика моделирования режимов функционирования колёсного погрузчика при разработке материала штабеля. Построены математические модели нагружения рабочего органа погрузчика и характеристик работы двигателя и гидротрансформатора. Приведены графики распределения энергии двигателя между потребителями и переходные характеристики системы при выполнении технологического процесса.

Ключевые слова:

колёсный погрузчик, ковш, гидроцилиндр, двигатель, гидротрансформатор, коробка передач, характеристики грунта, математические модели.

Abstract

The procedure for modeling the operation modes of a wheel loader is described. Mathematical models for loading a working attachment of the loader and characteristics of engine and torque converter operation have been developed. The diagrams of distribution of engine energy between users are given, as well as transient characteristics of the system in the course of executing the technological process.

Key words:

wheel loader, bucket, hydraulic cylinder, engine, hydraulic torque converter, gearbox, soil characteristics, mathematical models.

Работа фронтального погрузчика характеризуется цикличностью выполнения технологического процесса. При наборе грунта из штабеля или разработке карьера рабочий цикл погрузчика состоит из следующих этапов: опускание ковша в исходное положение во время подъезда к штабелю; набор грунта в ковш; запрокидывание ковша; подъём заполненного ковша; отъезд от штабеля; подъезд к месту разгрузки; разгрузка ковша; возвращение к штабелю [1].

Наиболее сложным и энергозатратным является этап набора грунта в ковш. Он осуществляется перемещением погрузчика на первой передаче отно-

сительно штабеля с соответствующим управлением подъёма стрелы и поворота ковша. При подъезде к штабелю ковш опускается, его нож врезается в разрабатываемый материал на ходу погрузчика, используя силу тяги и накопленную кинетическую энергию, и далее производится набор грунта в ковш.

Проведём анализ процесса функционирования всех основных механизмов и систем при выполнении данной операции, оценим их нагруженность и затраты энергии.

Различают три способа разработки материала штабеля или карьера в процессе заполнения ковша: отдельный,



совмещённый и комбинированный. Наиболее эффективны два последних способа.

На рис. 1 представлена схема комбинированного способа.

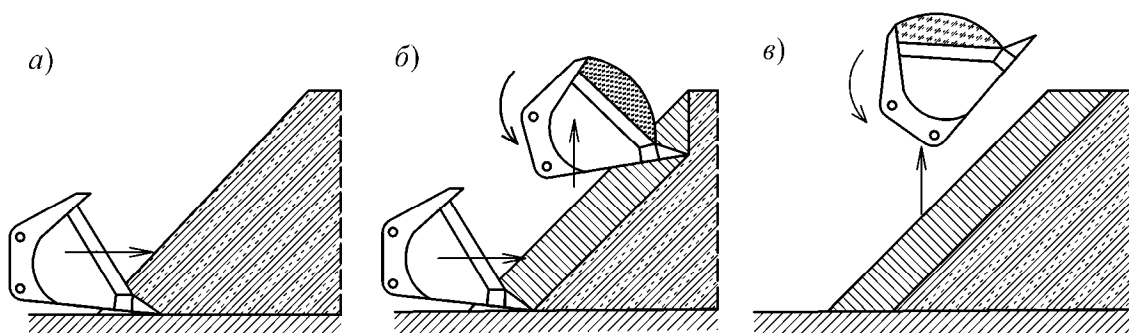


Рис. 1. Схема комбинированного способа разработки материала штабеля

После врезания ковша в материал штабеля (см. рис. 1, а) по мере продвижения погрузчика осуществляется постепенный подъём стрелы, что обеспечивает срезание слоя грунта определённой толщины, как показано на рис. 1, б. По окончании наполнения ковша он запрокидывается и продолжается его подъём на необходимую высоту для последующей транспортировки к месту разгрузки (рис. 1, в). Включается передача реверса, и погрузчик отъезжает от штабеля.

В процессе наполнения ковша осуществляется соответствующее управление режимом работы двигателя для рационального использования его энергии и топлива.

Цель исследования – получение характеристик переходных процессов и оценка режимов функционирования двигателя, гидротрансформатора, механической части трансмиссии и рабочего оборудования погрузчика при выполнении технологического процесса разработки материала штабеля.

Для решения поставленной задачи разработана динамическая модель погрузчика и составлено математическое описание физических процессов взаимодействия погрузчика с разрабатываемым материалом штабеля.

Динамическая модель погрузчика

представлена на рис. 2.

