

УТОЧНЕННАЯ МОДЕЛЬ ЗАДНЕГО ВЕДУЩЕГО МОСТА С КУЛАЧКОВЫМ УПРАВЛЕНИЕМ НАРУЖНОГО КОЛЕСА СДВОЕННОГО ДВИЖИТЕЛЯ

Т.А. Варфоломеева,

ст. преподаватель каф. тракторов и автомобилей БГАТУ

С.А. Рынкевич,

зав. каф. автомобилей БНТУ, докт. техн. наук

И.М. Морозова,

доцент каф. высшей математики БГАТУ, канд. физ-мат. наук, доцент

В статье рассмотрена уточненная модель заднего ведущего моста колесного трактора «БЕЛАРУС» тягового класса 5 с разнесенной главной передачей и двухвенцовым сателлитом в планетарном редукторе с кулачковой муфтой на полуоси для привода наружного колеса в ведомый режим. Приведена расчетная схема кулачковой муфты в разомкнутом и замкнутом виде.

Ключевые слова: ведущий мост, сдвоенные колеса, муфта, работа, динамическая модель.

A refined model of the drive axle of wheeled tractor "BELARUS" traction class 5 with a spaced main gear and a double-crown pinion gear in a planetary gearbox with a cam clutch on the axle shaft to drive the outer wheel into the driven mode is considered in the article. The calculation scheme of the cam clutch in open and closed form is given.

Key words: drive axle, dual wheels, clutch, operation, dynamic model.

Введение

Ведущие мосты тракторов и автомобилей предназначены для трансформации, распределения и передачи вращательного движения от вторичного вала коробки передач или раздаточной коробки к ведущим колесам, а также для сообщения поступательного движения к несущей системе (остову). Они состоят из главной или центральной передачи, дифференциала, валов ведущих колес (полуосей) и конечных передач [1]. Ходовая система колесного трактора включает в себя ведущие колеса, подвеску, которая соединяет колеса с остовом [2]. В последние годы для повышения эксплуатационных качеств колесных тракторов, кроме основных задних колес, применяют дополнительные наружные колеса, т.е. сдвоенные колеса по бортам трактора. Однако при работе с тяговоприводными агрегатами в полевых условиях ухудшаются показатели поворачиваемости агрегата. По предложенному авторами опорно-цепному устройству задних колес выполнен силовой расчет заднего моста с механизмом управления режимами движения дополнительных колес в виде кулачковой муфты.

Целью работы является разработка уточненной модели заднего ведущего моста колесного трактора «БЕЛАРУС» тягового класса 5 с разнесенной главной передачей и двухвенцовым сателлитом в планетарном редукторе с кулачковой муфтой на полуоси для привода наружного колеса в ведомый режим, расчетной схемы кулачковой муфты в разомкнутом и замкнутом виде.

В данной работе сформирована модель, основанная на результатах, приведенных в работах Опейко

Ф.А., Кацыгина В.В., Беккера М.Г., Скотникова В.А., Гуськова В.В., Вонга Дж., Бойкова В.П., Шарипова В.М., Бобровника А.И., Шило И.Н., Скойбида А.Т., Харитончика С.В., Горина Г.С., Гедроитя Г.И. и других ученых [3-9].

Основная часть

Наиболее нагруженными узлами трансмиссии энергонасыщенных колесных тракторов «БЕЛАРУС» являются детали заднего моста, включающие дифференциал, планетарные редукторы, тормоза, полуоси, передающие максимальные крутящие моменты при малой частоте вращения на сдвоенные внутренние и наружные колеса, взаимодействующие с опорной поверхностью и передающие на корпус заднего моста изгибающие моменты в вертикальной и горизонтальной плоскостях от реакций несущей поверхности, при перекосах от оси торможения и реактивных сил, а также от снижающих и растягивающих усилий машинно-тракторного агрегата при выполнении технологических операций, особенно при поворотах во время заезда на следующий гон.

Для уменьшения нагруженности узлов заднего моста и снижения металлоемкости конструкции применяют соосные планетарные редукторы, перераспределяющие вертикальную нагрузку между передними и задними мостами трактора в зависимости от характеристики планетарного ряда и величины передаваемого крутящего момента, а также предлагается устанавливать для уменьшения поворотной полосы, а следовательно, и повышения производительности при петлевых и беспетлевых поворотах при маневрировании трактора для заезда в следующий гон, механизм крепления перево-

дом наружного сдвоенного колеса из ведущего в ведомый режим включением кулачковой муфты.

При движении на остов трактора от ходовой системы передаются моменты и силы (вертикальные, поперечные и продольные) (рис. 1).

Детали задних мостов должны выдерживать вертикальную нагрузку с учетом динамических воздействий неровностей опорной поверхности, перераспределения веса трактора по мостам под действием нагрузки на крюке и ее изменения, продольного колебания остова [3] при выполнении технологических операций на заданной скорости, при разгоне и торможении агрегатов.

