

УДК 629.114.2.004.5

А. Ф. Скадорва, А. Г. Стасилевич, А. Н. Карташевич

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИНАМИКИ РАЗГОНА ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА С ПЕРЕКЛЮЧЕНИЕМ ПЕРЕДАЧ БЕЗ РАЗРЫВА ПОТОКА МОЩНОСТИ

UDC 621.51

A. F. Skadorva, A. G. Stasilevich, A. N. Kartashevich

MATHEMATICAL MODEL OF THE DYNAMICS OF WHEELED TRACTOR ACCELERATION WITH GEAR SHIFTING WITHOUT BREAKING OFF THE POWER FLOW

Аннотация

В работе изложены методика составления математической модели динамики разгона гусеничного трактора с крюковой нагрузкой до его установившегося движения и методика её моделирования на ПЭВМ, позволяющая проводить косвенную оценку работы трения в фрикционных парах коробки передач путем анализа времени и пути разгона трактора. Приведены результаты моделирования на ПЭВМ, позволяющие проводить оценку времени замыкания фрикционов при разгоне трактора.

Ключевые слова:

математическая модель, динамика разгона, гусеничный трактор, работа трения, фрикционные пары, коробка передач, время разгона, путь разгона.

Abstract

The paper presents the procedure for constructing the mathematical model of dynamics of acceleration of a crawler tractor with a hook load up to its steady motion and the procedure for its simulation on a PC to perform an indirect assessment of friction work in friction pairs of the gearbox by analyzing the acceleration time of the tractor and its starting distance. The results of simulation on the PC are given, which assess the time of friction clutches locking during tractor acceleration.

Key words:

mathematical model, dynamics of acceleration, crawler tractor, work of friction, friction pairs, gearbox, acceleration time, starting distance.

Для моделирования процесса разгона трактора с переключением без разрыва потока мощности в математической модели рассмотрена кинематика гусеничного движителя трактора (рис. 1 и 2), совершающего прямолинейное движение [1].

Проанализировав кинематику траектории точки гусеничного трека, можно отметить, что, когда точка проходит дуговую ветвь, буксование движителя отсутствует, а ее траектория представляет собой развертку окружности или форму

циклоиды. Из равенства относительной и переносной скоростей следует, что за время перемещения точки обвода из начального положения 0 в относительном движении по дуге в первое положение точка 1, принадлежащая корпусу, переместится по горизонтали в положение 1', причем дуга 01 равна отрезку 1'1. Откладывая далее по горизонтали отрезок $2'2 = 01 + 1'2$, получаем точку 2' траектории. На участке траектории 01' точка движется по циклоиде, на участке 1'3 – по прямой и далее снова по циклоиде,

отдельные точки которой могут быть

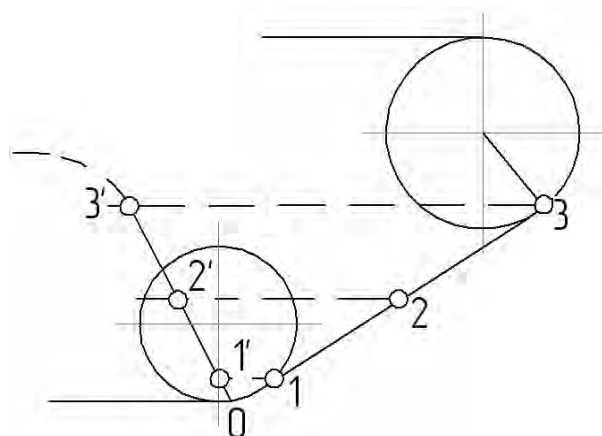


Рис. 1. Схема траектории точки обода гусеницы

При относительном скольжении точек обода гусеницы состояние будет обратным, и за время нахождения на грунте точка несколько продвинется вперед (рис. 2, в). Траектория движения точки обода имеет вид удлинненной циклоиды.