Модель отображает инерционные, упругие, диссипативные, трансформаторные и фрикционные свойства механизмов погрузчика и воздействия на него внешней среды. Параметры инерционных элементов – моменты инерции J_i , кг·м² (J_1 – двигателя и насосного колеса гидротрансформатора; J_2 – турбины гидротрансформатора; J_3 и J_4 – коробки передач; J_5 – главных передач и дифференциалов; J_6 – колёсных передач и шин; J_7 – учёт инерционности поступательно движущейся массы погрузчика). Параметры упругих элементов – коэффициенты жёсткости c_j , Н·м/рад (c_1 – карданной передачи между гидротрансформатором и коробкой передач; c_2 – карданных передач привода ведущих мостов; c_3 – полуосей и шин). Параметры диссипативных элементов μ_j , Н·м·с/рад. Фрикционный элемент Φ_1 отображает сцепление коробки передач, а Φ_2 – сцепление ведущих колёс с опорной поверхностью. Передаточные числа коробки передач u_{11} и u_{12} , главной передачи u_0 , а колёсной передачи u_k . Внешние воздействия на

динамическую систему погрузчика:
 M_d – вращающий момент двигателя;
 M_H и M_T – моменты насосного и турбинного колёс гидротрансформатора;
 $M_{нас}$ – момент привода насоса рабоче-

го оборудования; $M_{ГМП}$ – момент потерь в коробке передач; M_c – суммарный момент сопротивления движению погрузчика (моменты в ньютон-метрах).

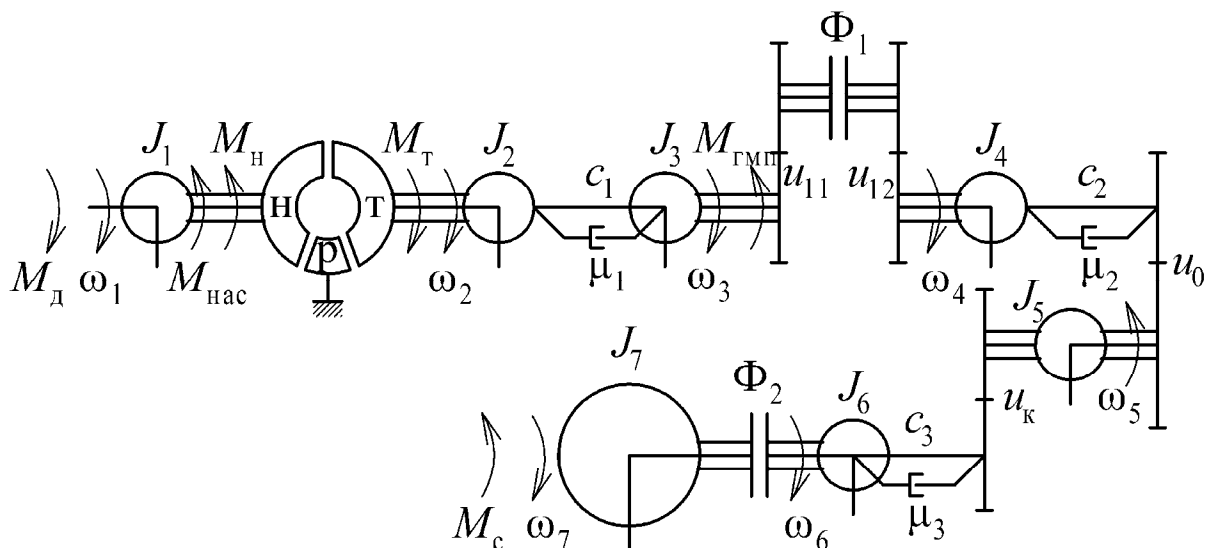


Рис. 2. Динамическая модель погрузчика

На основе структурно-матричного метода [2] составлена система диффе-

ренциальных уравнений математической модели погрузчика

$$\left. \begin{aligned}
 d\omega_1/dt &= (M_d - M_H - M_{нас})/J_1; \\
 d\omega_2/dt &= (M_T - M_{y1} - M_{д1})/J_2; \\
 \frac{d\omega_3}{dt} &= \frac{M_{y1} + M_{д1} - M_{ГМП} - M_{\phi 1} \text{sign } \omega_{\phi 1} (1 - L_1) / KT_{11} - (M_{y2} + M_{д2}) L_1 P_1 / (KT_{11} KT_{12})}{J_3 + J_4 L_1 / (u_{11} u_{12})^2}; \\
 \frac{d\omega_4}{dt} &= \frac{(M_{y1} + M_{д1} - M_{ГМП}) L_1 P_1 KT_{11} KT_{12} + M_{\phi 1} \text{sign } \omega_{\phi 1} (1 - L_1) KT_{12} - (M_{y2} + M_{д2})}{J_3 L_1 (u_{11} u_{12})^2 + J_4}; \\
 d\omega_5/dt &= [(M_{y2} + M_{д2}) KT_0 - (M_{y3} + M_{д3}) / KT_k] / J_5; \\
 d\omega_6/dt &= [(M_{y3} + M_{д3}) - M_{\phi 2} \text{sign } \omega_{\phi 2} (1 - L_2) - M_c L_2 P_2] / (J_6 + J_7 L_2); \\
 d\omega_7/dt &= [-M_c + M_{\phi 2} \text{sign } \omega_{\phi 2} (1 - L_2) + (M_{y3} + M_{д3}) L_2 P_2] / (J_6 L_2 + J_7); \\
 dM_{y1}/dt &= c_1(\omega_2 - \omega_3); \\
 dM_{y2}/dt &= c_2(\omega_4 - \omega_5 u_0); \\
 dM_{y3}/dt &= c_3(\omega_5 / u_k - \omega_6),
 \end{aligned} \right\} (1)$$

где ω_i – угловые скорости сосредоточенных масс динамической модели; M_{yj} и M_{dj} – моменты упругих и дис-

сипативных элементов соответственно; $\omega_{\phi 1}$ и $\omega_{\phi 2}$ – угловые скорости скольжения фрикционных элементов коробки



передач и ведущих колёс погрузчика соответственно; L_1 и L_2 – дискретные функции замыкания сцеплений; P_1 и P_2 – функции размыкания сцеплений; KT_{11} и KT_{12} – коэффициенты трансформации зубчатых трансформаторов коробки передач; KT_0 и KT_k – коэффициенты трансформации главной и колёсной передач соответственно.

