

УДК 631.01

В.А. ШЕВЧЕНКО, канд. техн. наук, ХНАДУ, Харьков

М. В. КРАСНОКУТСКИЙ, гл. инж. Основьянской дистанции пути, ЮЖД, Харьков

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЗЕМЛЕРОЙНО-ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ В ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ ДВИЖЕНИЯ

Предложена динамическая модель на всех этапах рабочего цикла автогрейдера при работе с неустановившейся нагрузкой. Разработаны дифференциальные уравнения, которые описывают движение и работу ЗТМ. Описаны переходные процессы динамической характеристики двигателя ЗТМ при их работе. Определена зависимость между коэффициентом буксования и тяговым усилием ЗТМ.

Ключевые слова: землеройно-транспортные машины, переходные режимы работы, динамическая модель, двигатель, грунт, строительные и дорожные машины, коробка передач, неустановившейся характер нагружения, мощность, топливная экономичность, автогрейдер, резание, буксование, фрикционная муфта

Введение. Большая часть земляных работ, связанных с разработкой и перемещением грунта, выполняется землеройно-транспортными машинами (ЗТМ). Особенностью этой группы машин, является формирование рабочих усилий в зоне контакта ходового оборудования и опорной поверхности. Таким образом, движители обеспечивают не только выполнение рабочих операций, но и через трансмиссию влияют на поведение двигателя базовой машины. Для таких машин как бульдозеры, одноковшовые фронтальные погрузчики, автогрейдеры (на некоторых видах рабочих операций) характерно присутствие в рабочем цикле значительного количества разгонно-тормозных процессов, вызванных действием переменных внешних нагрузок и особенностями способов управления машинами, применяемых операторами. Такой неустановившейся характер внешнего нагружения оказывает существенное влияние на выходную мощность и топливную экономичность двигателя[5]; процессы, протекающие в отдельных узлах ЗТМ; формирование внутренних усилий[1].

Анализ последних достижений и публикаций. Анализ работы дизельных двигателей на строительных и дорожных машинах позволил ряду авторов [1] справедливо утверждать, что для переходных режимов работы необходимо использовать динамические характеристики двигателей, которые описываются дифференциальными уравнениями второго и третьего порядков. Как правило, в этих случаях двигатель[7] рассматривается как отдельный элемент, а воздействие со стороны трансмиссии представляется моментом сопротивления, определяемым на основе усредненной кривой нагрузочной диаграммы. Последняя описывается гладкими аналитическими функциями. Подобный подход не позволяет учесть особенности нагружения машины на работе в различных грунтовых условиях, а также динамические параметры самой ЗТМ.

Работы Холодова А.М., Назарова Л.В. и их учеников посвящены изучению динамики ЗТМ [2,3]. В соответствии с методикой, машина представляется в виде упрощенной динамической схемы, которая учитывает наиболее важные факторы, влияющие на поведение системы. Чаще всего модели машин являются нелинейными, а двигатель представляется в виде приведенной движущей силы, рассчитываемой на основании его статической внешней характеристики[7]. Подобный подход позволяет с достаточной точностью определять предельные уровни внешнего нагружения, но не

применим для описания процессов движения системы на продолжительных промежутках времени. С точки зрения анализа показателей топливной экономичности именно эти процессы и необходимо исследовать.

Цель и постановка задачи. Целью статьи является обоснование и разработка динамической модели ЗТМ, комплексно учитывающей как динамические ее характеристики, так и параметры разрабатываемого грунта.

Основная часть. Рабочий процесс ЗТМ при анализе неустановившихся режимов их движения целесообразно расчленить на несколько этапов [4]. На первом из них, до начала копания грунта или заполнения ковша материалом, в результате включения необходимой передачи коробки передач и замыкания муфты сцепления происходит разгон машины на холостом ходу. При этом на машину действует сила сопротивления перекачиванию W_f (рис. 1, а). На втором этапе движения рабочий орган машины вступает в контакт с разрабатываемой средой. Сопротивления перемещению ЗТМ возрастают по пути x в соответствии с полиномиальной зависимостью второй (отвал бульдозера, отвал автогрейдер) или третьей (ковш фронтального погрузчика) степени (рис. 1, а). В дальнейшем, если резание грунта выполняется стружкой постоянного поперечного сечения, общее суммарное сопротивление стабилизируется (автогрейдер), либо линейно возрастает по мере заполнения рабочего органа грунтом (бульдозер, скрепер)[8].