В теории трактора используют понятие о средней теоретической скорости движения гусеничного трактора [2–7]:

$$v_T = 2\pi \cdot r_k \cdot n_k, \quad (1)$$

где n_k – частота вращения ведущего колеса.

С другой стороны, окружная скорость ведущего колеса может быть представлена в виде

$$v_T = z \cdot t_\Gamma \cdot n_k, \quad (2)$$

где z – число звеньев, укладываемых на колесо за один оборот.

Приравняв правые части уравнений (1) и (2), получим формулу расчётного радиуса ведущего колеса [2]:

$$r_k = t_\Gamma \cdot z / 2\pi. \quad (3)$$

Тогда действительную скорость

найлены аналогичным путем.

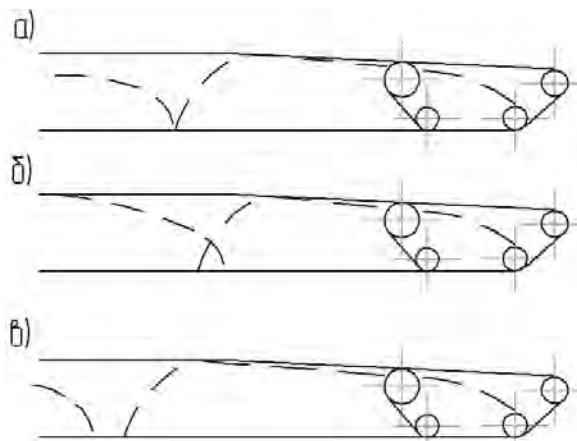


Рис. 2. Схема траекторий точек обода гусеницы при различных режимах движения трактора

движения трактора можно определить по формуле

$$v_d = v_T (1 - \delta), \quad (4)$$

где δ – коэффициент буксования движителя.

КПД η_6 движителя можно рассчитать по формуле [1, 2]

$$\eta_6 = \frac{v_d}{v_T} = 1 - \delta. \quad (5)$$

При разработке математической модели динамики движения трактора дифференциальные уравнения движения составляются на каждой передаче, а переключение передач описывается уравнением движения с заданной начальной скоростью (движение накатом). Поэтому для интегрирования дифференциальных уравнений движения трактора используется метод припасовывания.

Дифференциальное уравнение поступательного движения трактора на первой передаче запишется в виде

$$\ddot{X}_I = \left(\frac{M_e}{r_d} \cdot i_1 \cdot i_{rn} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \cdot \frac{1}{m_a} \cdot \eta_6^I, \quad (6)$$

где η_6^I – КПД буксования при разгоне на первой передаче; M_e – номинальный момент двигателя; r_d – радиус ведущего колеса, м; i_1 – передаточное число первой передачи; $i_{гп}$ – передаточное число главной передачи; m_a – масса трактора, кг; g – ускорение свободного падения, м/с²; ψ – коэффициент сопротивления качению.

Начальные условия интегрирования уравнения (6):

$$t_0 = 0; X_0 = 0; \dot{X}_0 = 0.$$

После интегрирования уравнение скорости поступательного перемещения трактора имеет вид:

$$\begin{aligned} \dot{X}_I = & \left(\frac{M_e \cdot i_1 \cdot i_{гп} - m_a \cdot g \cdot \psi}{r_d} \right) \times \\ & \times \frac{1}{m_a} \cdot \eta_6^I \cdot t + C_1, \end{aligned} \quad (7)$$

где C_1 – постоянная интегрирования, согласно начальным условиям $C_1 = 0$; t – время разгона на первой передаче, с.

Допускаем, что разгон трактора происходит до набора двигателем номинальной частоты его вращения, т. е.

$$\dot{X}_{раз}^I = \frac{[\omega_e]}{i_1 \cdot i_{гп}} \cdot r_d, \quad (8)$$

где $[\omega_e]$ – номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, мин⁻¹.