Коэффициенты трансформации вычисляются по следующим формулам:

$$\begin{aligned} KT_{11} &= u_{11}\eta_{11}; & KT_{12} &= u_{12}\eta_{12}; \\ KT_0 &= u_0\eta_0; & KT_k &= u_k\eta_k, \end{aligned} \quad (2)$$

где η_{11} , η_{12} , η_0 , η_k – КПД соответствующих трансформаторов.

Угловые скорости скольжения

$$P_1 = 0,5 \left[1 + \text{sign} (M_{\phi 1} - |M_{y1} + M_{d1} + J_3 \dot{\omega}_3| u_{11}) \right]; \quad (5)$$

$$P_2 = 0,5 \left[1 + \text{sign} (M_{\phi 2} - |M_{y3} + M_{d3} + J_6 \dot{\omega}_6|) \right], \quad (6)$$

где $\Delta\omega_1$ и $\Delta\omega_2$ – допустимая величина скольжения, при которой сцепление можно замыкать (принимают в пределах 0,01...0,02 рад).

Характеристики двигателя $M_d = f(\omega_d)$ (внешняя скоростная и регуляторные ветви) и безразмерные характеристики гидротрансформатора $K_{т.н} = f(i_{т.н})$, $\eta_{т.н} = f(i_{т.н})$ и $\lambda_n = f(i_{т.н})$ (коэффициент трансформации, КПД и коэффициент момента насосного колеса) представлялись в виде уравнений регрессий [2]. Изменение настройки скоростного режима двигателя осуществлялось согласно выражению

$$n_{d0} = n_{xx \min} + (n_{xx \max} - n_{xx \min}) \gamma_a, \quad (7)$$

где γ_a – положение педали акселератора при управлении режимом двигателя (варьируется в пределах $\gamma_a = 0 \dots 1$); n_{d0} – значение частоты вращения вала

находятся из выражений (см. рис. 2)

$$\begin{aligned} \omega_{\phi 1} &= \omega_3 / u_{11} - \omega_4 u_{12}; \\ \omega_{\phi 2} &= \omega_6 - \omega_7. \end{aligned} \quad (3)$$

Для определения функций замыкания сцеплений используются выражения

$$\begin{aligned} L_1 &= \begin{cases} 1 & \text{при } |\omega_{\phi 1}| \leq \Delta\omega_1; \\ 0 & \text{при } |\omega_{\phi 1}| > \Delta\omega_1; \end{cases} \\ L_2 &= \begin{cases} 1 & \text{при } |\omega_{\phi 2}| \leq \Delta\omega_2; \\ 0 & \text{при } |\omega_{\phi 2}| > \Delta\omega_2, \end{cases} \end{aligned} \quad (4)$$

а функций размыкания – выражения

двигателя при $M_d = 0$ и заданном γ_a в процессе управления; $n_{xx \min}$ и $n_{xx \max}$ – минимальная и максимальная частоты двигателя соответственно.

Для описания воздействий внешней среды на погрузчик при моделировании процесса наполнения ковша использованы научные разработки И. В. Бояркиной [3], в которых приводятся формулы для определения сопротивлений при врезании ножа ковша в разрабатываемый материал и заполнения ковша этим материалом.

Силу сопротивления при врезании ножа в штабель предложено находить по формуле

$$F_p = (\sin \varphi_2 + \mu_2 \cos \varphi_2) b_n B_k \sigma_p / \sin \varphi_2, \quad (8)$$

где φ_2 – угол внутреннего трения грунта; μ_2 – коэффициент внутреннего трения, $\mu_2 = \tan \varphi_2$; b_n – толщина режущей



кромки ножа, м; B_k – ширина полости ковша, м; σ_p – напряжение резания грунта кромкой ножа, МПа.

Для вычисления σ_p использована эмпирическая формула [4]

$$\sigma_p = (1,54K_\sigma + 0,17)k_{об}, \quad (9)$$

где K_σ – удельное сопротивление грунта копанию, МПа; $k_{об}$ – коэффициент, зависящий от объёма ковша ($k_{об}$ находится в пределах 0,7...1,1; с увеличением объёма ковша $k_{об}$ снижается).

