

УДК 531.1:681:5

ИССЛЕДОВАНИЕ И ОЦЕНКА АЛГОРИТМА УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ ХЛОПКОУБОРОЧНОЙ МАШИНЫ МХ-2.4 И НАВЕСНОЙ СИСТЕМЫ УБОРОЧНЫХ АППАРАТОВ ПРИ ВЕРТИКАЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЯХ

¹Азимов Б. М. ²Кубаев С. Т.¹informatika-energetika@mail.ru; ²s-kubayev64@mail.ru.¹Научно-инновационный центр информационно-коммуникационных технологий, 100125, г.Ташкент, м-в Буз-2, 17А;²Самарканский филиал ТУИТ имени Мухаммада ал-Хорезми, г.Самарканд, Шохрух Мирзо, 47

В представленной работе исследуются уравнения движения хлопкоуборочной машины МХ-2.4 и навесной системы уборочного аппарата при вертикальных колебаниях, где гидроцилиндр для подъема и опускания уборочных аппаратов установлен в середине вала качалок, жесткость вала качалок считается абсолютной, левые и правые уборочные аппараты колеблются равномерно. Устойчивость движения проверяется по критерию Гурвица.

Ключевые слова: модель, система, алгоритм, вертикальные колебания, устойчивость движения, механизм навески, характеристическое уравнение, хлопкоуборочная машина, конструктивные параметры, вычислительный эксперимент.

Цитирование: Азимов Б. М., Кубаев С. Т. Исследование и оценка алгоритма устойчивости движения хлопкоуборочной машины МХ-2.4 и навесной системы уборочных аппаратов при вертикальных колебаниях // Проблемы вычислительной и прикладной математики. — 2019. — № 3(21). — С. 19–29.

1 Введение

Сельскохозяйственные машины при комплектовании машинно-тракторных агрегатов считаются сложной механической системой, анализ устойчивости которой необходим при исследовании движения по полю для соблюдения агротехнических требований по возделыванию, обработке различных сельскохозяйственных культур. При этом составляются дифференциальные уравнения, по коэффициентам которых можно предварительно оценить устойчивость механической системы, причем необходимо рассматривать устойчивость как системы в целом, так и устойчивость навески относительно трактора, которые до сих пор остаются актуальными задачами требующими дальнейшего изучения.

А.М. Ляпунов рассматривал движение механической системы, как устойчивое, если с течением времени отклонения от невозмущенного движения уменьшаются. Движение по А.М. Ляпунову неустойчиво, если с течением времени отклонения растут, и разница между возмущенным и невозмущенным движениями увеличивается [1].

С.М. Тарг предложил следующее определение устойчивости: равновесие любой механической системы в данном положении называется устойчивым, если её можно вывести из этого положения настолько малым возмущением (смещением, толчком), что во всё последующее время отклонение системы от равновесного положения будет меньше любого сколь угодно малого заданного отклонения. В противном случае, согласно [2], равновесие считают неустойчивым. Однако, применительно к

машинно-тракторному агрегату, такое определение не отражает в полной мере понятие устойчивости, поскольку агрегат не только должен возвращаться в первоначальное положение, ими колебаться около него, а главным образом ещё и противостоять малым возмущением и не отклоняться от малейшего толчка. В противном случае, согласно [3], малейшее отклонение от заданного движения вызовет необходимость в постоянной корректировке направления движения, а это, в свою очередь, повышает утомляемость оператора.

Наличие в спектре колебаний достаточно высоких частот с амплитудами, способными генерировать колебания (вибрацию) рабочих органов сельскохозяйственных машин, может привести к значительному снижению коэффициента внутреннего трения в обрабатываемом материале и снизить сопротивление рабочего процесса.

Использование такого способа активации рабочих процессов известно в истории разработки рабочих органов сельскохозяйственных машин, где работы велись на тихоходной сельскохозяйственной технике. Низкий энергетический уровень, на котором осуществлялся процесс, исключал возможность появления устойчивых колебаний, способность возбудить действенные (по отношению к обрабатываемому материалу) автоколебания рабочих органов [3, 4].

В.Ф. Коновалов под устойчивостью понимает совокупность свойств агрегата, благодаря которым характер движения системы может сохраняться как при действии возмущающих сил, так и спустя некоторое время после его прекращения и которым агрегат, как динамическая система, взаимодействующая со средой, может обладать или не обладать. Устойчивость движения определяется соотношением возмущающих факторов и восстанавливающих сил, стремящихся вернуть систему к прежнему движению после возмущения. Причем свойство устойчивости движения может проявляться лишь в пределах малых отклонений и исчезает при больших отклонениях, тогда как управляемость должна быть обеспечена при любых движениях агрегата [5].