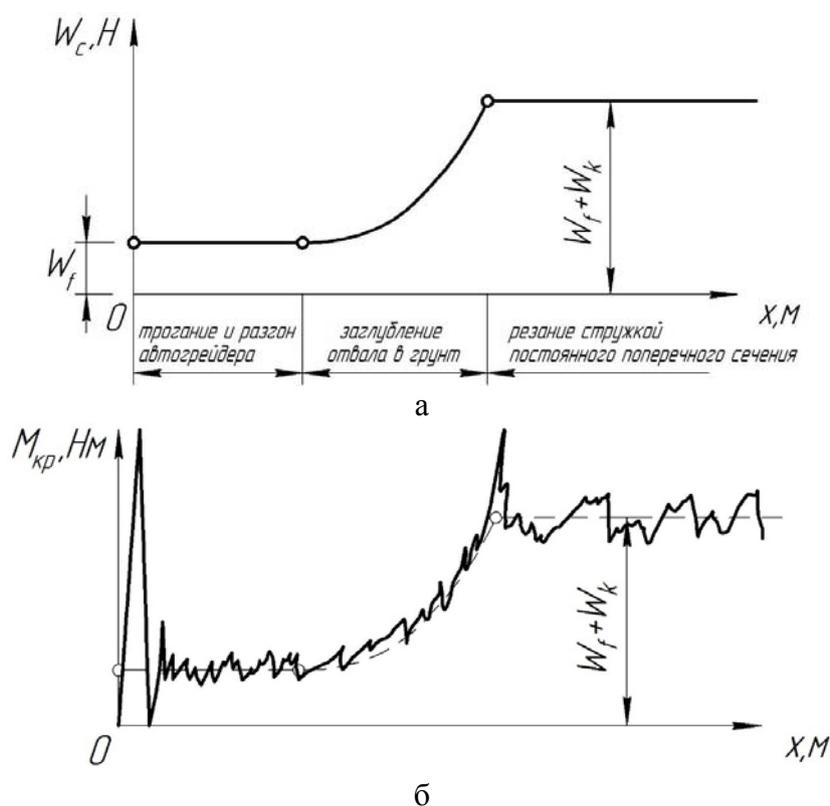


Рисунок 1 – Сопротивления, действующие на автогрейдер во время выполнения рабочей операции (а) и осциллограмма крутящего момента на центральной полуоси балансира (б).

Осциллограмма крутящего момента на центральной полуоси балансира автогрейдера среднего типа, соответствующая этапам его рабочего цикла (рис. 1, б), указывает на наличие явных переходных процессов в трансмиссии ЗТМ[10]. По крайней мере можно выделить разгон поступательно движущейся массы машины на этапе трогания с места и последующее ее торможение на этапе заглубления рабочего органа в разрабатываемую среду.

Для анализа поведения ЗТМ на всех этапах ее рабочего цикла целесообразно разработать ее динамическую модель. При составлении динамической схемы используем следующие допущения[3,6]:

- ЗТМ выполняет рабочие операции на горизонтальной площадке, бортовые ведущие устройства находятся в одинаковых условиях нагружения. Такое упрощение позволяет перейти к плоской расчетной схеме;

- поскольку рассматриваются разгонно-тормозные режимы движения ЗТМ, то упругими деформациями ходового оборудования, металлоконструкции рабочего органа и его подвески пренебрегаем;

- в динамической схеме учитываются все фрикционные элементы, а количество сосредоточенных масс на единицу больше общего числа этих элементов [3]. Например, для пневмоколенной ЗТМ с механической трансмиссией (автогрейдер, колесный бульдозер) характерным является наличие муфты сцепления и фрикционной связи между ведущими колесами и опорной поверхностью. В связи с этим, в состав динамической схемы машины входят три сосредоточенные массы (рис. 2).