На основании известных зависимостей соотношения между моментами на колесах при выключении правого наружного колеса определяется по формуле (без учета сопротивления перекачиванию колеса)

$$M_{\sigma} = M_{a_1} + M_{a_2} = 2F_K \cdot r_{\sigma} + F_K \cdot r_{\sigma},$$

где M_{σ} , M_{a_1} , M_{a_2} – крутящий момент, подводимый к корпусу дифференциала (водило), левой и правой полуосевыми шестернями, Н·м;

F_K – касательная сила колеса, Н;

r_{σ} – динамический радиус качения колеса, м.

С учетом сопротивления перекачиванию правого наружного колеса, переведенного в ведомый режим M_{f_1} :

$$\begin{aligned} M_{\sigma}' &= M_{a_1} + M_{a_2} - M_{f_1} = \\ &= 2F_K \cdot r_{\sigma} + F_K \cdot r_{\sigma} - G_1 f r_{\sigma} = \\ &= 3F_K \cdot r_{\sigma} - G_1 f r_{\sigma}, \end{aligned}$$

где G_1 – вертикальная нагрузка на правое наружное колесо, кг;

f – коэффициент сопротивления движения.

При расчете режима переключения кулачковой муфты:

момент на левой полуоси:

$$M_{a_1} = 2F_K \cdot r_{\sigma};$$

момент на правой полуоси:

$$M_{a_2} = (F_K - G_1 f) r_{\sigma}$$

$$M_{\sigma} = 2F_K r_{\sigma} + (F_K - G_1 f) r_{\sigma}$$

В загоне трактора совершают разгон до скорости установившегося движения (движение с постоянной скоростью на длине гона), поворот, совершаемый без нагрузки при заезде на следующий гон, поворот с полной нагрузкой, для изменения направления при движении в загоне.

При криволинейном движении, движении на повороте в конце гона, добавляется боковая сила колеса, которая зависит от скорости криволинейного движения, радиуса поворота, перераспределения веса в поперечном направлении и коэффициента сцепления пневмодвижителя с несущей поверхностью.

Таким образом, мосты воспринимают силы и моменты, возникающие в месте контакта движителя с опорной поверхностью, и передают их через детали подвески на остов трактора.

На современных тракторах, автомобилях и шасси высокой проходимости, колесных тягачах и автомобилях большой грузоподъемности широкое применение получили главные передачи с колесными редукторами. К ним относятся разнесенные главные передачи, состоящие из центрального и бортовых, или колесных редукторов.

Для расчета на динамическую прочность следует принимать максимальный динамический момент, возникающий в силовой передаче при неблагоприятных условиях. Он зависит от многих факторов: момента трения во фрикционном сцеплении, момента, соответствующего

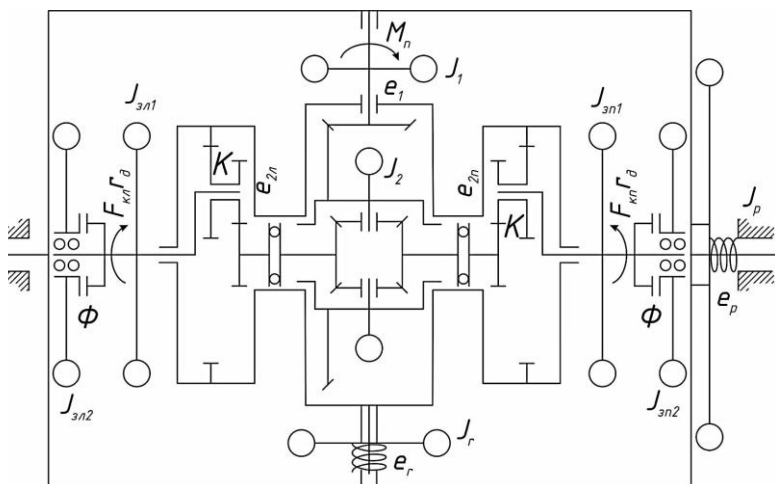


Рисунок 1. Уточненная модель ведущего моста колесного трактора «БЕЛАРУС» тягового класса 5 с разнесенной главной передачей и двухвенцовым сателлитом в планетарном редукторе с кулачковой муфтой на полуоси для перевода наружного колеса в ведомый режим: Φ – полуось ведущего моста; $J_{3л1}$, $J_{3л2}$ – моменты инерции левого основного и дополнительного ведущих колес, кг·м²; $J_{3п1}$, $J_{3п2}$ – моменты инерции правого, основного и дополнительного ведущих колес, кг·м²; $F_{кл}$, $F_{кп}$ – касательные силы, развиваемые левым и правым ведущими колесами, Н; r_{σ} – динамический радиус ведущего колеса, м; K – характеристика планетарного ряда; $e_{2л}$, $e_{2п}$ – крутильные податливости левой и правой полуосей, рад/Н·м; e_1 – податливость деталей главной передачи, рад/Н·м; M_n – момент, подводимый к ведущему мосту, Н·м; J_1 – момент инерции главной передачи, кг·м²; J_2 – момент инерции межколесного дифференциала, кг·м²; J_p , J_r – колебательный и реактивный моменты инерции, Н·м²; e_p , e_r – крутильные податливости реактивных элементов (индекс «р» или «г» указывает, что маховая масса совершает колебания, а упругое звено (вал) закручивается в продольной или поперечной плоскости трактора), рад/Н·м

