

3. Наряду с базовым устройством, предложенное нами экспериментальное устройство для родовспоможения коровам работоспособно и надежно в эксплуатации. Выполненные расчеты показывают, что экономия средств от приобретения для хозяйства предлагаемого нами устройства для родовспоможения коровам составляет 16165,0 руб., что свидетельствует о целесообразности его использования.

Библиографический список

1. Гаджиев Я.М. Совершенствование организации стада и доения коров в крупных

хозяйствах с промышленным типом производства молока: автореф. дис. ... д.с.-х.н. – Дубровицы, Московская область, 2008. – 33 с.

2. Патент № 23702400 RU, С1 МПК А 61 D 1/00. Устройство для родовспоможения коровам / Ужик О.В. (RU). – № 2008128331/12; заявл. 11.07.2008; опубл. 20.09.2009, бюл. № 29.

3. Патент № 2258487, RU, МПК 7 А 61 D 1/08. Устройство для родовспоможения коровам / В.Ф. Ужик, Н.С. Астанин, О.В. Ужик (RU). – № 2004107526/12; заявл. 12.03.2004; опубл. 20.08.2005, бюл. № 23.



УДК 631.3.072.31

**А.Н. Площаднов,
П.Ю. Яковлев**

ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЕ УРАВНЕНИЕ КОЛЕБАНИЙ ФРОНТАЛЬНО-НАВЕШАННОГО ОРУДИЯ В ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ, СОЕДИНЕННОГО С ТРАКТОРОМ ПОСРЕДСТВОМ ШАРНИРНОГО ЧЕТЫРЕХЗВЕННИКА

Ключевые слова: устойчивость движения, фронтальная навеска, эквивалентная кинематическая схема, упругий элемент, уравнение колебаний орудия, передаточное отношение механизма навески.

но и вводить допущения, которые облегчают анализ таких систем.

Объекты и методы

При движении машинно-тракторного агрегата, соединённого с фронтально-навешанным орудием (ФНО) посредством тяг, представляющих собой в горизонтальной плоскости шарнирный четырехзвенник, возникает вопрос анализа колебаний орудия относительно трактора. Л.В. Гячев в своей работе, при исследовании движения такого механизма, предлагает использовать теорию движения цетроид [1]. Однако данная теория не отражает в полной мере поведение механизма шарнирного четырехзвенника, поскольку колебания рассматриваются вокруг «мнимой» точки подвеса. Поэтому возникает вопрос о необходимости анализа движения такого механизма.

Введение

Любой машинно-тракторный агрегат (МТА) – это, по своей сути, сложная механическая система, анализ устойчивости которой необходим при исследовании движения МТА по полю для соблюдения агротехнических требований по возделыванию и обработке различных сельскохозяйственных культур. При исследовании движения МТА составляются дифференциальные уравнения, по коэффициентам которого можно предварительно оценить устойчивость механической системы, причем необходимо рассматривать устойчивость как системы в целом, так и устойчивость навески относительно трактора и не только рассматривать,

Рассмотрим движение ФНО относительно трактора в горизонтальной плоскости

под действием сил сопротивления от рабочих органов. Орудие присоединено к трактору при помощи четырехзвенного механизма с перекрещивающимися тягами (рис. 1а). Перемещение трактора $З$ примем равномерным и прямолинейным. Шарнирный четырёхзвенник $O_1A_1A_2O_2$ состоит из тяг O_1A_1 и O_2A_2 с углом установки γ , имеющих равные длины ($l_{O_1A_1} = l_{O_2A_2} = l$), шарнирно соединённых со стойкой $O_1O_2 = 2r$ и шатуном A_1A_2 , к которому крепится орудие. Сила сопротивления R сосредоточена в точке D звена $A_0D = d$, центр масс находится в точке S_M этого же звена. В точке F сосредоточена сила от действия упругого эле-

мента, возникающая при отклонении орудия от положения равновесия и стремящаяся вернуть его в исходное состояние [2]. С шатуном A_1A_2 связана система координат $\xi A_0\eta$, с трактором – система координат XOY .