Подставим уравнение (7) в (8), получим

$$\begin{aligned} \frac{[\omega_e]}{i_1 \cdot i_{гп}} \cdot r_d = & \left(\frac{M_e \cdot i_1 \cdot i_{гп} - m_a \cdot g \cdot \psi}{r_d} \right) \times \\ & \times \frac{1}{m_a} \cdot \eta_6^I \cdot t. \end{aligned} \quad (9)$$

Из (9) определим время разгона на первой передаче:

$$t_1 = \frac{\omega_e \cdot r_d \cdot m_a}{\left(\frac{M_e \cdot i_1 \cdot i_{гп} - m_a \cdot g \cdot \psi}{r_d} \right) \cdot i_1 \cdot i_{гп} \cdot \eta_6^I}. \quad (10)$$

Подставим (10) в (7), получим скорость трактора в конце разгона на первой передаче:

$$\dot{X}_{раз}^I = \frac{[\omega_e]}{i_1 \cdot i_{гп}} \cdot r_d. \quad (11)$$

После интегрирования (11) получим

$$\begin{aligned} X_{раз}^I = & \left(\frac{M_e \cdot i_1 \cdot i_{гп} - m_a \cdot g \cdot \psi}{r_d} \right) \times \\ & \times \frac{1}{2m_a} \cdot \eta_6^I \cdot t^2 + C_2. \end{aligned} \quad (12)$$

Подставляя в уравнение (12) начальные условия, находим, что

$$C_2 = 0.$$

Окончательно путь разгона на первой передаче запишется в виде

$$\begin{aligned} X_{раз}^I = & \left(\frac{M_e \cdot i_1 \cdot i_{гп} - m_a \cdot g \cdot \psi}{r_d} \right) \times \\ & \times \frac{1}{2m_a} \cdot \eta_6^I \times \end{aligned}$$

$$\times \left(\frac{\omega_e \cdot r_d \cdot m_a}{\left(\frac{M_e \cdot i_1 \cdot i_{гп} - m_a \cdot g \cdot \psi}{r_d} \right) \cdot i_1 \cdot i_{гп} \cdot \eta_6^I} \right)^2. \quad (13)$$

Преобразуя (13), получим

$$X_{раз}^I = \frac{(\omega_e \cdot r_d \cdot m_a)^2}{2m_a \cdot \left(\frac{M_e \cdot i_1 \cdot i_{гп} - m_a \cdot g \cdot \psi}{r_d} \right) \cdot i_1^2 \cdot i_{гп}^2 \cdot \eta_6^I}. \quad (14)$$

Дифференциальное уравнение поступательного движения трактора накатом на участке переключения передач с

первой на вторую передачу (движение трактора на нейтральной передаче)

$$\ddot{X}^{I-II} = \dot{X}_{\text{раз}}^I - g \cdot \psi \cdot \eta_6^{I-II}, \quad (15)$$

где η_6^{I-II} – КПД буксования на участке переключения передач с первой на вторую передачу.

Начальные условия уравнения (15):

$$t_0^{I-II} = 0; X_{0\text{пер}}^{I-II} = 0; \dot{X}_{\text{раз}}^I = \frac{[\omega_e]}{i_1 \cdot i_{\text{гп}}} \cdot r_d -$$

скорость трактора в конце разгона на первой передаче.

После первого интегрирования (15) получим

$$\dot{X}^{I-II} = -g \cdot \psi \cdot \eta_6^{I-II} \cdot t + C_{II}, \quad (16)$$

где t – время движения трактора накатом (время переключения передачи с первой на вторую, заданная величина), $t = t_{\text{пер}}^{I-II}$; C_{II} – постоянная интегрирования,

$$C_{II} = \frac{[\omega_e]}{i_1 \cdot i_{\text{гп}}} \cdot r_d. \quad (17)$$

С учетом (17) уравнение (16) имеет вид:

$$\dot{X}^{I-II} = \frac{[\omega_e]}{i_1 \cdot i_{\text{гп}}} \cdot r_d - g \cdot \psi \cdot \eta_6^{I-II} \cdot t. \quad (18)$$

