

DYNAMICS OF THE WORKING PROCESS OF THE TRACTOR-MOUNTED MILLING AND FORMING EQUIPMENT COMBINATION

Summary

This article presents the developed methodical principles of the parametrical analysis of dynamics of all-wheel drive peat mobile power means, at work with the mounted rotating soil loosener, and of the investigated machine-tractor combination.

DYNAMIKA PROCESU ROBOCZEGO AGREGATU CIĄGNIK – ZAWIESZANE URZĄDZENIE FREZUJĄCE DO GLEBY

Streszczenie

Przedstawiono metodyczne podstawy analizy parametrycznej dynamiki procesu roboczego ciągnikowego agregatu z zawieszonym rotacyjnym spulchniaczem frezującym do gleby.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА НАВЕСНОГО ПОЧВОФРЕЗЕРУЮЩЕГО ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА

Резюме

В статье приведены методические положения параметрического анализа динамики полно-приводного машинно-тракторного агрегата (МТА) с навесным почвообрабатывающим оборудованием с активными рабочими органами (АРО).

1. Введение

Выбор рациональных параметров технологической части с АРО и параметров агрегатирования звеньев МТА позволяет еще на стадии проектирования агрегата обеспечить его эффективность, а также эффективность применения колесных тракторных энергетических средств в составе агрегата. Такие агрегаты создаются на основе полноприводных тракторов, оснащенных колесами с шинами специальной комплектации, в том числе сдвоенными, что позволяет их назвать мобильными энергетическими средствами (МЭС). Это создает необходимый запас грузоподъемности ходовой системы, высокие тягово-сцепные свойства проходимости агрегата, так как почвообрабатывающее оборудование относится к наиболее энергоемкому. В общем случае, независимо от назначения активных рабочих органов МТА, навесное оборудование включает приводной от независимого вала отбора мощности (ВОМ) МЭС моноблок с присоединенными модулями АРО. По такой схеме выполняются агрегаты для фрезерования минеральных и торфяно-болотных, в том числе задернелых почв, например фрезерный культиватор КФГ-3,6 для поверхностной обработки почвы, фрезерный культиватор-гребнеобразователь КФК-2,8 для полосового фрезерования почвы, фреза почвообрабатывающая Ф-200 для фрезерования почвы активными рабочими органами, уничтожения сорной растительности и выравнивания микрорельефа, а также фрезерующее оборудование для сплошного фрезерования торфяно-болотной почвы ФБН-1,5 (рисунок 1), фрезформирующее оборудование НТК-2 для добычи кускового топливного торфа (рисунок 2),

оборудование для уборки корне-клубнеплодов с приводными качающимися сошниками и другие.

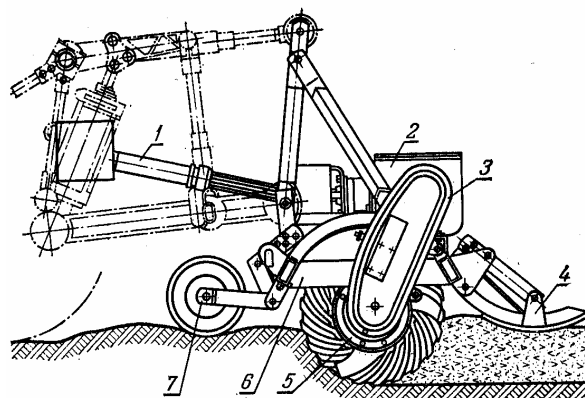


Рисунок 1. Фреза ФБН-1,5: 1- карданный вал от ВОМ трактора, 2 и 3- редукторы, 4- ограничитель глубины обработки почвы, 5- фрезерный барабан, 6- рама, 7- опорное колесо

Fig. 1. Soil miller: 1- jointed shaft of P.T.O., 2&3- reduction gears, 4- tillage depth limiter, 5- milling drum, 6- frame, 7- stop-wheel

Общая структура и схема приложения сил к АРО перечисленного оборудования позволяет проводить анализ тяговой динамики таких МТА на обобщенной расчетной схеме, а специфику агрегата учитывать, рассматривая особенности формирования рабочих нагрузок со стороны обрабатываемого почвогрунта на конкретные активные рабочие органы.