Заменим данный четырёхзвенник эквивалентным механизмом (рис. 1б), при условии, что между углами поворота тяги 1 и шатуна 2 имеется зависимость, представляющая собой передаточное отношение $U_H = \Theta / \varphi$ [3, 4], где Θ – угол поворота звена 2, φ – звена 1. При этом длина звена 2 равна d , длина звена 1 $l_{OA} = l \cdot \sin \gamma$.

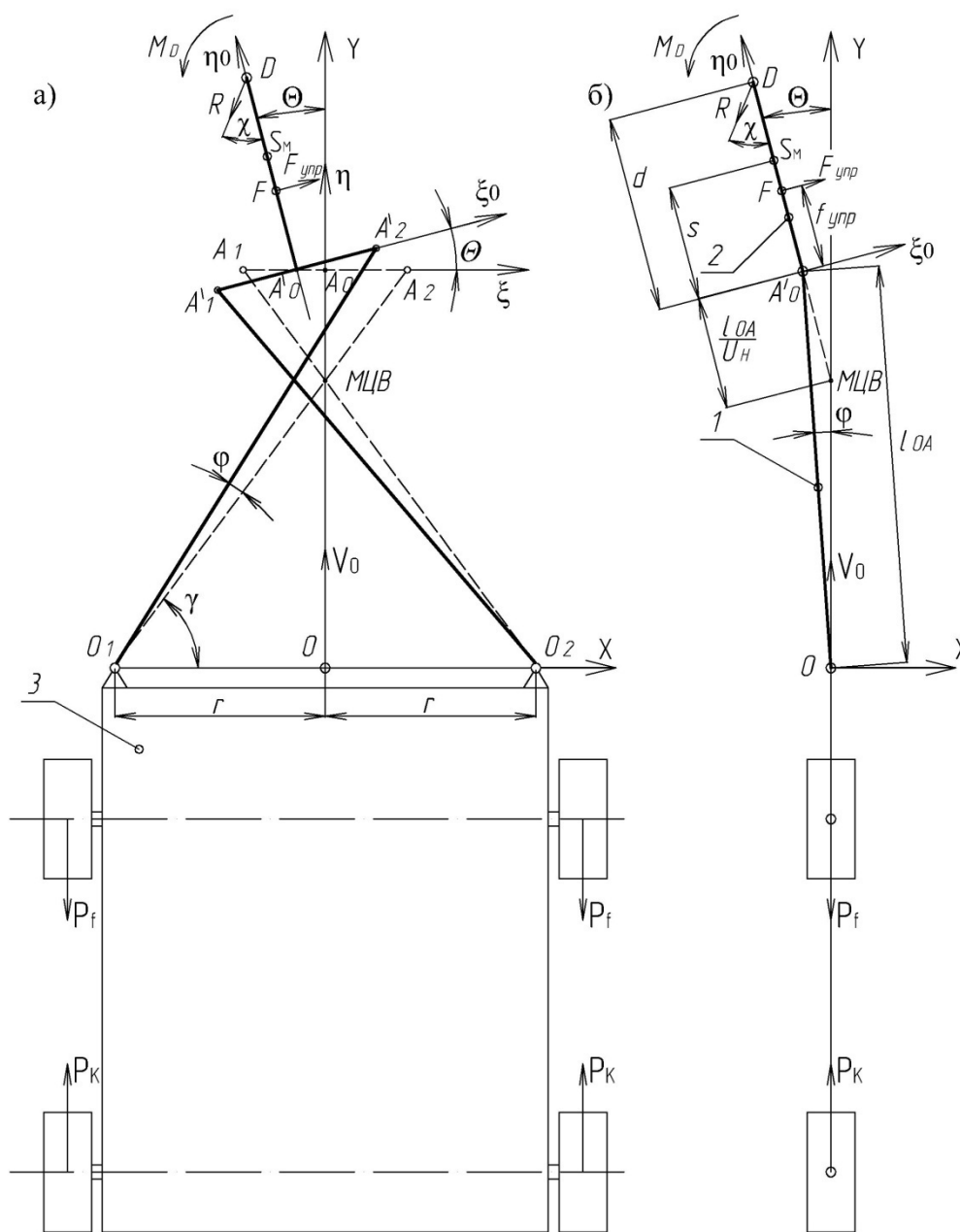


Рис. 1. Трактор с фронтальной навеской:
 а – схема механизма фронтальной навески с перекрещивающимися по ходу движения нижними тягами; б – его эквивалентная кинематическая схема