При снабжении ковша зубьями

$$F_{кx} = \frac{\mu_1 \cos \psi_1 + \sin \psi_1}{K_1 K_2 + K_3 K_4} [m_{гр} g (\sin \psi_2 + \mu_2 \cos \psi_2) + F_{сц}]; \quad (10)$$

$$F_{кz} = F_{кx} \operatorname{tg} \alpha_{шт}, \quad (11)$$

где μ_1 – коэффициент трения скольжения грунта относительно днища ковша; ψ_1 – угол скольжения призмы грунта внутри ковша при его заполнении (ψ_1 находится в пределах 12...16°); ψ_2 – угол наклона плоскости сдвига грунта (ψ_2 находится в пределах 75...85° [3]); $m_{гр}$ – изменяющаяся масса грунта, заполняющего ковш в процессе копания, кг; g – ускорение свободного падения, м/с²; $F_{сц}$ – сила сцепления на поверхности скольжения грунта, Н; K_1, K_2, K_3, K_4 – коэффициенты, зависящие от параметров грунта.

Сила сцепления $F_{сц}$ определяется по формуле

$$F_{сц} = \frac{B_k s_{н.г} C_{сц} \sin \alpha_{шт}}{\sin (\psi_2 + \alpha_{шт})}, \quad (12)$$

где $s_{н.г}$ – перемещение погрузчика за время набора грунта, м; $C_{сц}$ – удельная сила сцепления на поверхности скольжения призмы грунта, Па; $\alpha_{шт}$ – угол

значения σ_p существенно уменьшается. В этом случае σ_p умножают на коэффициент 0,6.

Заполнение ковша грунтом сопровождается возникновением сил трения его днища о грунт и грунта по грунту на поверхностях относительного скольжения слоёв грунта, поступающих в ковш. Суммарную силу сопротивления заполнению ковша грунтом разложим на горизонтальную $F_{кx}$ и вертикальную $F_{кz}$ составляющие. Для их вычисления в [3] получены следующие выражения:

наклона штабеля или откоса разрабатываемого карьера.

Коэффициенты K_1, K_2, K_3, K_4 вычисляются по следующим формулам:

$$K_1 = \sin \psi_1 + \mu_1 \cos \psi_1;$$

$$K_2 = \cos \psi_2 - \mu_2 \sin \psi_2;$$

$$K_3 = \cos \psi_1 - \mu_1 \sin \psi_1;$$

$$K_4 = \sin \psi_2 + \mu_2 \cos \psi_2. \quad (13)$$

Силу F_p при комбинированном способе разработки материала штабеля необходимо разложить на продольную F_{px} и вертикальную F_{pz} составляющие. Тогда суммарную продольную силу сопротивления F_x определим из выражения

$$F_x = F_{кx} + F_{px} + F_\psi =$$

$$= F_{кx} + F_{px} + (m_a + m_{гр})(f + h)g, \quad (14)$$

где F_ψ – сила дорожного сопротивления движению погрузчика, Н;



m_a – масса погрузчика, кг; f – коэффициент сопротивления качению; h – уклон опорной поверхности на участке перемещения погрузчика при наборе грунта.

Суммарная вертикальная сила, действующая на стрелу подъёма ковша,

$$F_z = F_{kz} + F_{pz} + G_k = \\ = F_{kz} + F_{pz} + (m_k + m_{гр})g, \quad (15)$$

где G_k – сила тяжести ковша с грунтом, Н; m_k – масса ковша, кг.

Объектом моделирования принят погрузчик тяжёлого класса. Такие погрузчики выпускают предприятия «Промтрактор» (РФ), «ЧТЗ-Уралтрак» (РФ), «Кировский завод» (РФ, г. Санкт-Петербург), «АМКОДОР» (РБ, г. Минск) и др. На них используются дизельные двигатели постоянной мощности, снабжённые всережимными регуляторами частоты вращения вала, и мало-прозрачные или практически непрозрачные гидротрансформаторы (ГДТ).

При моделировании приняты следующие параметры погрузчика: масса $m_a = 50$ т; мощность двигателя $P_{e\max} = 300$ кВт при частоте вращения $n_p = 2100$ об/мин; коэффициент трансформации ГДТ на стоповом режиме $K_{т.н0} = 3,5$; максимальный КПД ГДТ $\eta_{т.н\max} = 0,88$; передаточное число трансмиссии на первой передаче $u_{тp1} = 96$; КПД трансмиссии $\eta_{тp1} = 0,87$; статический радиус колеса $r_{ст} = 0,98$; масса ковша $m_k = 5$ т; объём ковша $V_k = 6$ м³. Грунт штабеля IV группы; удельное сопротивление грунта $K_{\sigma} = 0,25$ МПа; плотность $\rho_{гр} = 1800$ кг/м³; угол наклона штабеля $\alpha_{шт} = 45^\circ$. Перемещение погрузчика на начальном участке $s_0 = 1$ м; в процессе набора грунта $s_{н.г} = 1,5$ м.

На рис. 3, а представлены графики управляющих воздействий в относительных координатах: давление в гидроцилиндре фрикциона включения первой передачи $p_{ф1}$ и положение педали акселератора γ_a .