А.А. Гашенко в своей работе [6] оценку курсовой устойчивости культиваторного агрегата с дисками-движителями производил по коэффициенту извилистости хода культиваторного агрегата. При анализе боковых отклонений агрегата от скорости движения при заданной прямолинейной траектории использовалась дисперсия отклонений.

Л.В. Гячев при оценке устойчивости движения прицепной сельскохозяйственной машины предлагает использовать понятие практической устойчивости [7], характеризующееся способностью прицепной машины сохранять прямолинейность и поступательность движения рамы при прямолинейном и равномерном движении точки прицепа.

П.Ю. Яковлев в своих работах определил, что при недостаточной устойчивости движения машинно-тракторного агрегата с фронтальной навеской порой невозможно достичь высоких технико-экономических показателей, а главным образом сложно обеспечить агротехнические показатели применения машинно-тракторного агрегата, что в свою очередь затрудняет их использование либо делает экономически нецелесообразным. Здесь даётся оценка того, что применение в конструкции механизма фронтальной навески упругого элемента обеспечивает упругое соединение орудия с трактором. Это, с одной стороны, создает возможность поворота орудия в ту же сторону, что и управляемые колеса, а это улучшает устойчивость и управляемость движения агрегата в целом за счет уменьшения сил сопротивления от орудия при повороте трактора [8].

Г.А. Смирнов в работе [9] отмечал, что устойчивость – это свойство машины сохранять в заданных пределах, независимо от скорости движения и действия внешних сил, направление движения и ориентацию продольной и вертикальной осей при отсутствии управляющих воздействий со стороны водителя.

И.Е. Донцов в своей работе [10] на основании критериев Рауса-Гурвица использует собственный критерий устойчивости, позволяющий на начальных этапах проектирования, при поиске принципиально работоспособных схем агрегатирования определять параметры орудия и навески, которые обеспечивают наиболее устойчивое движение орудия. Данный критерий И.Е. Донцов применил и для оценки устойчивости движения орудия в вертикальной плоскости, соединенного с МТА посредством тяг с различной кинематической схемой.

2 Постановка задачи

В соответствии с расчетной схемой, представленной на рисунке 1, где гидроцилиндр для подъема и опускания уборочных аппаратов установлен в середине вала качалок, жесткость вала качалок при этом считаем абсолютной. Левые и правые уборочные аппараты равномерно колеблются при вертикальном колебании машины. Составим обобщенную математическую модель вертикальных колебаний ХУМ МХ-2.4 в процессе передвижения по неровностям на поворотной полосе хлопкового поля в форме уравнений Лагранжа второго рода [11–15]:

$$\left. \begin{aligned} m_M \ddot{y}_M &= F_y - b_1(\dot{y}_M - \dot{y}_{k_1}) - c_1(y_M - y_{k_1}) - b_2(\dot{y}_M - \dot{y}_{k_2}) - c_2(y_M - y_{k_2}) \\ m_1 \ddot{y}_{k_1} &= b_1(\dot{y}_M - \dot{y}_{k_1}) + c_1(y_M - y_{k_1}) - m_1 \frac{2\pi^2 V_M^2}{l_5^2} h_n (1 - \cos \frac{2\pi V_M t}{l_5}) \\ (m_2 - m_3) \ddot{y}_{k_2} &= b_2(\dot{y}_M - \dot{y}_{k_2}) + c_2(y_M - y_{k_2}) - (m_2 - m_3) \frac{2\pi^2 V_M^2}{l_5^2} h_n (1 - \cos \frac{2\pi V_M t}{l_5}) \\ j_{ГЦ} \ddot{\varphi}_{ГЦ} &= F_{ГЦ} \cdot l_6 - 2 \cdot l_7 \cdot m_a \ddot{y}_M \\ m_{ГЦ} \ddot{y}_{ГЦ} &= \frac{j_{ГЦ} \ddot{\varphi}_{ГЦ}}{l_7 - l_6} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где, \ddot{y}_i и \dot{y}_i – линейные скорости и ускорение машины, передних и задних колес, рычагов гидроцилиндра и вала качалок механизма навески аппаратов; $\dot{\varphi}_i$ и $\ddot{\varphi}_i$ – угловые скорости и ускорение крутильных колебаний рычага гидроцилиндра и вала качалок; b_i , c_i – коэффициенты вязкого сопротивления и жесткости шины колеса машины, вала качалок механизма навески уборочных аппаратов; m_i – распределенная масса по опорам машины и механизма навески уборочных аппаратов; h_n – высота неровности дороги; $F_{ГЦ}$ – усилие в гидроцилиндре механизма навески уборочных аппаратов; l_1 , l_2 , l_3 , l_4 и l_5 – расстояния между опорами и неровностями; l_6 и l_7 – длина рычага для и рычагов навески уборочных аппаратов; $j_{ГЦ}$ и $j_{БК}$ – моменты инерции рычагов соединения гидроцилиндра и навески уборочных аппаратов.