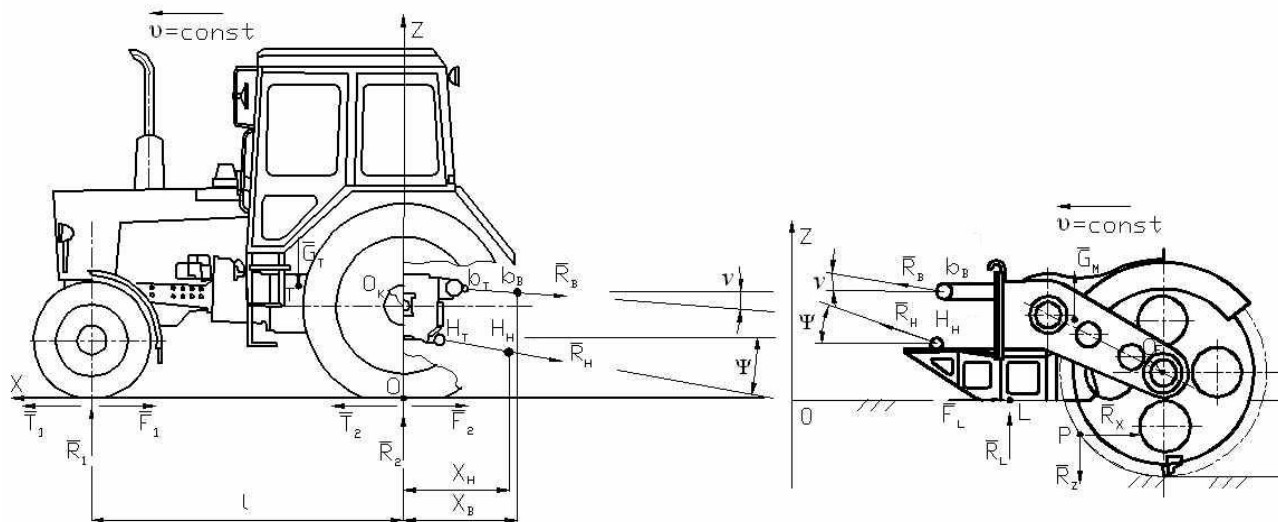


Рисунок 2. Расчетная схема фрезерующего тракторного агрегата
 Fig. 2. Calculation draft of tractor-milling equipment combination

Рассмотрим в качестве примера МТА в составе колесного полноприводного трактора и фрезерующего навесного оборудования. Последнее состоит из дисковой фрезы и винтового перерабатывающего пресса с формующим мундштуком (рисунок 2). Дисковая фреза при встречном фрезеровании режущими элементами экскавирует торфяную массу из торфяной залежи и подает в приемное окно пресса, где она подвергается переработке, а затем получает определенную форму, при выдавливании через ручки мундштука, обламывается на выходе под действием собственного веса в виде сформованных кусков некоторой длины и выстилается на поверхность торфяной залежи, где сохнет в естественных условиях. После высыхания готовое кусковое топливо убирается. Приведенная силовая расчетная схема данного агрегата может рассматриваться в качестве обобщенной инвариантной по отношению к назначению почвообрабатывающего агрегата.

На рисунке 2 обозначены: нормальные реакции грунта R_i , силы сопротивления F_i , теоретические тяговые усилия ведущих мостов T_i , усилия в тросах задней навесного устройства R_b, R_H , реакции грунта на дисковую фрезу R_x, R_z , силы веса трактора и оборудования G_T и G_M , а также характерные размеры и точки тракторного агрегата.

На основе приведенной расчетной схемы получим необходимые аналитические выражения для проведения анализа динамики создаваемого МТА. На основании такого анализа возможно решение задачи обоснованного выбора параметров оборудования и параметров агрегатирования по принятым критериям развития данного вида машин.

2. Динамика тракторного агрегата при установившейся скорости движения

Изменение нормальных нагрузок на мосты тракторного агрегата из-за навешенного оборудования, изменение давления воздуха в шинах и их комплектации приводят к перераспределению крутящих моментов в разветвленном приводе к

ведущим колесам и к активным рабочим органам. Все это сказывается на показателях эффективности работы двигателя агрегата. Случайный характер возмущений со стороны опорной поверхности на двигатель и дисковую фрезу МТА вносят свой вклад в динамику движения агрегата и его эксплуатационные показатели.