пробуксовке ведущих колес, передаточных чисел в силовой передаче моментов инерции вращающихся деталей, массы мобильной машины и агрегата, податливости валов силовой передачи [10].

Уравнения движения элементов уточненной динамической схемы ведущего моста с разнесенной главной передачей и двухвенцовым сателлитом в планетарном редукторе с кулачковой муфтой на полуоси для перевода наружного колеса в ведомый режим (рис. 1), без учета подавления колебаний в узлах трансмиссии, расположенных в корпусе ведущего моста, имеет вид

$$\begin{aligned}
 J_p &= J_{p1} + \sum m_i a_{pi}^2; \\
 J_r &= J_{r1} + \sum m_i a_{ri}^2; \\
 \left\{ \begin{aligned}
 J_1 \ddot{\varphi}_1 &= M_n - M_1; \\
 J_2 \ddot{\varphi}_2 &= M_1 u_{Г.П.} \eta_{Г.П.} - M_2; \\
 J_{зл} \ddot{\varphi}_{зл} &= \frac{1}{2} M_2 u_{кр} \eta_{кр} - F_{К.П.} r_{\delta}; \\
 J_{зн} \ddot{\varphi}_{зн} &= \frac{1}{2} M_2 u_{кр} \eta_{кр} - F_{К.П.} r_{\delta}; \\
 J_p \ddot{\varphi}_p &= -[M_1 u_{Г.П.} \eta_{Г.П.} - (1 - u_{кр} \eta_{кр}) M_2 + M_p]; \\
 J_r \ddot{\varphi}_r &= M_1 - M_r
 \end{aligned} \right. \quad (1)
 \end{aligned}$$

где J_p, J_r – соответственно колебательный и реактивный моменты инерции, кг·м²;

J_{p1}, J_{r1} – соответственно начальные колебательный и реактивный моменты инерции, кг·м²;

m_i – масса элемента с моментом инерции J_i , кг;

a_{pi} и a_{ri} – расстояние от центра инерции i -й массы до оси качения, проходящей перпендикулярно соответственно в продольной и поперечной плоскости, м;

J_1 – момент инерции главной передачи, кг·м²;

J_2 – момент инерции межколесного дифференциала, кг·м²;

M_n – момент, подводимый к ведущему мосту, Н·м;

$\ddot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_2$ – соответственно угловое ускорение маховой массы с моментом инерции главной передачи и дифференциала J_1, J_2 , рад/сек²;

$J_{зл}, J_{зн}$ – соответственно моменты инерции левого и правого ведущих колес, кг·м²;

$\ddot{\varphi}_{зн}, \ddot{\varphi}_{зл}$ – соответственно угловое ускорение маховой массы с моментом инерции левого и правого ведущих колес, рад/сек²;

J_p – колебательный и J_r – реактивный моменты инерции, кг·м²;

$\ddot{\varphi}_p, \ddot{\varphi}_r$ – соответственно угловое ускорение маховой массы с колебательным и реактивным моментами инерции J_p, J_r , рад/сек²;

$u_{кр}, \eta_{кр}$ – соответственно передаточное число и КПД конечной (бортовой) передачи (редуктора):

$u_{Г.П.}, \eta_{Г.П.}$ – соответственно передаточное число и КПД главной передачи;

$$M_1 = (\varphi_1 - \varphi_2 u_{Г.П.} + \varphi_p u_{Г.П.} - \varphi_r) / e_1,$$

где φ_1 и φ_2 – соответственно угол поворота (обобщенная координаты), рад;

φ_p и φ_r – соответственно углы поворота маховых масс с колебательным J_p и реактивным J_r моментами инерции, рад;

e_1 – податливость деталей главной передачи, рад/Н·м;

$$M_2 = [(\varphi_2 - (\varphi_{зл} + \varphi_{зн}))^2] / [(e_{2л} + e_{2н}) / 4],$$

где $\varphi_{зл}$ и $\varphi_{зн}$ – соответственно углы поворота маховых масс (ведущих колес) с моментами инерции $J_{зл}$ и $J_{зн}$, рад;

$e_{2л}, e_{2н}$ – соответственно крутильный податливости левой и правой полуосей, рад/Н·м;

$F_{К.Л.}$ и $F_{К.П.}$ – соответственно касательные силы тяги, развиваемые левым и правым ведущими колесами, Н;

r_{δ} – динамический радиус ведущих колес, м;