Система обладает единственным стационарным движением

$$\varphi_{ГЦ} = y_{ГЦ} = y_M = y_{k_1} = y_{k_2} = 0$$

$$\left. \begin{aligned}
 m_M \ddot{y}_M - F_y + b_1(\dot{y}_M - \dot{y}_{k_1}) + c_1(y_M - y_{k_1}) + b_2(\dot{y}_M - \dot{y}_{k_2}) + c_2(y_M - y_{k_2}) &= 0 \\
 m_1 \ddot{y}_{k_1} - b_1(\dot{y}_M - \dot{y}_{k_1}) - c_1(y_M - y_{k_1}) + m_1 \frac{2\pi^2 V_M^2}{l_5^2} h_n (1 - \cos \frac{2\pi V_M}{l_5} t) &= 0 \\
 (m_2 - m_3) \ddot{y}_{k_2} - b_2(\dot{y}_M - \dot{y}_{k_2}) - c_2(y_M - y_{k_2}) - (m_2 - m_3) \frac{2\pi^2 V_M^2}{l_5^2} h_n (1 - \cos \frac{2\pi V_M}{l_5} t) &= 0 \\
 j_{\Gamma\Gamma} \ddot{\varphi}_{\Gamma\Gamma} - F_{\Gamma\Gamma} \cdot l_6 + 2 \cdot l_7 \cdot m_a \dot{y}_M &= 0 \\
 m_{\Gamma\Gamma} \ddot{y}_{\Gamma\Gamma} - \frac{j_{\Gamma\Gamma} \ddot{\varphi}_{\Gamma\Gamma}}{l_7 - l_6} &= 0
 \end{aligned} \right\} (2)$$

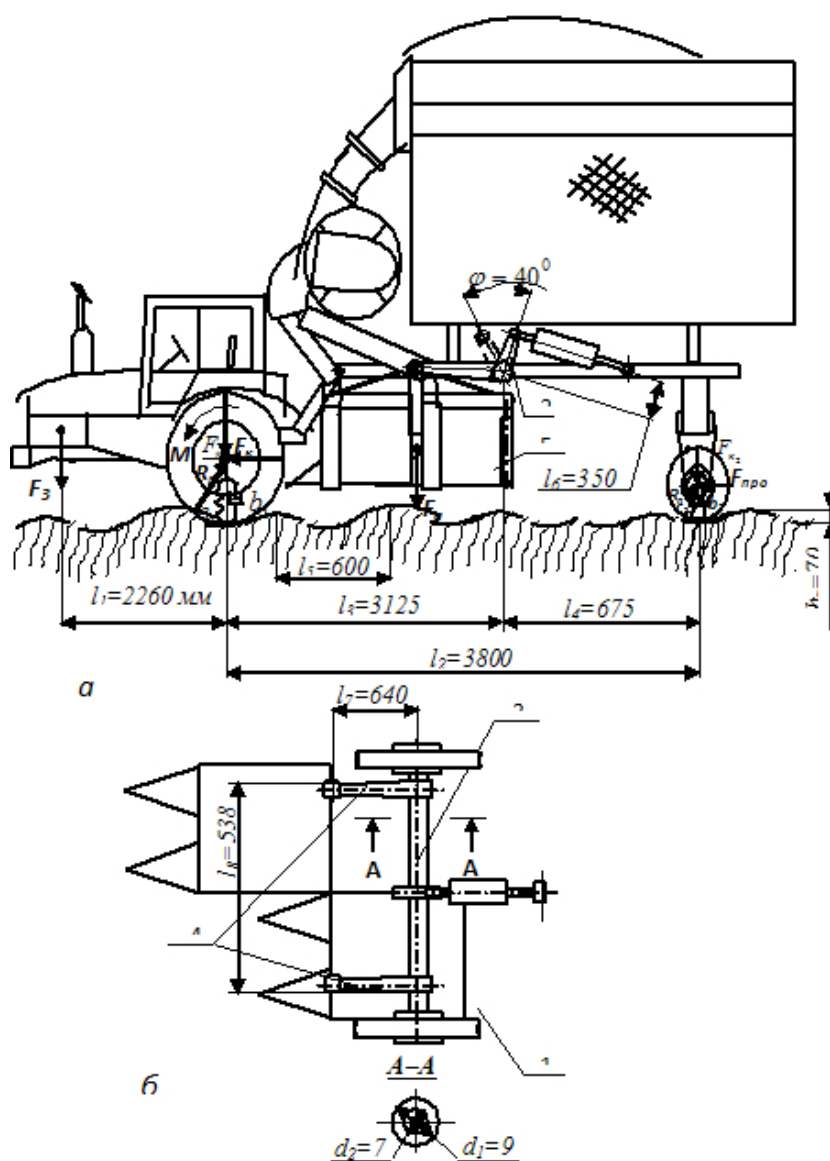


Рис. 1 Расчетная схема ХУМ МХ-2.4: а-динамический модель МХ-2.4; б-вид сверху левого блока механизма навески уборочных аппаратов МХ-2.4: 1-гидроцилиндр; 2-рычаг для соединения гидроцилиндра; 3-вал качалок; 4-рычаги для навески; 5-уборочные аппараты