На интервале времени набора грунта двигатель работал при максимальной подаче топлива (при $\gamma_a = 1$). Графики скорости движения $v_{п}$ и перемещения погрузчика $s_{п}$ показаны на рис. 3, б. На начальном участке пути s_0 происходит разгон погрузчика, а после внедрения ковша в штабель скорость его резко падает до минимально допустимой, при достижении которой ковш поднимают. При этом в гидроцилиндре подъёма стрелы возникает высокий уровень давления $p_{гц}$. График изменения давления $p_{гц}$ приведен на рис. 3, в. Давление в гидроцилиндре определяется его диаметром, вертикальной нагрузкой F_z и параметрами рычажного механизма подъёма.

На рис. 3, г представлены графики подачи насоса Q_H и потребляемого расхода рабочей жидкости гидроцилиндрами подъёма ковша $Q_{гц}$. Управление расходом $Q_{гц}$ осуществлялось с учётом изменения скорости перемещения погрузчика $v_{п}$. Подача насоса Q_H , м³/с, вычислялась по формуле

$$Q_H = q_H \eta_0 n_H / 60 = q_H \eta_0 n_D / (60 u_H), \quad (16)$$

где q_H – рабочий объём насоса, м³; η_0 – объёмный КПД насоса; n_D , n_H – частоты вращения двигателя и вала насоса, об/мин; u_H – передаточное число привода насоса.

На рис. 4, а и б приведены графики изменения внешних воздействий на ковш погрузчика при наборе грунта, создающих сопротивления перемещению погрузчика и вертикальному подъёму ковша.



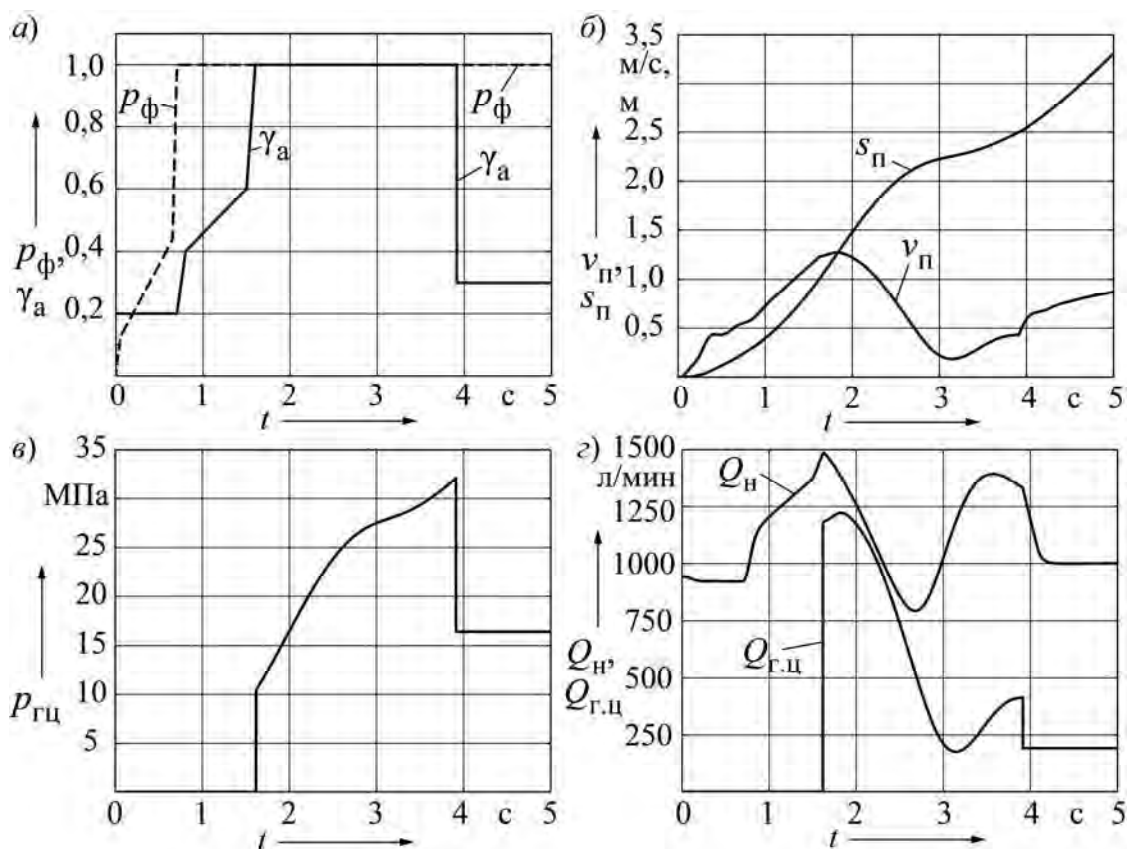


Рис. 3. Графики управляющих воздействий (а), перемещения и скорости погрузчика (б), давления в гидроцилиндре (в), подачи насоса и расхода гидроцилиндра (з)