Скорость трактора в конце движения накатом

$$\dot{X}^{I-II} = \frac{[\omega_e]}{i_1 \cdot i_{\text{гп}}} \cdot r_d - g \cdot \psi \cdot \eta_6^{I-II} \cdot t_{\text{пер}}^{I-II}. \quad (19)$$

Путь, пройденный трактором на участке движения накатом:

$$\begin{aligned} \dot{X}^{I-II} &= \frac{[\omega_e]}{i_1 \cdot i_{\text{гп}}} \cdot r_d \cdot t_{\text{пер}}^{I-II} - \\ &- g \cdot \psi \cdot \eta_6^{I-II} \cdot \frac{1}{2} \cdot (t_{\text{пер}}^{I-II})^2. \end{aligned} \quad (20)$$

Дифференциальное уравнение движения трактора на второй передаче

$$\ddot{X}_I = \left(\frac{M_e}{r_d} \cdot i_2 \cdot i_{\text{гп}} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \cdot \frac{1}{m_a} \cdot \eta_6^{II}. \quad (21)$$

Начальные условия интегрирования уравнения (21):

$$t_0 = 0; X_0^{II} = 0; \dot{X}_0^{II} = \frac{[\omega_e]}{i_1 \cdot i_{\text{гп}}} \cdot r_d -$$

$-g \cdot \psi \cdot \eta_6^{I-II} \cdot t_{\text{пер}}^{I-II}$ – скорость движения трактора в конце движения накатом.

После интегрирования уравнения (21) получим

$$\begin{aligned} \dot{X}_{II} &= \left(\frac{M_e}{r_d} \cdot i_2 \cdot i_{\text{гп}} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \times \\ &\times \frac{1}{m_a} \cdot \eta_6^{II} \cdot t + C_{II}^{II}, \end{aligned} \quad (22)$$

где C_{II}^{II} – постоянная интегрирования, которую находим из начальных условий,

$$C_{II}^{II} = \frac{[\omega_e]}{i_1 \cdot i_{\text{гп}}} \cdot r_d - g \cdot \psi \cdot \eta_6^{I-II} \cdot t_{\text{пер}}^{I-II}. \quad (23)$$

С учетом постоянной интегрирования уравнение скорости разгона на второй передаче имеет вид:

$$\begin{aligned} \dot{X}_{\text{раз}}^{II} &= \left(\frac{M_e}{r_d} \cdot i_2 \cdot i_{\text{гп}} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \times \\ &\times \frac{1}{m_a} \cdot \eta_6^{II} \cdot t + \frac{[\omega_e]}{i_1 \cdot i_{\text{гп}}} \cdot r_d - \\ &- g \cdot \psi \cdot \eta_6^{I-II} \cdot t_{\text{пер}}^{I-II}. \end{aligned} \quad (24)$$

Допускаем, что разгон трактора происходит до набора двигателем номинальной частоты вращения, т. е. скорость трактора в конце разгона на второй передаче

$$\dot{X}_{\text{раз}}^{II} = \frac{[\omega_e]}{i_2 \cdot i_{\text{гп}}} \cdot r_d. \quad (25)$$

Подставим уравнение (25) в (24) и определим время разгона на второй передаче:

$$t_{II} = \frac{m_a \cdot \left(\frac{[\omega_e]}{i_2 \cdot i_{гп}} \cdot r_d - \frac{[\omega_e]}{i_1 \cdot i_{гп}} \cdot r_d + g \cdot \psi \cdot \eta_6^{I-II} \cdot t_{пер}^{I-II} \right)}{\left(\frac{M_e}{r_d} \cdot i_2 \cdot i_{гп} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \cdot \eta_6^{II}}. \quad (26)$$

После интегрирования (25) получим уравнение пути разгона трактора на второй передаче:

$$X_{II} = \left(\frac{M_e}{r_d} \cdot i_2 \cdot i_{гп} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \times \frac{1}{2m_a} \cdot \eta_6^{II} \cdot t^2 + \left(\frac{[\omega_e]}{i_1 \cdot i_{гп}} \cdot r_d - g \cdot \psi \cdot \eta_6^{I-II} \cdot t_{пер}^{I-II} \right) \cdot t. \quad (27)$$