M_p, M_r – соответственно колебательный и реактивный моменты $M_p = \varphi_p / e_p$, Н·м; $M_r = \varphi_r / e_r$, Н·м;

e_p, e_r – соответственно крутильные податливости колебательных и реактивных элементов, рад/Н·м;

Упростив систему уравнений (1), получаем

$$\left\{ \begin{aligned}
 (J_1 + J_2 / u_{Г.П.}^2) \ddot{\varphi}_1 + (J_2 / u_{Г.П.}^2) \ddot{\varphi}_p + M'_2 &= 0; \\
 (J_2 / u_{Г.П.}^2) \ddot{\varphi}_1 + (J_2 + J_p) \ddot{\varphi}_p + M'_2 u_{Г.П.} u_{кр} \eta_{кр} + \\
 + M_p &= 0; \\
 J_k \ddot{\varphi}_1 - M'_2 u_{Г.П.} u_{кр} \eta_{кр} + F_{К.Л.} r_{\delta} &= 0,
 \end{aligned} \right. \quad (2)$$

где

$$M'_2 = (\varphi_1 - u_{Г.П.} u_{кр} \varphi_k + u_{Г.П.} u_{кр} \varphi_p) / (u_{Г.П.}^2 e_2),$$

J_k – суммарный момент инерции ведущих колес моста, кг·м²;

$\varphi_k = \varphi_{зл} = \varphi_{зн}$ – углы поворота маховых масс (ведущих колес) с суммарным моментом инерции, рад;

e_2 – суммарная податливость, рад/Н·м.

Добавим в систему уравнений (2) реактивный

$$\text{момент } M_{з.м} = F_{К.П.} \frac{K}{K+1} r_{\delta} \quad (K - \text{характеристика}$$

планетарного ряда) на корпусе заднего моста от планетарного редуктора, имеющего две степени свободы и перераспределим вертикальную нагрузку между мостами трактора [11] получим

$$\left\{ \begin{aligned}
 J_1 \ddot{\varphi}_1 &= M_{\Pi} - M'_2; \\
 J_k \ddot{\varphi}_k &= M'_2 u_{Г.П.} u_{кр} \eta_{Г.П.} \eta_{кр} - F_{К.П.} r_{\delta} - \\
 &\quad - F_{К.П.} r_{\delta} \frac{K}{1+K}; \\
 J_p \ddot{\varphi}_p &= -(M'_2 u_{Г.П.} u_{кр} \eta_{Г.П.} \eta_{кр} + M_p).
 \end{aligned} \right. \quad (3)$$

Или

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 = M_{II} - M'_2; \\ J_{\kappa} \ddot{\varphi}_{\kappa} = M'_2 u_{Г.П} u_{\kappa P} \eta_{Г.П.} \eta_{\kappa P} - F_{К.П.} r_{\delta} \left(1 + \frac{K}{1+K}\right); \\ J_p \ddot{\varphi}_p = -(M'_2 u_{Г.П} u_{\kappa P} \eta_{Г.П.} \eta_{\kappa P} + M_p). \end{cases}$$

Без учета отбора мощности реакций от присоединенных машин получим M_{II} и крутильных колебаний масс M_p , система уравнений (3) имеет вид:

$$\begin{cases} (J_1 + J_2 / u_{Г.П}^2) \ddot{\varphi}_1 + M'_2 = 0; \\ (J_2 / u_{Г.П}^2) \ddot{\varphi}_1 + M'_2 u_{Г.П} u_{\kappa P} \eta_{\kappa P} = 0; \\ J_{\kappa} \ddot{\varphi}_1 - M'_2 u_{Г.П} u_{\kappa P} \eta_{\kappa P} + 2F_{К.П.} r_{\delta} = 0, \end{cases}$$

где $M'_2 = (\ddot{\varphi}_1 - u_{Г.П} u_{\kappa P} \varphi_{\kappa}) / u_{Г.П}^2 e_2$.

Примем $J_2=0$, тогда

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 = M_{II} - M'_2; \\ J_{\kappa} \ddot{\varphi}_{\kappa} = M'_2 u_{Г.П} u_{\kappa P} \eta_{Г.П.} \eta_{\kappa P} - F_{К.П.} r_{\delta} - F_{К.П.} r_{\delta} \frac{K}{1+K}. \end{cases}$$

Определим касательную силу $F_{К.П.}$:

$$\begin{cases} F_{К.П.} = \frac{-J_{\kappa} \ddot{\varphi}_{\kappa} + M'_2 u_{Г.П} u_{\kappa P} \eta_{Г.П.} \eta_{\kappa P}}{r_{\delta} \frac{K}{1+K}}; \\ J_{\kappa} \ddot{\varphi}_{\kappa} = M_{II} - M'_2, \end{cases}$$

Для данного случая

$$M'_2 = (\varphi_1 - u_{Г.П} u_{\kappa P} \varphi_{\kappa}) / u_{Г.П}^2 e_2.$$

К системам уравнений (1), (2), (3) добавим силы и моменты, действующие на кулачковую муфту, установленную между основными и дополнительными колесами с двух сторон заднего моста трактора.