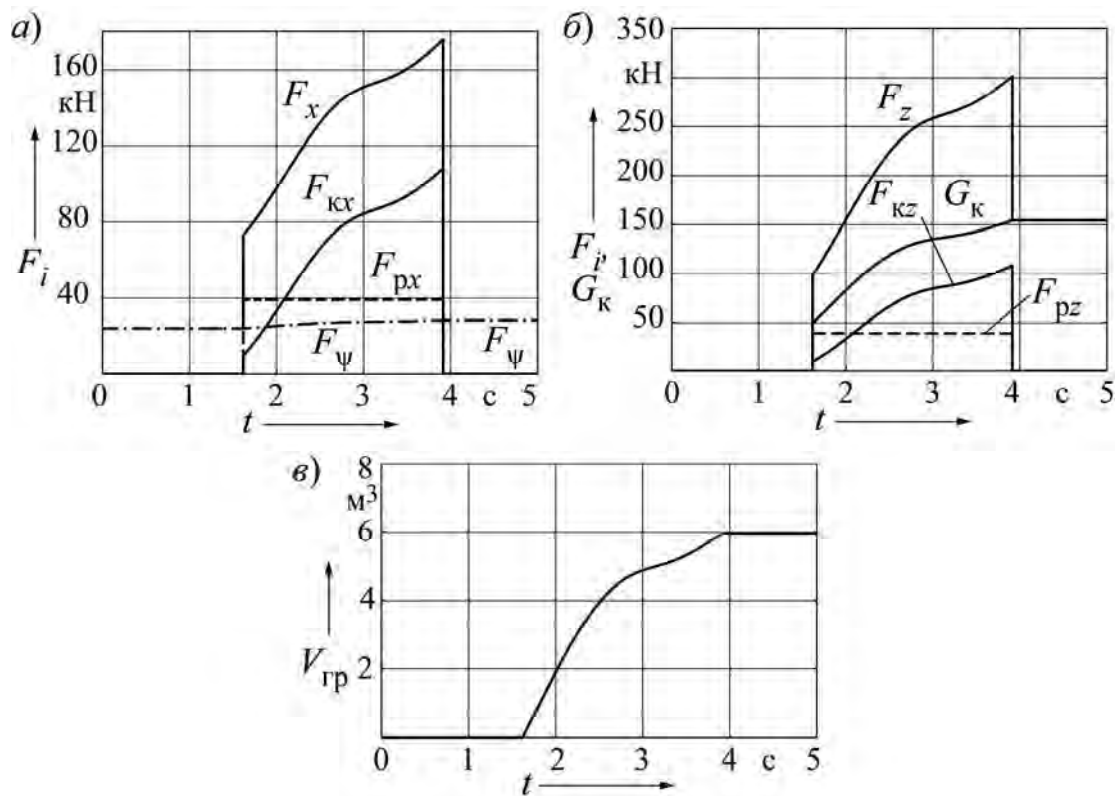


Рис. 4. Графики изменения во времени продольных (а) и вертикальных (б) нагрузок на ковш погрузчика и объёма грунта в ковше (в)



Продольные силы сопротивления $F_{кx}$, $F_{рx}$, F_{ψ} и их результирующая F_x представлены на рис. 4, а, а вертикальные $F_{кz}$, F_{pz} , G_k и их результирующая F_z – на рис. 4, б. Из рис. 4, а видно, что наибольшее сопротивление движению погрузчика создаётся силой $F_{кx}$, возрастающей по мере наполнения ковша. Наибольшую вертикальную нагрузку на ковш создаёт сила тяжести ковша G_k , наполняемого грунтом. Составляющие сил сопротивления грунта $F_{кz}$ и F_{pz} гораздо меньше силы G_k . Сила F_{pz}

остаётся примерно постоянной, а $F_{кz}$ постепенно возрастает при наборе грунта в ковш. Изменение объёма грунта в ковше $V_{гр}$ в процессе набора показано на рис. 4, в.

На рис. 5, а представлены графики изменения во времени вращающих моментов двигателя M_d , насосного колеса M_n и турбины M_t гидротрансформатора, а также момента сопротивления насоса $M_{нас}$ привода рабочего оборудования погрузчика.