Подставляя в (27) начальные условия, находим, что

$$C_2^{II} = 0.$$

Подставим (26) в (27) и найдем путь разгона на второй передаче.

$$X_{II} = \left(\frac{M_e}{r_d} \cdot i_2 \cdot i_{гп} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \cdot \frac{1}{2m_a} \cdot \eta_6^{II} \cdot \left(\frac{m_a \cdot \left(\frac{[\omega_e]}{i_2 \cdot i_{гп}} \cdot r_d - \frac{[\omega_e]}{i_1 \cdot i_{гп}} \cdot r_d - g \cdot \psi \cdot \eta_6^{I-II} \cdot t_{пер}^{I-II} \right)}{\left(\frac{M_e}{r_d} \cdot i_2 \cdot i_{гп} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \cdot \eta_6^{II}} \right)^2 + \left(\frac{[\omega_e]}{i_1 \cdot i_{гп}} \cdot r_d - g \cdot \psi \cdot \eta_6^{I-II} \cdot t_{пер}^{I-II} \right) \cdot \frac{m_a \cdot \left(\frac{[\omega_e]}{i_2 \cdot i_{гп}} \cdot r_d - \frac{[\omega_e]}{i_1 \cdot i_{гп}} \cdot r_d - g \cdot \psi \cdot \eta_6^{I-II} \cdot t_{пер}^{I-II} \right)}{\left(\frac{M_e}{r_d} \cdot i_2 \cdot i_{гп} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \cdot \eta_6^{II}}. \quad (28)$$

Дифференциальное уравнение поступательного движения трактора накатом на участке переключения передач II-III (движение трактора на нейтральной передаче)

$$\ddot{X}^{II-III} = -g \cdot \psi \cdot \eta_6^{II-III}, \quad (29)$$

где η_6^{II-III} – КПД буксования на участке переключения передач со второй на третью передачу.

Начальные условия уравнения (28):

$$t_0^{II-III} = 0; \quad \dot{X}_{раз}^{II-III} = \dot{X}_{II} = \frac{[\omega_e]}{i_2 \cdot i_{гп}} \cdot r_d; \\ X_{0пер}^{II-III} = 0.$$

После интегрирования (28) получим

$$\dot{X}_{II-III} = -g \cdot \psi \cdot \eta_6^{II-III} \cdot t + C_{II-III}, \quad (30)$$

где C_{II-III} – постоянная интегрирования,

$$C_{II-III} = \dot{X}_{II}. \quad (31)$$

Тогда уравнение скорости при движении накатом

$$\dot{X}_{II-III} = -g \cdot \psi \cdot \eta_6^{II-III} \cdot t + \frac{[\omega_e]}{i_2 \cdot i_{гп}} \cdot r_d, \quad (32)$$

где t – время движения трактора накатом (время переключения передачи со второй на третью, заданная величина), $t = t_{пер}^{II-III}$.

Скорость движения трактора в конце движения накатом

$$\dot{X}_{II-III} = \frac{[\omega_e]}{i_2 \cdot i_{гп}} \cdot r_d - g \cdot \psi \cdot \eta_6^{II-III} \cdot t_{пер}^{II-III}. \quad (33)$$

Путь, пройденный трактором на участке движения накатом:

$$X^{\text{II-III}} = \frac{[\omega_e]}{i_2 \cdot i_{\text{гп}}} \cdot r_d \cdot (t_{\text{пер}}^{\text{II-III}}) - g \cdot \psi \cdot \eta_6^{\text{II-III}} \cdot \frac{1}{2} \cdot (t_{\text{пер}}^{\text{II-III}})^2. \quad (34)$$

Дифференциальное уравнение движения трактора на третьей передаче

$$\dot{X}^{\text{III}} = \left(\frac{M_e}{r_d} \cdot i_3 \cdot i_{\text{гп}} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \cdot \frac{1}{m_a} \cdot \eta_6^{\text{III}}. \quad (35)$$