$$\begin{aligned}
& (m_{\Gamma\Gamma}^2 c_{25} m_3 + m_{\Gamma\Gamma}^2 c_1 m_1 m_2 - m_{\Gamma\Gamma}^2 c_2 m_3^2 + m_{\Gamma\Gamma}^2 c_2 m_1 m_2 - \\
& m_{\Gamma\Gamma}^2 c_1 m_1 m_3 + m_{\Gamma\Gamma}^2 c_1 m_3 m_2 + m_{\Gamma\Gamma}^2 b_2 b_1 m_2 - m_{gts}^2 c_2 m_1 m_3 + \\
& m_{\Gamma\Gamma}^2 c_2 m_2 m_3 - m_{\Gamma\Gamma}^2 c_2 m_3^2 + m_{\Gamma\Gamma}^2 c_{25} m_1 - m_{\Gamma\Gamma}^2 c_{15} m_3 + \\
& m_{\Gamma\Gamma}^2 b_2 b_1 m_1 + m_{\Gamma\Gamma}^2 c_{15} m_2 + m_{\Gamma\Gamma}^2 b_2 b_{15} + m_{\Gamma\Gamma}^2 b_{13} m_2 - \\
& m_{\Gamma\Gamma}^2 b_{13} m_3 - m_{\Gamma\Gamma}^2 b_{24} m_3 - m_{\Gamma\Gamma}^2 b_{24} m_1)_2 \lambda^3 + \\
& (m_{\Gamma\Gamma}^2 c_{13} m_2 - m_{\Gamma\Gamma}^2 c_{13} m_3 - m_{\Gamma\Gamma}^2 c_{24} m_3 - m_{\Gamma\Gamma}^2 c_{24} m_1 + \\
& m_{\Gamma\Gamma}^2 b_1 c_2 m_1 + m_{\Gamma\Gamma}^2 b_2 c_1 m_1 + m_{\Gamma\Gamma}^2 b_1 c_{25} + m_{\Gamma\Gamma}^2 b_2 c_{15} + \\
& m_{\Gamma\Gamma}^2 b_1 c_2 m_2 + m_{\Gamma\Gamma}^2 b_2 c_1 m_2 + m_{\Gamma\Gamma}^2 b_2 b_{13} - m_{gts}^2 b_2 b_{14})_2 \lambda^2 + \\
& (m_{\Gamma\Gamma}^2 c_1 c_{25} + m_{\Gamma\Gamma}^2 c_1 c_2 m_2 + m_{\Gamma\Gamma}^2 c_1 c_2 m_1 - m_{\Gamma\Gamma}^2 b_1 c_{24} + \\
& m_{\Gamma\Gamma}^2 b_1 c_{23} + m_{\Gamma\Gamma}^2 b_2 c_{13} - m_{\Gamma\Gamma}^2 b_2 c_{14})_2 \lambda + \\
& (m_{\Gamma\Gamma}^2 c_1 c_{23} - m_{\Gamma\Gamma}^2 c_1 c_{24})_2 = 0.
\end{aligned} \tag{4}$$

Вычислительный эксперимент проведен при следующих значениях параметров:

– при прогибе шины $h_{\text{ш}} = 30\text{мм} = 0.03\text{м}$:

$$\begin{aligned}
a_1 &= 0.26 \text{ рад}; a_2 = -114.4 \text{ Нмрад}; a_3 = 4799.64 \text{ кгс/рад}; a_4 = 3442.90 \text{ кгс/рад}; \\
a_5 &= 48.46 \text{ кг}; a_6 = 1906,76 \text{ Нс}^2; c_1 = 843333.33 \text{ Н/м}; b_1 = 74090 \text{ Нс/м}; \\
c_1 &= 1738333.3 \text{ Н/м}; b_2 = 152719.82 \text{ Нс/м}; c_3 = 626037.55 \text{ Нм/рад}; \\
b_1 &= 57477.5 \text{ Нмс/м}; m_{\text{м}} = 7745 \text{ кг}; m_1 = 2530 \text{ кг}; m_2 = 5215 \text{ кг}; m_3 = 1200 \text{ кг}; \\
m_{\text{а}} &= 675 \text{ кг}; m_{\Gamma\Gamma} = 276.48 \text{ кг}; j_{\Gamma\Gamma} = 552.96 \text{ Нмс}^2; j_{\text{вк}} = 276.48 \text{ Нмс}^2; m_{\text{к1}} = 0.75 \text{ м}; \\
m_{\text{к2}} &= 0.415 \text{ м}; h_{\Gamma} = 0.07 \text{ м}; V_{\text{м}} = 1.11 \text{ м/с}; \\
F_y &= F_{\text{м}} \sin \alpha = 16060 \sin 45^\circ \text{ Н} = 11356.135; F_{\Gamma\Gamma} = 2245.5 \text{ Н}; F_{\text{м}} = 16016 \text{ Н}.
\end{aligned}$$

Для систем уравнений (4) характеристическое уравнение выглядит следующим образом:

$$\begin{aligned}
& 3727131792 \cdot 10^4 \lambda^5 + 1761146023 \cdot 10^8 \lambda^4 + 7666268986 \cdot 10^9 \lambda^3 + \\
& 1300536018 \cdot 10^{11} \lambda^2 + 7601626736 \cdot 10^{11} \lambda + 1520394835 \cdot 10^{11} = 0.
\end{aligned}$$

При этом получаем детерминант Гурвица и значение пяти основных миноров этого детерминанта: $h_{\text{ш}} = 30\text{мм} = 0.03\text{м}$:

$$d_1 = |1761146023 \cdot 10^8|,$$

$$d_2 = \begin{vmatrix} 1761146023 \cdot 10^8 & 1300536018 \cdot 10^{11} \\ 3727131792 \cdot 10^4 & 7666268986 \cdot 10^9 \end{vmatrix},$$

$$d_3 = \begin{vmatrix} 1761146023 \cdot 10^8 & 1300536018 \cdot 10^{11} & 1520394835 \cdot 10^{11} \\ 3727131792 \cdot 10^4 & 7666268986 \cdot 10^9 & 7601626736 \cdot 10^{11} \\ 0 & 1761146023 \cdot 10^8 & 1300536018 \cdot 10^{11} \end{vmatrix},$$

$$d_4 = \begin{vmatrix} 1761146023 \cdot 10^8 & 1300536018 \cdot 10^{11} & 1520394835 \cdot 10^{11} & 0 \\ 3727131792 \cdot 10^4 & 7666268986 \cdot 10^9 & 7601626736 \cdot 10^{11} & 0 \\ 0 & 1761146023 \cdot 10^8 & 1300536018 \cdot 10^{11} & 1520394835 \cdot 10^{11} \\ 0 & 3727131792 \cdot 10^4 & 7666268986 \cdot 10^9 & 7601626736 \cdot 10^{11} \end{vmatrix},$$

$$d_5 = \begin{vmatrix} 1761146023 \cdot 10^8 & 1300536018 \cdot 10^{11} \\ 3727131792 \cdot 10^4 & 7666268986 \cdot 10^9 \\ 0 & 1761146023 \cdot 10^8 \\ 0 & 3727131792 \cdot 10^4 \\ 0 & 0 \end{vmatrix}.$$

$$\begin{vmatrix} 1520394835 \cdot 10^{11} & 0 & 0 \\ 7601626736 \cdot 10^{11} & 0 & 0 \\ 1300536018 \cdot 10^{11} & 1520394835 \cdot 10^{11} & 0 \\ 7666268986 \cdot 10^9 & 7601626736 \cdot 10^{11} & 0 \\ 1300536018 \cdot 10^{11} & 1520394835 \cdot 10^{11} & 1761146023 \cdot 10^8 \end{vmatrix}$$

Вычисляя детерминанты, находим:

$$\begin{aligned} d_1 &= 1761146023 \cdot 10^8, \\ d_2 &= 1345294644 \cdot 10^{27}, \\ d_3 &= 1513839380 \cdot 10^{47}, \\ d_4 &= 1135091351 \cdot 10^{68}, \\ d_5 &= 1725787027 \cdot 10^{88}. \end{aligned}$$

Как видно, все миноры определителя Гурвица отличны от нуля и система устойчива:

– при прогибе шины $h_{ш} = 40\text{мм} = 0.04\text{м}$:

$$a_1 = 0.14\text{рад}; \quad a_2 = -114.4\text{Нмрад};$$

$$a_3 = 1507.50\text{кгс/рад}; \quad a_4 = 2399.10\text{кгс/рад}; \quad a_5 = 2.28\text{кг};$$

$$a_6 = 1906,76 \text{ Нс}^2 \quad c_1 = 620482.5 \text{ Н/м}; \quad b_1 = 33814912 \text{ Нс/м}; \quad c_1 = 1298978.75 \text{ Н/м};$$

$$b_2 = 60971.5 \text{ Нс/м}; \quad c_3 = 626037.55 \text{ Нм/рад}; \quad b_1 = 57477.5 \text{ Нмс/м}; \quad m_m = 7745 \text{ кг};$$

$$m_1 = 2530 \text{ кг}; \quad m_2 = 5215 \text{ кг}; \quad m_3 = 1200 \text{ кг}; \quad m_a = 675 \text{ кг}; \quad m_{гц} = 276.48 \text{ кг};$$

$$j_{гц} = 552.96 \text{ Нмс}^2; \quad j_{вк} = 276.48 \text{ Нмс}^2; \quad m_{к1} = 0.75 \text{ м}; \quad m_{к2} = 0.415 \text{ м}; \quad h_n = 0.07 \text{ м};$$

$$V_m = 1.11 \text{ м/с}; \quad F_y = F_m \sin \alpha = 16170 \sin 45^\circ \text{ Н} = 11433.135 \quad F_{гц} = 2245.5 \text{ Н}; \quad F_m = 16016 \text{ Н};$$

Для систем уравнений (4) характеристическое уравнение выглядит следующим образом:

$$3205382447 \cdot 10^4 \lambda^5 + 1185034607 \cdot 10^8 \lambda^4 + 3552186960 \cdot 10^9 \lambda^3 + 5094067850 \cdot 10^{10} \lambda^2 + 4718708503 \cdot 10^{11} \lambda + 1871438130 \cdot 10^9 = 0.$$

Получаем детерминант Гурвица и значение пяти основных миноров этого детерминанта:

$$d_1 = |1185034607 \cdot 10^8|$$

$$d_2 = \begin{vmatrix} 1185034607 \cdot 10^8 & 5094067850 \cdot 10^{10} \\ 3205382447 \cdot 10^4 & 3552186960 \cdot 10^9 \end{vmatrix},$$

$$d_3 = \begin{vmatrix} 1185034607 \cdot 10^8 & 5094067850 \cdot 10^{10} & 1871438130 \cdot 10^9 \\ 3205382447 \cdot 10^4 & 3552186960 \cdot 10^9 & 4718708503 \cdot 10^{11} \\ 0 & 1185034607 \cdot 10^8 & 5094067850 \cdot 10^{10} \end{vmatrix}$$

$$d_4 = \begin{vmatrix} 1185034607 \cdot 10^8 & 5094067850 \cdot 10^{10} & 1871438130 \cdot 10^9 & 0 \\ 3205382447 \cdot 10^4 & 3552186960 \cdot 10^9 & 4718708503 \cdot 10^{11} & 0 \\ 0 & 1185034607 \cdot 10^8 & 5094067850 \cdot 10^{10} & 1871438130 \cdot 10^9 \\ 0 & 3205382447 \cdot 10^4 & 3552186960 \cdot 10^9 & 4718708503 \cdot 10^{11} \end{vmatrix},$$

$$d_5 = \begin{vmatrix} 1185034607 \cdot 10^8 & 5094067850 \cdot 10^{10} & 1871438130 \cdot 10^9 & 0 \\ 3205382447 \cdot 10^4 & 3552186960 \cdot 10^9 & 4718708503 \cdot 10^{11} & 0 \\ 0 & 1185034607 \cdot 10^8 & 5094067850 \cdot 10^{10} & 1871438130 \cdot 10^9 \\ 0 & 3205382447 \cdot 10^4 & 3552186960 \cdot 10^9 & 4718708503 \cdot 10^{11} \\ 0 & 0 & 1185034607 \cdot 10^8 & 5094067850 \cdot 10^{10} \end{vmatrix}$$

$$\begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1871438130 \cdot 10^9 \end{vmatrix}$$

Вычисляя детерминанты, находим:

$$\begin{aligned} d_1 &= 1185034607 \cdot 10^8, \\ d_2 &= 4193136042 \cdot 10^{26}, \\ d_3 &= 1473361113 \cdot 10^{46}, \\ d_4 &= 6949577499 \cdot 10^{66}, \\ d_5 &= 1300570432 \cdot 10^{85}. \end{aligned}$$

Как видно, все миноры определителя Гурвица отличны от нуля, следовательно и система устойчива.