Для определения закона колебаний орудия относительно трактора воспользуемся методом Лагранжа и составим уравнение, описывающее это движение. Механизм четырехзвенника имеет одну степень свободы и его положение можно определить углом Θ :

$$\frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{\delta T}{\delta \dot{\Theta}} \right) - \frac{\delta T}{\delta \Theta} = Q. \quad (1)$$

Кинетическая энергия, с учетом передаточного отношения:

$$T = \frac{\omega_2^2 \cdot \left(J_0 + m \cdot \left(\frac{l_{OA}}{U_H} + s \right)^2 \right)}{2} = \frac{\dot{\Theta}^2 \cdot \left(J_0 + m \cdot \left(\frac{l_{OA}}{U_H} + s \right)^2 \right)}{2},$$

где J_0 – момент инерции орудия;
 m – масса орудия.

Продифференцировав значение кинетической энергии по обобщенной координате, получим:

$$\frac{\delta T}{\delta \Theta} = 0,$$

$$\text{и } \frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{\delta T}{\delta \dot{\Theta}} \right) = \ddot{\Theta} \cdot \left(J_0 + m \cdot \left(\frac{l_{OA}}{U_H} + s \right)^2 \right).$$

Найдем угол δ , составленный вектором скорости центра сопротивления \bar{V}_D (следовательно, силой \bar{R}) с продольной осью машины. Абсолютная скорость точки D равна геометрической сумме переносной и относительных вращательных скоростей звеньев 1 и 2:

$$\bar{V}_D = \bar{V}_O + \bar{V}_{OA_0} + \bar{V}_{A_0D}, \quad (2)$$

где \bar{V}_{OA_0} – относительная скорость звена 1,

$$V_{OA_0} = l_{OA} \cdot \dot{\varphi};$$

\bar{V}_{A_0D} – относительная скорость звена 2,

$$V_{A_0D} = d \cdot \dot{\Theta}.$$

Спроецируем векторное равенство (2) на оси ξ и η , связанные с навесным орудием (рис. 2). Проекция скорости V_{OA_0} на ось η пренебрежительно мала, поэтому её не учитываем. С учетом малости углов получим:

$$\left. \begin{aligned} V_{\xi} &= V_O \cdot \Theta - l_{OA} \cdot \dot{\varphi} - d \cdot \dot{\Theta} \\ V_{\eta} &\approx V_O \end{aligned} \right\}.$$

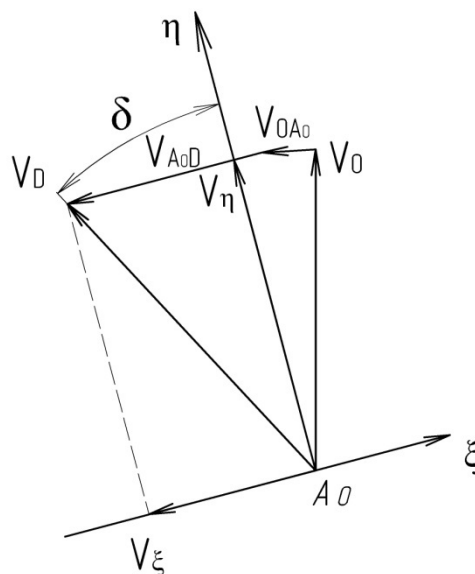


Рис. 2. План скоростей точки D

Учитывая передаточное отношение между углами поворота звеньев 1 и 2:

$$\left. \begin{aligned} V_{\xi} &= V_O \cdot \Theta - \dot{\Theta} \cdot \left(d + \frac{l_{OA}}{U_H} \right) \\ V_{\eta} &\approx V_O \end{aligned} \right\}.$$