Начальные условия интегрирования уравнения:

$t_0^{\text{III}} = 0$ – отсчет времени; $X_0^{\text{III}} = 0$ – отсчет пути; $\dot{X}_0^{\text{II-III}} = -g \cdot \psi \cdot \eta_6^{\text{II-III}} \times t_{\text{пер}}^{\text{II-III}} + \frac{[\omega_e]}{i_2 \cdot i_{\text{гп}}} \cdot r_d$ – скорость в конце движения трактора накатом.

После интегрирования (35) получим

$$\dot{X}^{\text{III}} = \left(\frac{M_e}{r_d} \cdot i_3 \cdot i_{\text{гп}} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \times \frac{1}{m_a} \cdot \eta_6^{\text{III}} \cdot t + C^{\text{III}}, \quad (36)$$

где C^{III} – постоянная интегрирования, которую находим из начальных условий,

$$C^{\text{III}} = \frac{[\omega_e]}{i_2 \cdot i_{\text{гп}}} \cdot r_d - g \cdot \psi \cdot \eta_6^{\text{II-III}} \cdot t_{\text{пер}}^{\text{II-III}}. \quad (37)$$

С учетом постоянной интегрирования уравнение скорости разгона на третьей передаче имеет вид:

$$\dot{X}^{\text{III}} = \left(\frac{M_e}{r_d} \cdot i_3 \cdot i_{\text{гп}} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \times \frac{1}{m_a} \cdot \eta_6^{\text{III}} \cdot t + \frac{[\omega_e]}{i_2 \cdot i_{\text{гп}}} \cdot r_d - g \cdot \psi \cdot \eta_6^{\text{II-III}} \cdot t_{\text{пер}}^{\text{II-III}}. \quad (38)$$

Допускаем, что разгон трактора происходит до набора номинальных оборотов двигателя, т. е.

$$\dot{X}_{\text{раз}}^{\text{III}} = \frac{[\omega_e]}{i_3 \cdot i_{\text{гп}}} \cdot r_d. \quad (39)$$

Подставим уравнение (39) в (38), получим

$$\frac{\omega_e}{i_3 \cdot i_{\text{гп}}} \cdot r_d = \left(\frac{M_e}{r_d} \cdot i_3 \cdot i_{\text{гп}} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \times \frac{1}{m_a} \cdot \eta_6^{\text{III}} \cdot t + \frac{[\omega_e]}{i_2 \cdot i_{\text{гп}}} \cdot r_d - g \cdot \psi \cdot \eta_6^{\text{II-III}} \cdot t_{\text{пер}}^{\text{II-III}}. \quad (40)$$

Далее определим время разгона на третьей передаче:

$$t = \frac{\left(\frac{\omega_e}{i_3 \cdot i_{\text{гп}}} \cdot r_d + g \cdot \psi \cdot \frac{1}{m_a} \cdot \eta_6^{\text{II-III}} \times \right. \times \left. t_{\text{пер}}^{\text{II-III}} - \frac{[\omega_e]}{i_2 \cdot i_{\text{гп}}} \cdot r_d \right) \cdot m_a}{\left(\frac{M_e}{r_d} \cdot i_3 \cdot i_{\text{гп}} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \cdot \eta_6^{\text{III}}}. \quad (41)$$

После интегрирования (39) найдем путь разгона на третьей передаче:

$$X_{\text{III}} = \left(\frac{M_e}{r_d} \cdot i_3 \cdot i_{\text{гп}} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \times \frac{1}{2 \cdot m_a} \cdot \eta_6^{\text{III}} \cdot t^2 + C_1^{\text{II-III}} \cdot t + C_2; \quad (42)$$

$$C_2 = 0.$$

Все последующие этапы движения трактора с переключением передач описываются аналогичным образом.