Трансмиссия находится в рабочем состоянии. Расчетная модель представляется трехмассовой.

Схема работы замкнутой кулачковой муфты представлена на рис. 2.

На основании известных зависимостей [12, 13] получаем систему уравнений:

$$\begin{cases} J_1^T \ddot{\varphi}_1 + c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) = M_n; \\ J_2^M \ddot{\varphi}_2 - c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + c_{23}(\varphi_2 - \varphi_1) = 0; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 - c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) = M_3, \end{cases} \quad (4)$$

где $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – обобщенные координаты углы поворота масс с моментами инерции J_1, J_2, J_3 , рад.;

J_1^T – приведенный момент инерции привода трансмиссии, кг·м²;

J_2^M – приведенный момент инерции муфты, кг·м²;
 J_3 – приведенный момент инерции дополнительного колеса, кг·м²;
 M_n – момент, подводимый к мосту, Н·м;
 c_{12}, c_{23} – приведенные жесткости валов привода, Н·м/рад.

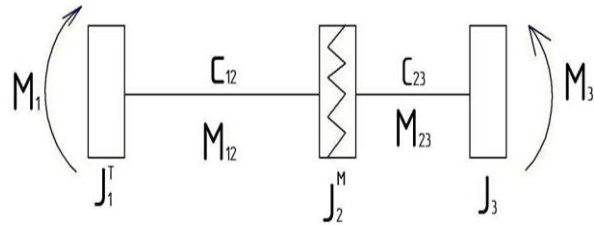


Рисунок 2. Схема работы замкнутой кулачковой муфты: M_1 – момент двигателя, Н·м; M_3 – момент на колесе, Н·м; M_{12}, M_{23} – обобщенный момент на валах в обобщенных координатах, Н·м; J_1^T – приведенный момент инерции привода трансмиссии, кг·м²; J_2^M – приведенный момент инерции муфты, кг·м²; J_3 – приведенный момент инерции дополнительного колеса, кг·м²; c_{12}, c_{23} – приведенные жесткости валов привода

Осуществив переход к обобщенным координатам $M_{23}=c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3)$ упругим моментам на валах, система уравнений (4) примет вид:

$$\begin{cases} \ddot{M}_{12} + \beta_{12}^2 M_{12} + \frac{c_{12}}{J_2^M} M_{23} = \frac{c_{12} M_1}{J_2^M}; \\ \ddot{M}_{23} + \beta_{23}^2 M_{23} - \frac{c_{23}}{J_2^M} M_{12} = -\frac{c_{23} M_3}{J_3}. \end{cases} \quad (5)$$

$$\beta_{12}^2 = c_{12} \frac{J_1^T + J_2^M}{J_1^T \cdot J_2^M}, \quad \beta_{23}^2 = c_{23} \frac{J_2^M + J_3}{J_2^M \cdot J_3}.$$

Из системы уравнений (3) выражаем M_n :

$$M_n = J_1 \ddot{\varphi}_1 + M'_2. \quad (6)$$

$$M'_2 = \frac{J_{\kappa} \ddot{\varphi}_{\kappa} + F_{К.П.} r_{\delta}}{u_{Г.П.} u_{\kappa P} \eta_{Г.П.} \eta_{\kappa P}}$$

Учитывая K' – коэффициент учитывающий структуру планетарного механизма, получаем:

$$M'_2 = \frac{J_{\kappa} \ddot{\varphi}_{\kappa} + F_{К.П.} r_{\delta} K'}{u_{Г.П.} u_{\kappa P} \eta_{Г.П.} \eta_{\kappa P}}.$$

Подставляя систему уравнение (6) в систему уравнений (5), получаем [12, 13]

$$\begin{cases} \ddot{M}_{12} + \beta_{12}^2 M_{12} + \frac{c_{12}}{J_2^M} M_{23} = \frac{(J_1 \ddot{\varphi}_1 + M'_2)}{J_2^M} c_{12}; \\ \ddot{M}_{23} + \beta_{23}^2 M_{23} - \frac{c_{23}}{J_2^M} M_{12} = -\frac{c_{23} M_3}{J_3}. \end{cases} \quad (7)$$

Таким образом, система уравнений в общем случае имеет решение вида:

$$\begin{cases} M_{12} = A \cos \kappa_1 t + B \sin \kappa_2 t + C e^{-\kappa_3 t} + D e^{\kappa_4 t} \\ M_{23} = C_1 \cos \kappa_1 t + C_2 \sin \kappa_2 t + C_3 e^{-\kappa_3 t} + C_4 e^{\kappa_4 t} \end{cases}$$

где $A = c_{23} \frac{J_2^M + J_3}{J_2^M \cdot J_3} C_1 - \kappa_1^2 C_1$;

$B = c_{23} \frac{J_2^M + J_3}{J_2^M \cdot J_3} C_2 - \kappa_1^2 C_2$;

$C = c_{23} \frac{J_2^M + J_3}{J_2^M \cdot J_3} C_3 - \kappa_1^2 C_3$;

$D = c_{23} \frac{J_2^M + J_3}{J_2^M \cdot J_3} C_4 - \kappa_1^2 C_4$.