Угол δ между вектором V_D и продольной осью орудия DA'_0 , с учетом малости углов:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \delta \approx \delta &= \frac{V_{\xi}}{V_{\eta}} = \frac{V_O \cdot \Theta - \left(d + \frac{l_{OA}}{U_H} \right) \cdot \dot{\Theta}}{V_O} = \dots \\ &= \Theta - \dot{\Theta} \cdot \left(d + \frac{l_{OA}}{U_H} \right) \cdot \frac{1}{V_O}. \end{aligned} \quad (3)$$

Внешними силами, входящими в правую часть уравнения (1), будут силы сопротивления от рабочих органов и сила от действия упругого элемента:

$$\begin{aligned} Q &= \frac{R \cdot l_{OA}}{U_H} \cdot (\alpha_0 \cdot \delta - \Theta + \varphi) + \\ &+ (R \cdot d \cdot \alpha_0 + \beta_0) \cdot \delta - F_{УПР} \cdot \left(\frac{l_{OA}}{U_H} + f_{УПР} \right). \end{aligned} \quad (4)$$

В итоге дифференциальное уравнение колебания орудия относительно точки прицепа примет вид:

$$\ddot{\Theta} + \dot{\Theta} \cdot \frac{\left[\left(\frac{d \cdot U_H + l_{OA}}{U_H \cdot V_0} \right) \cdot \left(\frac{R \cdot l_{OA} \cdot \alpha_0}{U_H} + (R \cdot \alpha_0 \cdot d + \beta_0) \right) \right]}{\left(J_0 + m \cdot \left(\frac{l_{OA}}{U_H} + s \right)^2 \right)} + \Theta \cdot \frac{c \cdot \left(\frac{l_{OA}}{U_H} + f_{\text{вип}} \right)^2 - \left[\frac{R \cdot l_{OA}}{U_H} \cdot \left(\alpha_0 - 1 + \frac{1}{U_H} \right) + (R \cdot d \cdot \alpha_0 + \beta_0) \right]}{\left(J_0 + m \cdot \left(\frac{l_{OA}}{U_H} + s \right)^2 \right)} = 0, \quad (5)$$

где α_0, β_0 – силовые параметры орудия;
 c – жесткость упругого элемента.

Уравнение (5) может быть записано в виде:

$$\ddot{\Theta} + \dot{\Theta} \cdot 2n + \Theta \cdot k^2 = 0. \quad (6)$$

Уравнение (6) аналогично уравнению физического маятника, для стабилизации которого использован упругий элемент, что позволяет, при определенных силовых и геометрических параметрах механизма навески и орудия, получить положительный «квазиупругий» коэффициент k^2 и, как следствие этого, наличие восстанавливающей силы [5], стремящийся вернуть систему в равновесное положение, и обеспечить тем самым устойчивое движение ФНО.

Выводы

Данная методика анализа и способ обеспечения устойчивости движения фронтально-навешанного орудия с перекрещивающимися тягами относительно трактора применима и к механизму со сходящимися по ходу движения тягами, а также к исследованию колебаний задненавесных орудий.

Библиографический список

1. Гячев Л.В. Динамика машинно-тракторных и автомобильных агрегатов. – Ростов-на-Дону: Изд-во Ростовского ун-та, 1976. – 192 с.
2. Площаднов А.Н., Яковлев П.Ю., Зейгерман А.С., Маршалов Э.С., Курсов И.В., Бутаков Е.И., Убогова Т.А. Пат. № 2427995 RU A01B 59/06. Фронтальная навеска трактора; опубл. 10.09.2011; бюл. № 25. – 4 с.: ил.
3. Площаднов А.Н., Яковлев П.Ю., Зейгерман А.С., Курсов И.В., Маршалов Э.С. Кинематика движения механизма фронтальной навески в горизонтальной плоскости и её особенности // Тракторы и сельхозмашины. – 2012. – № 4. – С. 29-30.
4. Донцов И.Е. Устойчивость движения комбинированных МТА с фронтальными и задними навесными орудиями // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2009. – № 12. – С. 20-22.
5. Гячев Л.В. Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов. – М.: Машиностроение, 1981. – 206 с.