4 Выводы

В работе, на базе проведенных исследований, нами сформирован алгоритм и проведен анализ устойчивости движения хлопкоуборочной машины МХ-2.4 и навесной системы уборочного аппарата при вертикальных колебаниях, где гидроцилиндр для

подъема и опускания уборочных аппаратов установлен в середине вала качалок; жесткость вала качалок считаем абсолютной, левые и правые уборочные аппараты равномерно колеблются. Из построенных уравнений движения в форме уравнений Лагранжа второго рода разработаны модели движения при вертикальных колебаниях хлопкоуборочной машины МХ-2.4 в процессе передвижения по неровностям на поворотной полосе хлопкового поля и проверена устойчивость движения по критерию Гурвица.

Литература

- [1] *Ляпунов А.М.* Общая задача об устойчивости движения. – М.: Гостехиздат, 1950. – 472 с.
- [2] *Тарг С.М.* Краткий курс теоретической механики. – 10-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1986. – 416с.
- [3] *Тимофеев А.Н.* Теория устойчивости движения мобильных сельскохозяйственных машин : Прямой метод Ляпунова. – М.: 1981. – 43 с.
- [4] *Мартынюк А.А.* Динамика и устойчивость движения колесных транспортных машин. – Киев: Техника, 1981. - 223 с.
- [5] *Коновалов В.Ф.* Динамическая устойчивость тракторов. – М: Машиностроение. 1981. – 143 с.
- [6] *Гашенко А.А.* Повышение эффективности использования культиваторного агрегата улучшением устойчивости движения дисками-двигателями : автореф. дис. канд. техн. наук 05.20.01. – Пенза, 2010. – 20 с.
- [7] *Гячев Л.В.* Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов. – М.: Машиностроение, 1981. – 206 с.
- [8] *Яковлев П.Ю.* Дифференциальное уравнение колебаний фронтально навешенного орудия в горизонтальной плоскости, соединенного с трактором посредством шарнирного четырехзвенника // Вестник АГАУ. – 2013. – №6. – С. 96-99.
- [9] *Смирнов Г.А.* Теория движения колесных машин. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
- [10] *Донцов И.Е.* Устойчивость движения комбинированных МТА с фронтальными и задними навесными орудиями // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2009. – №12. – С. 20-22.
- [11] *Азимов Б.М., Кубаев С.Т.* Моделирование и управление испытательными системами хлопкоуборочных машин при различных состояниях их равновесия // Проблемы информатики и энергетики. – Т., 2009. – №3. – С. 3-10.
- [12] *Азимов Б.М., Кубаев С.Т., Якубжанова Д.К.* Системное моделирование и алгоритм управления испытательными системами хлопкоуборочных машин при различных состояниях их равновесия // Проблемы информатики и энергетики. – Т., 2011. – №2. – С. 15-25.
- [13] *Азимов Б.М., Онорбоев Б.О., Усманов И.И., Кубаев С.Т., Якубжанова Д.К.* Моделирование и управление движением хлопкоуборочной машины МХ-1.8 // Современное состояние и перспективы применения информационных технологий в управлении : доклады Республиканской научно-технической конференции. – Т., 2015. – С. 100-107.
- [14] *Azimov B.M., Yakubjanova D.K., Kubaev S.T.* Modeling and optimal control of motion of cotton harvester MH-2.4 under horizontal oscillations // IJARSET. – 2018. – Vol. 5, No. 9. – P. 6906-6914.

- [15] *Azimov B.M., Yakubjanova D.K.* Imitation Modeling and Calculation of the Parameters of Lateral Forces Components of Guide Wheels of Cotton Harvester MH-1.8 // IJARSET. – 2018. – Vol. 5, No. 1. – P. 5024-5032.

Поступила в редакцию 01.04.2019

UDC 531.1:681:5

RESEARCH AND EVALUATION OF THE ALGORITHM STABILITY MOVEMENT COTTON PICKERS MH-2.4 AND LINKAGE CLEANING APPARATUS UNDER VERTICAL OSCILLATIONS

¹*Azimov B. M.*, ²*Kubaev S. T.*

¹*informatika-energetika@mail.ru*; ²*s-kubayev64@mail.ru*.

¹Scientific and Innovation Center of Information and Communication Technologies, 100125, Tashkent, Booz-2, 17A;

²Samarkand branch of the Tashkent University of Information Technologies named after Muhammad al-Khorezmi, Samarkand, Shohruh Mirzo str., 47

The paper studies the equations of motion for the cotton harvesting machine MH-2.4 and the mounted system of the harvesting machine with vertical oscillations, where the hydraulic cylinder for raising and lowering the cleaning machines is installed in the middle of the rocking shaft; we assume the rigidity of the rocking shaft is absolute, the left and right harvesting machines fluctuate evenly. The stability of the movement is checked according to the Hurwitz criterion.

Keywords: model, system, algorithm, vertical oscillations, motion stability, attachment mechanism, characteristic equation, cotton harvesting machine, design parameters, computational experiment.