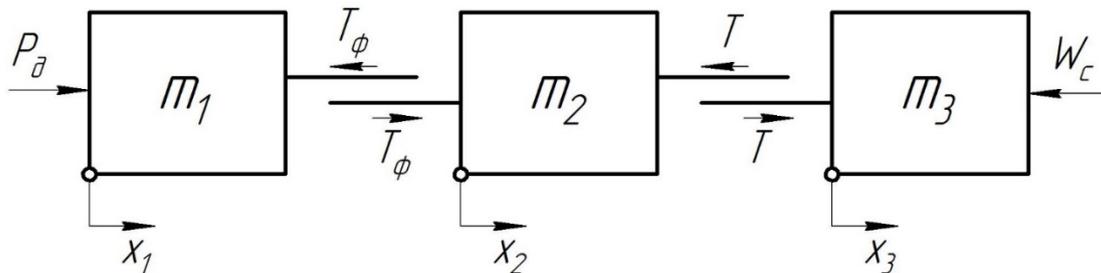


Рисунок 2 – Динамическая схема автогрейдера, оборудованного механической трансмиссией

На представленной схеме m_1 - приведенная к поступательному движению масса маховика двигателя, на которую действует движущая сила $P_o = f(\dot{x}_1)$ и сила со стороны муфты сцепления $T_\phi = f(t)$. Масса m_2 объединяет в себе приведенные к поступательному движению вращающиеся массы трансмиссии и ходового оборудования. Движение этой массы определяется действием сил со стороны фрикционной муфты $T_\phi = f(t)$ и тяговым усилием $T = f(\dot{x}_2, \dot{x}_3)$, действующим в зоне пятна контакта ведущих колес и опорной поверхности. Наконец, поступательно движущаяся масса всей ЗТМ испытывает воздействие тягового усилия T и силы рабочего сопротивления $W_c = f(x_3)$.

Движение модели ЗТМ, представленной на рис. 2, описывается системой дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} = P_o - T_\phi, \\ m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} = T_\phi - T, \\ m_3 \frac{d^2 x_3}{dt^2} = T - W_c. \end{cases} \quad (1)$$

где t - время;

x_1, x_2, x_3 - смещения соответствующих масс.

Система (1) является существенно нелинейной, так как все входящие в нее усилия имеют достаточно сложное аналитическое представление.

Поскольку в переходных процессах рекомендуется использовать динамическую характеристику двигателя, то в соответствии с [1]:

$$P_o = \begin{cases} \text{для регулируемого участка характеристики} \\ P \left(\frac{d^2 x_1}{dt^2} \right) + S \left(\frac{d^2 x_1}{dt^2} \right) \dot{x}_1; \\ \text{для корректорного участка характеристики} \\ a \left(\frac{d^2 x_1}{dt^2} \right) + b \left(\frac{d^2 x_1}{dt^2} \right) x_1 + c \left(\frac{d^2 x_1}{dt^2} \right) \dot{x}_1. \end{cases} \quad (2)$$

где P, S, a, b, c - коэффициенты, определяемые для конкретного двигателя, установленного на ЗТМ.

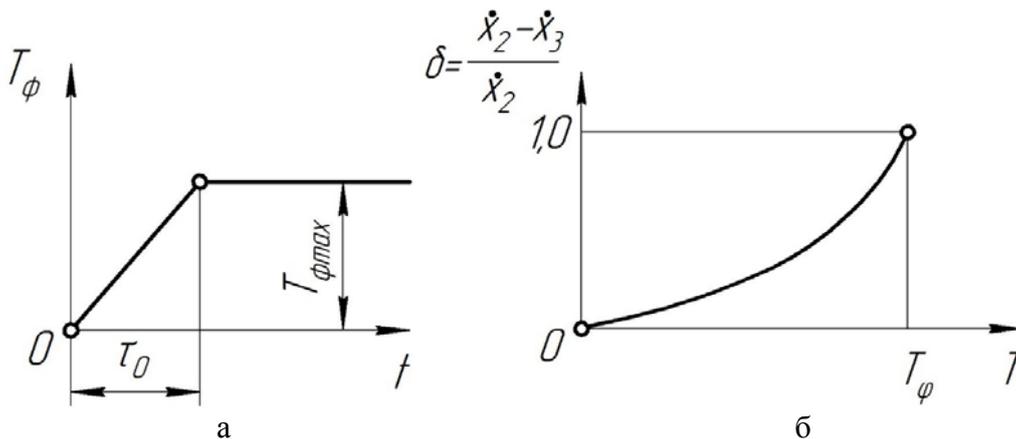


Рисунок 3 – Графическое представление усилия фрикционной муфты (а) и тягового усилия (б).