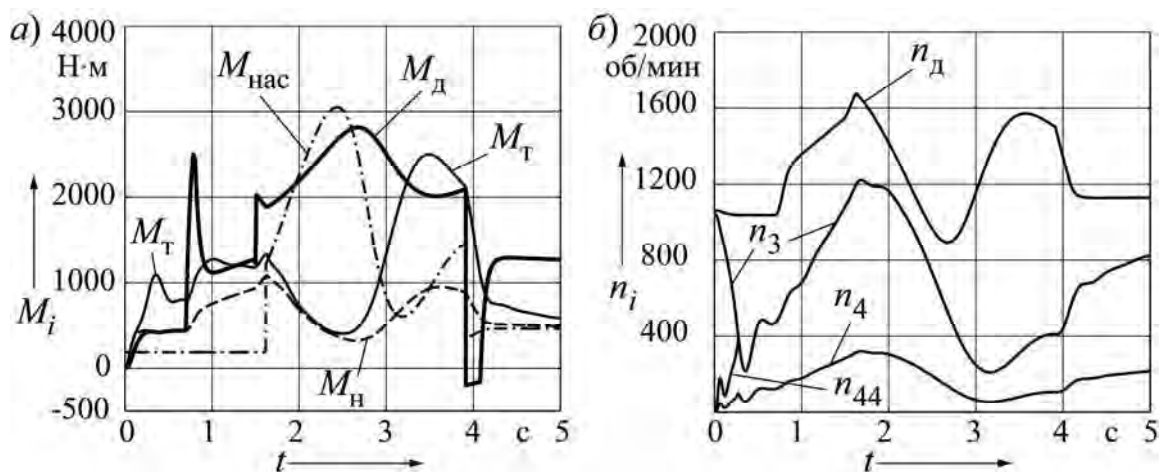


Рис. 5. Графики изменения во времени вращающих моментов (а) и частоты вращения (б) двигателя, насосного и турбинного колёс ГДТ и насоса рабочего оборудования погрузчика

Нагрузка двигателя определяется суммой моментов M_n и $M_{нас}$. Первый характеризует потребление энергии на перемещение погрузчика, а второй – затраты на привод рабочего оборудования. Набор грунта осуществляется на интервале времени $t_n = 2,3$ с (от 1,62 до 3,92 с). На этом интервале двигатель испытывает максимальные нагрузки, и скоростной режим его работы резко изменяется. На рис. 5, б представлены графики изменения частот вращения вала двигателя n_d , входного n_3 и выходного n_4 валов коробки передач. Для

отображения процесса буксования фрикциона коробки передач Φ_1 (см. рис. 2) на рис. 5, б частота вращения массы J_4 приведена к массе J_3 и обозначена n_{44} . Разность частот n_3 и n_{44} определяет величину скольжения дисков фрикциона в процессе его буксования при включении передачи.

На рис. 6, а приведены графики изменения вращающего момента на карданном валу между ГДТ и коробкой передач M_{y1} и суммарного момента на обоих карданных валах между коробкой



передач и ведущими мостами M_{y2} . При наборе грунта их значения существенно возрастают, что обусловлено увеличе-

нием сопротивления перемещению погрузчика.

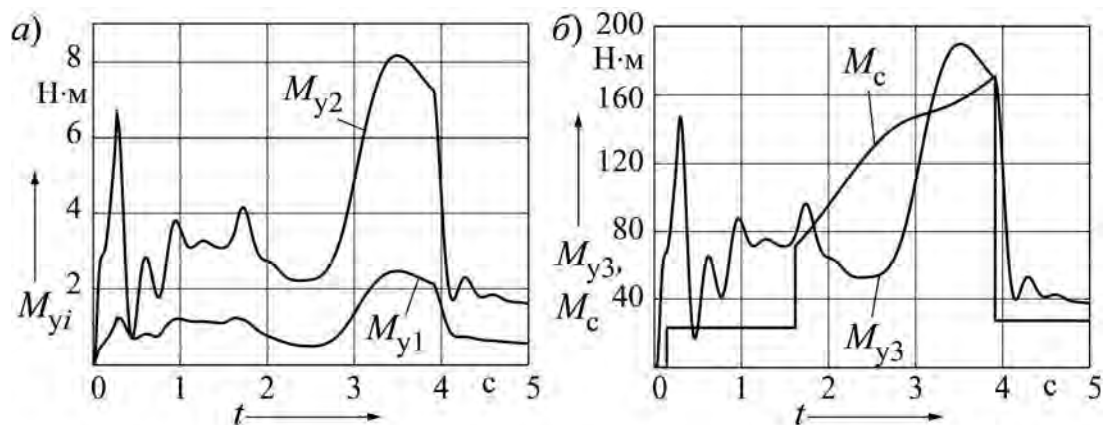


Рис. 6. Графики изменения во времени моментов в механизмах трансмиссии M_{y1}, M_{y2}, M_{y3} и момента сопротивления движению погрузчика M_c

Графики изменения момента сопротивления движению погрузчика M_c и суммарного момента на ведущих колёсах M_{y3} представлены на рис. 6, б.

Режим функционирования гидротрансформатора отображают графики на рис. 7, где показано протекание

во времени его безразмерных характеристик – передаточного отношения $i_{Т.Н}$, коэффициента трансформации $K_{Т.Н}$ и КПД $\eta_{Т.Н}$.