Citation: Azimov B. M., Kubaev S. T. 2019. Research and evaluation of the algorithm stability movement cotton pickers MH-2.4 and linkage cleaning apparatus under vertical oscillations. *Problems of Computational and Applied Mathematics*. 3(21): 19–29.

References

- [1] Lyapunov A.M. 1950. *Obshchaya zadacha ob ustoychivosti dvizheniya* [General problem of motion stability]. Moscow : Gostekhizdat. 472 p. (In Russian)
- [2] Targ S.M. 1986 *Kratkiy kurs teoreticheskoy mekhaniki* [A short course of theoretical mechanics]. 10th ed. Moscow : Visshaya shkola. 416 p. (In Russian)
- [3] Timofeev A.N. 1981. *Teoriya ustoychivosti dvizheniya mobilnykh selskokhozyaystvennykh mashin : Pryamoy metod Lyapunova* [Theory of motion strength of mobile agricultural machines : Lyapunov's direct method]. Moscow. 43 p. (In Russian)
- [4] Martynyuk A.A. 1981. *Dinamika i ustoychivost dvizheniya kolesnykh transportnykh mashin* [Dynamics and stability of the motion of wheeled transport vehicles]. Kiev : Tekhnika. 223 p. (In Russian)

- [5] Konovalov V.F. 1981. *Dinamicheskaya ustoychivost traktorov* [Dynamic stability of tractors.] Moscow : Mechanical Engineering. 143 p. (In Russian)
- [6] Gashenko A.A. 2010. *Povyshenie effektivnosti ispolzovaniya kultivatornogo agregata uluchsheniem ustoychivosti dvizheniya diskami* [Improving the efficiency of use of the cultivator aggregate by improving the stability of the movement of propulsion discs]. Penza. 20p. (In Russian)
- [7] Gyachev L.V. 1981. *Ustoychivost dvizheniya selskokhozyaystvennykh mashin i agregatov* [Stability of motion of agricultural machines and aggregates]. Moscow : Mashinostroenie. 206p. (In Russian)
- [8] Yakovlev P.Yu. 2013. *Differentsialnoe uravnenie kolebaniy frontalno naveshennogo orudiya v gorizontальной ploskosti, soedinennogo s traktorom posredstvom sharnirnogo chetyrekhzvennika* [Differential equation of oscillations of a frontally mounted implement in a horizontal plane, connected to a tractor by means of a hinged four-barter]. *Vestnik AGAU* [AGAU Bulletin]. 6:96-99. (In Russian)
- [9] Smirnov G.A. 1990. *Teoriya dvizheniya kolesnykh mashin* [Theory of the movement of wheeled vehicles]. Moscow : Mashinostroenie. 352 p. (In Russian)
- [10] Dontsov I.E. 2009. *Ustoychivost dvizheniya kombinirovannykh MTA s frontalnymi i zadnimi navesnymi orudiyami* [Stability of movement of combined MTU with frontal and rear mounted implements]. *Traktory i selskokhozyaystvennykh mashiny* [Tractors and agricultural machines]. 12:20-22. (In Russian)
- [11] Azimov B.M., Kubaev S.T. 2009. *Modelirovanie i upravlenie ispytatelnymi sistemami khlopkouborochnykh mashin pri razlichnykh sostoyaniyakh ikh ravnovesiya* [Simulation and control by test systems of cotton harvesting machines at various states of their equilibrium]. *Problemy informatiki i energetiki* [Problems of Informatics and Energy]. 3:3-10. (In Russian)
- [12] Azimov B.M., Kubaev S.T., Yakubjanova D.K. 2011. *Sistemnoe modelirovanie i algoritm upravleniya ispytatelnymi sistemami khlopkouborochnykh mashin pri razlichnykh sostoyaniyakh ikh ravnovesiya* [System modeling and algorithm of control by test systems of cotton harvesting machines at different states of their equilibrium]. *Problemy informatiki i energetiki* [Problems of Informatics and Energy]. 2:15-25. (In Russian)
- [13] Azimov B.M. et al. 2015. *Modelirovanie i upravlenie dvizheniem khlopkouborochnoy mashiny MKh-1.8* [Modeling and control of motion of the MX-1.8 cotton harvesting machine]. *CSPAITM*. Tashkent. 100-107. (In Russian)
- [14] Azimov B.M., Yakubjanova D.K., Kubaev S.T. 2018. *Modeling and optimal control of motion of cotton harvester MH-2.4 under horizontal oscillations*. *IJARSET*. 5(9):6906-6914.
- [15] Azimov B.M., Yakubjanova D.K. 2018. *Imitation Modeling and Calculation of the Parameters of Lateral Forces Components of Guide Wheels of Cotton Harvester MH-1.8*. *IJARSET*. 5(1):5024-5032.

Received April 01, 2019