Характерным показателем фрикционной муфты является темп ее замыкания, определяемый промежутком времени τ_0 (рис. 3, а). После замыкания муфты, передаваемое предельное усилие не превышает $T_{\phi \max}$

$$W_c = \begin{cases} \text{при трогании с места и разгоне} \\ m_3 \cdot g \cdot f; \\ \text{при заглоблении края отвала в грунт} \\ m_3 \cdot g \cdot f + K \cdot k_v^2 \cdot \frac{x_3^3}{\sin^2 \varepsilon} \cdot \sin \alpha; \\ \text{при резании грунта стружкой постоянного сечения} \\ m_3 \cdot g \cdot f + K \cdot F, \end{cases} \quad (5)$$

где g – ускорение свободного падения;
 f – сопротивление перекачиванию машины;
 K – удельное сопротивление грунта резанию;
 $k_v = \frac{v_0}{\dot{x}_3}$ – скоростной коэффициент;
 v_0 – угол захвата (угол установки отвала);
 ε – текущий угол перекоса отвала.

$$\varepsilon = \varepsilon_0 - \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{r_1^2 - h_1^2}}{h_1} + \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{r_1^2 - (h_1 + k_v x_3)^2}}{h_1 + k_v x_3}; \quad (6)$$

где F – площадь вырезаемой стружки грунта

Решение системы дифференциальных уравнений (1) совместно с дополнительными зависимостями (2), ..., (6) позволяет описать не только движение всех масс системы, но и перейти к определению удельного расхода топлива двигателя в переходных режимах с учетом его динамической характеристики.

Выводы:

1. Анализ разгонно-тормозных режимов движения ЗТМ в течение одного рабочего цикла показал, что машина может быть представлена в виде трехмассной модели. Движение машины описывается системой дифференциальных уравнений второй степени.

2. Движущие силы, усилия во фрикционных связях, а также силы рабочего сопротивления описываются нелинейными зависимостями, которые позволяют учесть не только характеристики разрабатываемого грунта, но и геометрические параметры рабочего оборудования, а также динамические характеристики самой ЗТМ.

3. Исследование режимов нагружения двигателя на разных этапах рабочего цикла с помощью предложенной динамической модели позволяет обосновать правомерность учета динамической характеристики двигателя, а также перейти к определению реальных значений удельного расхода топлива в зависимости от вида выполняемой рабочей операции и типа разрабатываемого грунта.

Список література. 1. Багіров Д. Д. Двигатели внутреннего сгорания строительных и дорожных машин / Д. Д. Багіров, А. В. Златопольский - М., Машиностроение, 1974.-137 с, 2. Назаров Л.В. Динамика пневмоколесных землеройно-транспортных машин. Дис. насоиск. уч. ст. докт. техн. наук, Харьков: 1997 г. – 409 с., 3. Шевченко В.О. Динаміка і міцність будівельних і дорожніх машин / В.О. Шевченко, О.В. Яришко, О.О. Резніков. – Харків. ХНАДУ, 2014. – 190 с., 4. Златопольский А. В. «Определение неустановившихся режимов загрузки двигателей землеройных машин и методика их исследования в стендовых условиях». Труды семинара по неустановившимся режимам работы двигателей внутреннего сгорания. НАМИ, 1965., 5. Антипин, В.П. Определение влияния характеристик двигателя на его экономичность в неустановившемся режиме / В.П. Антипин - М. - Двигателестроение. -1981. и 8. - с. 10-12., 6. Краснокутський, М. В. Математична модель динамічної характеристики двигунабудівельних і дорожніх машин / М. В. Краснокутський, В.О. Шевченко // Вісник харківського національного технічного університету сільського господарства. - 2012. - № 124, т. 2. - с.184-188., 7. Краснокутський, М. В. Влияние автогрейдера ДЗК-251 на показатели двигателя СМД-35 в условиях эксплуатации / М.В. Краснокутський // Тези доповідій міжнародної науково-практичної конференції Мікрокад. 2013. Харків, ХПІ, 2013. 211 с. 8. Шевченко В.О. Експериментальне дослідження коливальних процесів, що виникають під час роботи автогрейдерів / В.О. Шевченко, О.М. Чаплигіна // Збірник наукових праць Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка. Серія: Галузеве машинобудування, будівництво – Полтава, 2013. – Вип. №1 (36). – С. 22 – 26. 9. Шевченко В.А. Нагруженность гидропривода управления основным отвалом автогрейдера / В.А. Шевченко, Н.В. Розенфельд, В.Н. Рагулин // Міжнародна науково-практична конференція, присвячена 40-річчю кафедри будівельних, дорожніх машин і будівництва. Проблеми розвитку дорожньо-транспортного і будівельного комплексів. Збірник статей і тез доповідей. 3 – 5 жовтня 2013 р. – Кіровоград, 2013. – С. 151 – 156. 10. Воронович А.В. Совершенствование автогрейдеров массой 15...16 т компенсацией энергосиловыми модулями повышенной надежности. Дис. насоиск. уч. ст. канд. техн. наук. – Харьков: 2007. – 244 с. 11. Наукові основи створення високоефективних землеройно-транспортних машин / [Кириченко І.Г., Назаров Л.В., Нічке В.В. та ін.]; під ред. І.Г. Кириченка. – Х.: ХНАДУ, 2003. – 588 с. 12. Машини для земляних робіт: навч. посіб. / [Хмара Л.А., Кравець С.В., Нічке В.В.]; під ред. проф. Л.А. Хмари та проф. С.В. Кравця. – Рівне – Дніпропетровськ – Харків, 2010. – 557 с.