где $A, B, C, D - \text{const}$

$\kappa_1, \kappa_2, \kappa_3, \kappa_4$, – постоянные величины, являющиеся корнями характеристических уравнений системы (7).

Статические моменты имеют зависимость от приведенной жесткости (c_{23}) вала и дальнейший расчет состояния всей системы требует учета осевого усилия кулачковой муфты (рис. 3) [11].

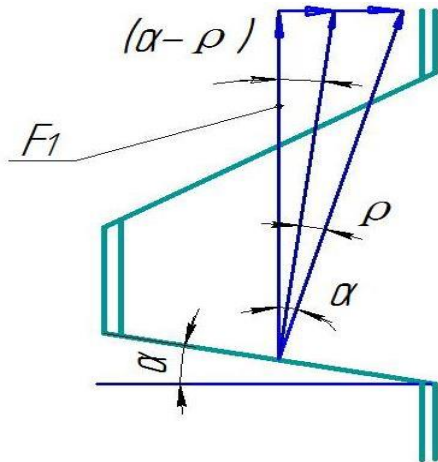


Рисунок 3. Схема осевого усилия кулачковой муфты

$$F = F_1 (\sin(\alpha - \rho) - \mu_k R \cos(\alpha - \rho) / r)$$

$$F_1 = M_{23} / R \cos(\alpha - \rho),$$

где F_1 – сила нормального давления на грани зубьев, Н·м;

α – угол наклона грани кулачка, рад.;

ρ – угол трения в кулачке, рад.;

μ – коэффициент трения муфты;

R – радиус муфты, м;

r – радиус вала, м.

Уравнение (6) выражает зависимость статических моментов и момента M_r , передаваемого мостом. Следовательно, имеем зависимость составляющих муфты с инерцией привода и их характеристиками.

$$\begin{aligned} F &= \frac{M_{23}}{R \cos(\alpha - \rho)} (\sin(\alpha - \rho) - \\ &- \mu_k \frac{R \cos(\alpha - \rho)}{r}) = \\ &= \frac{M_{23}}{R} (tg(\alpha - \rho) - \mu_k \frac{R}{r}). \end{aligned} \quad (8)$$

Тогда работа силы F определяется по формуле

$$\begin{aligned} A &= \int_r^R \frac{M_{23}}{R} (tg(\alpha - \rho) - \mu_k \frac{R}{r}) dR = \\ &= M_{23} tg(\alpha - \rho) (\ln |R| - \ln |r|) + \\ &+ M_{23} \mu_k (1 - \frac{R}{r}). \end{aligned} \quad (9)$$

Исходя из зависимости (9), найдем экстремум функции работы

$$R = \frac{rtg(\alpha - \rho)}{\mu_k}$$

Тогда

$$\begin{aligned} A(\frac{rtg(\alpha - \rho)}{\mu_k}) &= \\ &= M_{23} tg(\alpha - \rho) (\ln \left| \frac{rtg(\alpha - \rho)}{\mu_k} \right| - \ln |r|) + \\ &+ M_{23} \mu_k (1 - \frac{tg(\alpha - \rho)}{\mu_k}). \end{aligned}$$

Для случая разомкнутой кулачковой муфты (рис. 4).

Расчетная модель для напряженного состояния представляется следующими системами уравнений [12, 13]:

$$\ddot{M}_{12'} + \beta_{12'}^2 M_{12'} = c_{12'} \frac{M_1}{J_1}; \text{ где } \beta_{12'}^2 = c_{12'} \frac{J_1 + J_2}{J_1 \cdot J_2}.$$

Данное уравнение описывает вынужденные колебания масс 1 и 2 под действием постоянного момента двигателя M_1 . Для одномассовой системы имеем:

$$\ddot{M}_{2'3} + \beta_{2'3}^2 M_{2'3} = 0; \quad \ddot{x}_{2'} + \beta_{2'n}^2 x_{2'} = 0,$$

где $\beta_{2'3}^2 = \frac{c_{2'3}}{J_2}$, $\beta_{2'n}^2 = \frac{c_{np}}{m_2^n}$,