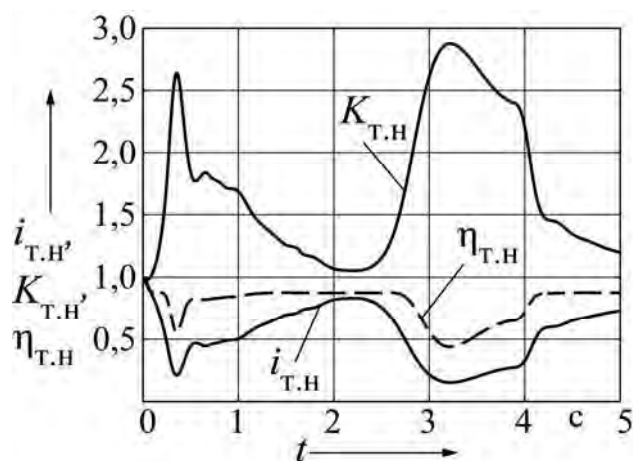


Рис. 7. Графики изменения во времени безразмерных характеристик ГДТ

На всём интервале времени выполнения технологического процесса

разработки грунта штабеля наблюдается большая величина скольжения гидро-



трансформатора $s_{Т,Н}$, оцениваемая выражением $s_{Т,Н} = (1 - i_{Т,Н}) \cdot 100 \%$. На этапе забора грунта скольжение достигает 80...85 %. В результате имеют место значительные потери энергии, приводящие к нагреву рабочей жидкости ГДТ до высокой температуры, что приходится учитывать при проектировании системы охлаждения. Коэффициент трансформации $K_{Т,Н}$ при этом достига-

ет высоких значений, приближаясь к своему максимуму, обеспечивая хорошую приспособляемость погрузчика к резким изменениям нагрузки в процессе набора грунта в ковш. Этим обусловлена целесообразность применения ГДТ в трансмиссии погрузчика.

На рис. 8 представлены графики, отображающие реализацию энергии двигателя.

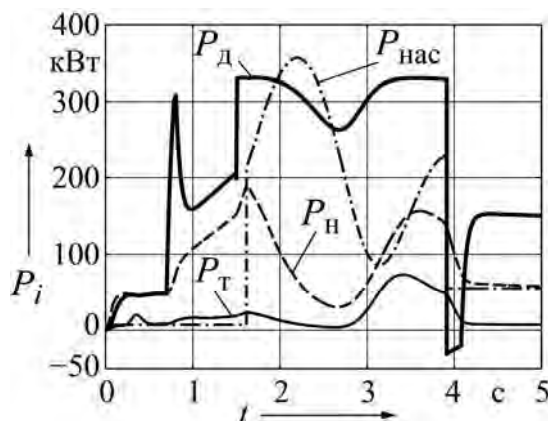


Рис. 8. Графики изменения во времени мощностей двигателя, гидротрансформатора и насоса

Эти графики иллюстрируют изменение мощности P_d , развиваемой двигателем, мощности P_n на насосном колесе ГДТ, поступающей в гидротрансформатор, мощности P_t на его турбине, передаваемой в механическую часть трансмиссии и затрачиваемой на перемещение погрузчика, и мощности $P_{нас}$, расходуемой на привод насоса рабочего оборудования погрузчика. Разность мощностей $P_n - P_t = P_{пот}$ характеризует потери в гидротрансформаторе вследствие его скольжения. В результате мощность P_t оказывается значительно меньше мощности P_n . Как следует из приведенных на рис. 8 графиков, затраты энергии на привод насосов существенно выше затрат на перемещение погрузчика.

Выводы

1. Предложена методика моделирования и исследования процесса функционирования колёсного погрузчика на этапе разработки материала штабеля или карьера, учитывающая физические свойства и рабочие характеристики его механизмов, разрабатываемых материалов и рабочих органов погрузчика. Построены математические модели и алгоритмы моделирования, позволяющие определять режимы движения и нагрузки рабочих органов и механизмов погрузчика – двигателя, гидротрансформатора, коробки передач, главных и колёсных передач, анализировать распределение энергии двигателя между всеми потребителями и оценивать потери энергии.



2. Проведенные исследования и анализ полученных результатов показывают, что предложенная методика моделирования технологического процесса работы погрузчика на этапе забора грунта из штабеля позволяет обрести необходимую информацию о режимах нагружения всех механизмов погрузчика, распределения между ними вырабатываемой двигателем энергии и на её основе произвести оценку эффек-

тивности выполнения функционального назначения погрузчика.

3. Информация о нагруженности элементов трансмиссии и величине потерь энергии, нагрузок на рабочий орган – ковш погрузчика необходима для выполнения проектно-конструкторских работ при создании новой техники или анализе причин выхода из строя существующих объектов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Баловнев, В. И.** Строительные погрузчики. Развитие конструкции. Устройство. Теория. Расчёт : учебное пособие / В. И. Баловнев, Р. Г. Данилов, А. Г. Савельев ; под ред. проф. В. И. Баловнева. – Москва : Техполиграфцентр, 2015. – 223 с.
2. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем : учебник / В. П. Тарасик. – Минск : Новое знание ; Москва : ИНФРА-М, 2017. – 592 с.
3. **Бояркина, И. В.** Технологическая механика одноковшовых фронтальных погрузчиков / И. В. Бояркина ; под ред. д-ра техн. наук, проф. В. Н. Тарасова. – Омск : СИБАДИ, 2011. – 336 с.
4. **Подэрни, Р. Ю.** Механическое оборудование карьеров : учебник для вузов / Р. Ю. Подэрни. – Москва : Изд-во Московского гос. горного ун-та, 2003. – 606 с.

Статья сдана в редакцию 29 сентября 2017 года

Владимир Петрович Тарасик, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.
E-mail: avto@bru.mogilev.by

Vladimir Petrovich Tarasik, DSc, (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: avto@bru.mogilev.by