Bibliography (transliterated): 1. Bagirov D. D. Internal combustion engines construction and road machinery / D.D. Bagirov, A.V. Zlatopolsky - M., Engineering , 1974.-137 with , 2. Nazarov L.V. Dynamics wheel type earthmoving machines. Dis. nasoisk . uch. Art. Doctor . tehn. Sciences, Kharkov: 1997 - 409 p., 3. Shevenko V.O. Dinamika i mitsnist budivelnih i dorozhnih machines / V.O. Shevchenko, O.V. Yarizhko, O.O. Reznikov. - Kharkiv . HNADU 2014. - 190 p., 4. Zlatopolsky A.V. "Defining the transient regimes download earthmoving machinery engines and methods of their research in stand conditions ." Trudy transient operation of internal combustion engines. U.S. , 1965. 5. Antipin V.P. Determination of the effect of engine performance at its economichnost transient operation / V.P. Antipin - Moscow - Engine building . -1981 . and 8. - With . 10-12. 6. Krasnokutsky M.V. model mathe dinamichnoї characteristics dvigunabudivelnih i dorozhnih machines / M. V. Krasnokutsky V.O. Shevchenko / / News harkivskogo natsionalnogo tehnicnogo universitetu silskogo gospodarstva . - 2012 . - № 124 , v. 2 . - P.184 -188. 7. Krasnokutsky M.V. Influence grader VCM -251 on engine performance SMD- 35 in service / MV Krasnokutsky / / Tesi dokladiv

mizhnarodnoï naukoyi praktichnoï konferentsii Mikrokad . 2013 . Kharkiv , KhPI , 2013 . 211 p. **8.** *Shevchenko V.O.* Eksperimental doslidzhennya kolivalnih protsesiv scho vinikayut pid hour robot avtogreyderiv / *V.O. Shevchenko, O.M. Chapligina* // Collection of scientific works Poltava natsionalnogo tehničnogo universitetu imeni Yuriya Kondratyuka . Seriya : Galuzeve machine-building , budivnitstvo - Poltava , 2013 . - Vip . Number 1 (36) . - Pp. 22 - 26. **9.** *Shevchenko V.A.* Nagruzhennost hydraulic drive motor grader blade main control / *V.A. Shevchenko , N.V. Rosenfeld , V.N. Ragulin* // Mizhnarodna naukoyi - practical konferentsiya , prisvyachena 40 richchyu Departments budivelnih , i budivnitstva dorozhnih machines . Problemi rozvitku road traffic i budivelnogo kompleksiv . Zbirnik articles i mes dopovidey . 3 - 5 Zhovtnya 2013 p . - Kirovograd , 2013 . - Pp. 151 - 156. **10.** *Voronovich A.V.* Совершенствованиеавтогрейдеров weighing 15 ... 16 m compensation energy-power modules increased reliability . Dis. nasoisk . uch. Art. Candidate . tehn. Sciences . - Kharkov : 2007. - 244. **11.** Naukovi Bases stvorenniya visokoefektivnih Earthmovers / [*I.G. Kirichenko , L.V. Nazarov, V.V. Nichke* that in .] ; pid ed. *I.G. Kirichenko* . - H.: HNADU 2003 . - 588 p. **12.** Earth robot : navchposib . / [*Hmara L.A., S.V. Kravets , Nichke V.V.*] ; pid ed. prof. *L.A. Hmary* that prof. *SV Kravtsov* . - Rivne - Dnipropetrovs'k - Kharkov, 2010 . - 557 p.

Поступила (received) 28.02.2014