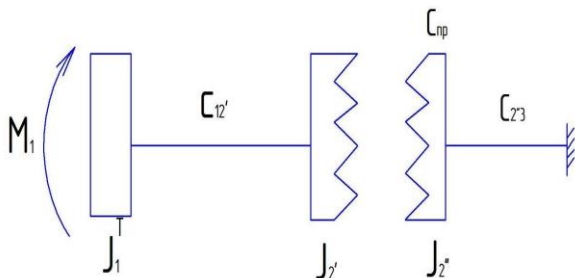


Рисунок 4. Схема разомкнутой кулачковой муфты: J_1^T – приведенный момент инерции привода трансмиссии, кг·м²; M_1 – момент двигателя, Н·м; $c_{2'3}$ – крутильная жесткость вала; c_{np} – приведенная жесткость кулачковой муфты; J_2' – момент инерции ведущей части кулачковой муфты, кг·м²; J_2'' – момент инерции ведомой части кулачковой муфты, кг·м²

$$\text{то } M_{12'} = c_1 \cos \sqrt{c_{12'} \frac{M_1}{J_1} - \beta_{12'}^2} t + c_2 \sin \sqrt{c_{12'} \frac{M_1}{J_1} - \beta_{12'}^2} t,$$

где c_1 и c_2 – постоянные.

$$M_{2'3} = c_3 \cos \sqrt{\beta_{2'3}^2} t + c_4 \sin \sqrt{\beta_{2'3}^2} t,$$

где c_3 и c_4 – постоянные.

$$x_{2''} = c_5 \cos \sqrt{\beta_{2''n}^2} t + c_6 \sin \sqrt{\beta_{2''n}^2} t,$$

где c_5 и c_6 – постоянные;

$c_{2'3}$ – крутильная жесткость вала;

$m_{2''}$ – масса подвижной полумуфты, кг;

$x_{2''}$ – угловое перемещение подвижной полумуфты;

$\ddot{x}_{2''}$ – линейное ускорение кулачковой муфты.

Вычислим работу силы F для данного случая:

$$F = \frac{M_{12'}}{R \cos(\alpha - \rho)} (\sin(\alpha - \rho) - \mu_k \frac{R \cos(\alpha - \rho)}{r}) =$$

$$= \frac{M_{12'}}{R} (\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \mu_k \frac{R}{r});$$

$$A = M_{12'} \operatorname{tg}(\alpha - \rho) \ln \left| \frac{R}{r} \right| + M_{12'} \mu_k \left(1 - \frac{R}{r}\right).$$

Экстремальное значение.

$$A(R) = A\left(\frac{rt \operatorname{tg}(\alpha - \rho)}{\mu_k}\right) =$$

$$= M_{12'} \operatorname{tg}(\alpha - \rho) \ln \left| \frac{\operatorname{tg}(\alpha - \rho)}{\mu_k} \right| + M_{12'} \mu_k \left(1 - \frac{\operatorname{tg}(\alpha - \rho)}{\mu_k}\right).$$

Посчитаем показатели работы силы на примере трактора «БЕЛАРУС 3522» с включенной муфтой (передний ход). Некоторые данные технических параметров, необходимые для расчета, приведены в таблице 1. Результаты расчета сведены в таблицу 2.

По результатам расчета, приведенным в таблице 2, можно сделать вывод о том, что наибольшая работа буксования зависит от коэффициента трения на шлице.

Заключение

1. Разработана уточненная модель ведущего заднего моста трактора «БЕЛАРУС» тягового класса 5 с разнесенной главной передачей и двухвенцовыми сателлитами в планетарных редукторах для основного установившегося режима движения трактора с рабочей скоростью при выполнении различных сельскохозяйственных полевых технологических операций машинно-тракторными агрегатами в тяговом или тягово-приводном режимах с определением соотно-

Таблица 1. Технические параметры трактора «БЕЛАРУС 3522»

Мощность двигателя, кВт	N=261,0	Масса на переднем мосту, кг	$m_1=5440$
Частота вращения, мин ⁻¹	n=2200	Передаточное число привода ведущего моста	$u_1=21.537$
Вращающий момент, Н·м	T=1132,9	Радиус передних колес, м	$r_1=0.783$
Касательная сила тяги обоих мостов, Н	$P_k=72398$	Масса на задний мост, кг	$m_2=6860$
Касательная сила тяги заднего моста ($V=2,4-10,6$ км/ч), Н	$P_k=47618$	Передаточное число заднего моста	$u_2=27.618$
Масса трактора, кг	m=12300	Радиус задних колес, м	$r_3=0.984$
База трактора, мм	L=3000	Коэффициент сцепления с почвой	$\varphi=0.60$
Высота до крюка, мм	H=600	Коэффициент трения муфты	$\mu=0,06-0.09$
Радиус вала полуоси заднего моста, м	$r=0,060; 0,070; 0,080$	Угол грани кулачковой муфты	$\alpha=33^\circ$
Радиус муфты посадочный, м	$R=0,065; 0,075; 0,085$	Угол трения на кулачке муфты	$\rho=3^\circ$