При моделировании разгона трактора с крюковой нагрузкой принимались следующие исходные данные: $P_{\text{кр}} = 50$ кН – номинальное крюковое усилие трактора «Беларус-2103»; $\eta_{\text{тр}} = 0,87$ – КПД трансмиссии; $V_{\text{тр}} = 7,36$ км/ч (2 м/с) – рабочая ско-

рость движения трактора на пахоте (9 передача или 1 передача 3 диапазона); $N_e = 148,6$ кВт – номинальная мощность двигателя трактора «Беларус-210»; G – вес трактора; $\varphi_{\text{сц}} = 0,4 \dots 0,8$ – коэффициент сцепления; $\delta = 0,8 \dots 0,1$ – коэффициент буксования; $\psi = 0,02$ – коэффициент сопротивления движению.

Результаты моделирования динамики разгона гусеничного трактора представлены на рис. 3. Из рис. 3 видно, что в процессе разгона трактора происходит увеличение скорости от 0 до 1,04 м/с, что соответствует участку I графика. При переключении передачи для дальнейшего разгона происходит падение скорости на 10 % (участок I–II), что косвенно можно связать с работой

трения в фрикционных парах коробки передач. С увеличением износа фрикционов время переключения $t_{\text{пер}}$ будет нарастать, что приводит к увеличению работы трения и снижению КПД.

При реализации трактором среднего значения номинальной мощности расход топлива на участке разгона можно определить по формуле

$$Q = g_e \cdot N_e \cdot \sum t_i,$$

где g_e – удельный расход топлива; N_e – номинальная мощность двигателя; $\sum t_i$ – общее время достижения рабочей скорости движения от начала трогания трактора с места.

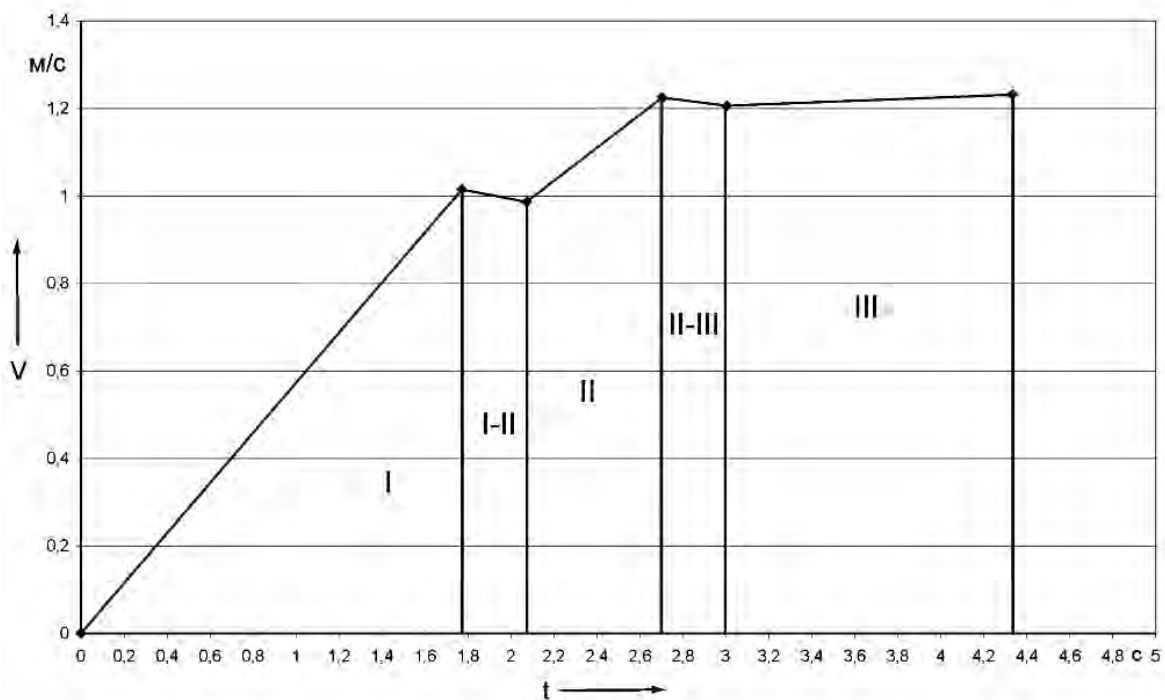


Рис. 3. График изменения скорости движения трактора при разгоне в зависимости от времени с автоматическим переключением с первой до третьей передачи