**Таблица 2. Показатели работы силы (передний ход) трактора «БЕЛАРУС 3522»
с включенной муфтой**

r, м	R, м	μ	M, Нм	lnr	lnR	$M\mu(1-R/r)$	A, (Нм)
0,06	0,065	0,06	23428	-2,82202	-2,74173	-117,14	969,8509
0,07	0,075	0,06	23428	-2,6674	-2,5982	-100,406	836,5269
0,08	0,085	0,06	23428	-2,53346	-2,47265	-87,855	735,4356
0,06	0,065	0,07	23428	-2,82202	-2,74173	-136,663	950,3275
0,07	0,075	0,07	23428	-2,6674	-2,5982	-117,14	819,7926
0,08	0,085	0,07	23428	-2,53346	-2,47265	-102,498	720,7931
0,06	0,065	0,08	23428	-2,82202	-2,74173	-156,187	930,8042
0,07	0,075	0,08	23053	-2,6674	-2,5982	-131,731	790,2042
0,08	0,085	0,08	23428	-2,53346	-2,47265	-117,14	706,1506
0,06	0,065	0,09	23428	-2,82202	-2,74173	-175,71	911,2809
0,07	0,075	0,09	23428	-2,6674	-2,5982	-150,609	786,3234
0,08	0,085	0,09	23428	-2,53346	-2,47265	-131,783	691,5076

шений между моментами на левой и правой полуосях при поворотах с учетом сопротивления перекатыванию одного ведомого наружного колеса левого и правого борта заднего моста.

2. Для определения углового перемещения кулачковой полумуфты и ее экстремального значения при ее разомкнутом положении предложена модель привода задних сдвоенных колес, а также расчетная трехмассовая модуль кулачковой муфты в процессе ее размыкания во время маневрирования трактора с учетом упругости валов полуосей и структуры планетарного механизма в зависимости от углов наклона рабочих граней кулачков муфты и углов трения устройства, а также трения муфты на шлицах полуоси. Наибольшая работа буксования зависит от коэффициента трения муфты наклона рабочей грани кулачка – 33° и угле трения на кулачке – 3°, момента на заднем сдвоенном колесе – 23428 Н·м на рабочих скоростях от 2,4 км/ч до 10,6 км/ч и составляет при посадочном размере муфты – 0,085м – 735,43 Н·м.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Бобровник, А.И. Автомобили и тракторы: учеб. пос. /А.И. Бобровник, Т.А. Варфоломеева. – Минск: БНТУ, 2020. – 408 с.
2. Устройство тракторов: учеб. для студентов вузов, обучающихся по специальности «Автомобили и тракторостроение» / В.М. Шарипов [и др.]; под общ. ред. В.М. Шарипова. – М: МАМИ, 2007. – 320 с.
3. Кутьков, Г.М. Энергонасыщенность и классификация тракторов / Г.М. Кутьков // Тракторы и сельхозмашины. – 2009. – № 5. – С. 11-14.
4. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет: учеб. пос. / И.П. Ксеневиц [и др.]. – М.: Машиностроение, 1991. – 544 с.
5. Кутьков, Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства / Г.М. Кутьков. – М.: Колос, 2004. – 504 с.
6. Кутьков, Г.М. Удельная конструкционная масса сельскохозяйственного трактора как показатель его технического уровня / Г.М. Кутьков, А.П. Парфенов // Тракторы и сельхозмашины. – 1987. – № 2 – С. 12.
7. Скотников, В.А. Основы расчета трактора и автомобиля / В.А. Скотников, А.А. Машенский, А.С. Солонский; под общ. ред. В.А. Скотникова. – М.: Агропромиздат, 1986. – 383 с.
8. Бобровник, А.И. Повышение эксплуатационных качеств мобильных агрегатов для внесения удобрений / А.И. Бобровник. – Минск: МТЗ, 1997. – 159 с.
9. Развитие конструкции ходовой системы трактора «БЕЛАРУС» мощностью 300...450 л.с. / Г.И. Гедроить [и др.] // Агропанорама. – 2017. – № 4. – С. 5-9.
10. Шарипов, В.М. Конструирование и расчет тракторов / В.М. Шарипов. – М.: Машиностроение, 2004. – 590 с.
11. Варфоломеева, Т.А. Определение вертикальной нагрузки на ведущие колеса трактора / Т.А. Варфоломеева //Агропанорама. – 2021. – № 1. – С. 9-13.
12. Битуев, И.К. Динамический синтез пружинно-зубчатой муфты / И.К. Битуев, Б.И. Павлов // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2011. –№ 1 (3). – Т. 13. – С. 15-16.
13. Кожевников, С.Н. Динамические нагрузки в упругих связях при срабатывании предохранительных пружинно-зубчатых муфт / С.Н. Кожевников, Н.П. Барабан // Машиноведение, 1973. – № 2. – С. 26-33.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 11.05.2022