Выводы

1. Разработана математическая модель динамики разгона гусеничного трактора с крюковой нагрузкой и программа её моделирования на ПЭВМ,

позволяющая определить время и путь разгона гусеничного трактора с переключением передач без разрыва потока мощности, которые можно использовать в качестве косвенных характери-

стик работы трения в фрикционных парах коробки передач трактора.

2. На основе анализа результатов имитационного моделирования установлено, что:

– увеличение времени переключения передач приводит к увеличению времени достижения номинальной мощности двигателя трактора, а следовательно, можно ожидать, что работа

трения фрикционов коробки передач также будет увеличиваться;

– время достижения рабочей скорости 1,8 м/с с момента трогания трактора с места с крюковой нагрузкой $P_{кр} = 20...25$ кН в диапазоне износа ФЭ 0,8...1,0 мм составляет 12...15 с, а время переключения передач – 0,9 с.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 **Барский, И. Б.** Конструирование и расчёт тракторов : учебник для вузов по специальности «Автомобили и тракторы» / И. Б. Барский. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1980. – 335 с. : ил.
- 2 **Зельцерман, И. М.** Фрикционные муфты и тормоза гусеничных машин / И. М. Зельцерман, Д. М. Каминский, А. Д. Оношко. – М. : Машиностроение, 1965. – 240 с.
- 3 **Гуськов, В. В.** Тракторы. Теория : учебник для студентов вузов по специальности «Автомобили и тракторы» / В. В. Гуськов, Н. Н. Велев, Ю. Е. Атаманов ; под общ. ред. В. В. Гуськова. – М. : Машиностроение, 1988. – 376 с. : ил.
- 4 **Лурье, А. Б.** Статистическая динамика сельскохозяйственного агрегата / А. Б. Лурье. – Л. : Колос, 1970. – 376 с.
- 5 **Браун, Э. Д.** Моделирование трения и изнашивания в машинах / Э. Д. Браун, Ю. А. Евдокимов, А. В. Чичинадзе. – М. : Машиностроение, 1982. – 191 с.
- 6 **Шарипов, В. М.** Конструирование и расчёт тракторов / В. М. Шарипов. – М. : Машиностроение, 2004. – 592 с.
- 7 **Шарипов, В. М.** Конструирование и расчёт тракторов / В. М. Шарипов. – М. : Машиностроение, 2009. – 752 с.
- 8 Исследования динамики разгона и плавности хода тракторов : отчет о НИР (заключ.) / Белорус. ин-т механизации сельского хоз-ва ; рук. темы В. Н. Кошман. – Минск, 1960. – 142 с. – № ГР 78025927.

Статья сдана в редакцию 21 октября 2014 года

Андрей Феликсович Скадорва, ассистент, Белорусская государственная сельскохозяйственная академия. E-mail: andrei-blr-mail.ru.

Андрей Григорьевич Стасилевич, генеральный конструктор ПО «МТЗ», РУП «МТЗ». Тел.: 8-017-284-15-62.

Анатолий Николаевич Карташевич, д-р техн. наук, проф., Белорусская государственная сельскохозяйственная академия. Тел.: +375-296-62-19-88.

Andrey Feliksovich Skadorva, assistant lecturer, Belarusian State Agricultural Academy. E mail: andrei-blr-mail.ru.

Andrey Grigoryevich Stasilevich, General Designer of PO «MTZ», RUP «MTZ». Phone: 8-017-284-15-62.

Anatoly Nikolayevich Kartashevich, DSc (Engineering), Prof., Belarusian State Agricultural Academy. Phone: +375-296-62-19-88.