Параметры активных рабочих органов, навески, давление воздуха в шинах колес и комплектацию шин можно менять, а, значит, и управлять коэффициентом полезного действия (КПД) ходовой системы навесного агрегата. Представляет научный и практический интерес установление закономерностей динамики полноприводного тягово-энергетического средства, работающего в составе фрезерующего навесного агрегата, в зависимости от упомянутых факторов, что и составляет цель данной работы. Методический подход к выбору рациональных параметров АРО и параметров агрегатирования МТА в целом и должен основываться на результатах анализа динамики МТА.

При создании таких агрегатов следует учитывать, что максимальные значения КПД ходовой системы полноприводной машины с заблокированными межосевыми связями достигаются при сведении к минимуму кинематического рассогласования между ведущими колесами [2]. При буксовании каждого ведущего колеса, характерных для близкого к линейному участка зависимости удельных касательных усилий от буксования колеса, потери в ходовой системе меньше, чем на нелинейных участках упомянутых зависимостей [2]. Из этого следует, что имеет смысл поставленную задачу решать в пределах участков кривых буксования ведущих колес, близких к линейным [3] и подбирать такую комплектацию шин, которые имеют такие участки упомянутых зависимостей.

Среди основных факторов, подлежащих анализу при исследовании динамики тракторного агрегата, наиболее важные – конструктивно-компоновочная схема, параметры кинематики привода, дисковой фрезы, винтового перерабатывающего пресса МТА, тягово-сцепные характеристики шин и характеристики сопротивления подаче фрезы со стороны торфяной

почвы, формирующие характер входного воздействия на МТА [1, 2].

К режимам работы, определяющим показатели эксплуатационных свойств фрезформирующего колесного тракторного агрегата относятся такие как трогание и разгон, движение с установившейся скоростью по неровностям опорной поверхности торфяной карты при транспортном положении и при работе навешенного на трактор фрезерирующего оборудования, поворот и маневрирование, торможение агрегата.

Моделирование и анализ перечисленных режимов рабочего процесса фрезформирующего агрегата при исследовании динамики МТА также необходимы, так как позволяют выявить его свойства и провести их анализ, с целью последующего выбора рациональных конструктивных параметров трансмиссии и системы поддрессирования проектируемого МТА. При этом дополнительно необходимо учесть характеристики элементов поддрессирования трактора, а также случайный характер микропрофиля пути.

Многообразие случайных сочетаний параметров и свойств торфяной карты приводит к существенным изменениям технико-экономических показателей рабочего процесса и качества формируемого торфяного куска. В частности, изменение буксования ведущих колес трактора, при имеющих место на торфяной карте колебаниях состояния поверхности движения и сопротивления подаче фрезы, приводит к рассогласованию балансового соотношения производительностей МТА по ходу и по активным рабочим органам, а также – к отклонению степени переработки торфяной массы от целесообразной, что ухудшает качество получаемого топлива, особенно на пнистых торфяных залежах со средней и более высокой степенью разложения торфа и на залежах так называемых крошащихся торфов [2]. Изменением остальных факторов можно в известной степени влиять как на эксплуатационные показатели МТА, так и на качество торфяного куска. Поэтому возможно решение задачи оперативной «настройки», в процессе движения МТА, параметров привода его активных рабочих органов, обеспечивающих минимизацию удельных энергозатрат при стабилизации производительности и качества формируемого торфяного куска, в рамках выбранной на стадии проектирования рациональной структурно-компоновочной схемы агрегата (рисунок 2).

Для исследования динамической нагруженности приводов рабочих органов составлена расчетная крутильная динамическая система трансмиссии фрезформирующего тракторного агрегата, проведена динамическая схематизация объекта исследования, составлено математическое описание, результаты приведены в работе [3].

Для описания работы агрегата введем также следующие обозначения: $M_{jk2}, f_{k2}, M_{jk3}, f_{k3}$ – моменты и коэффициенты сопротивления качению колес переднего и заднего мостов трактора; $N_2, N_3, r_{k2}^0, r_{k3}^0$ – нормальные нагрузки и радиусы качения в ведомом режиме колес переднего и заднего мостов трактора; V_4 – текущая скорость движения тракторного агрегата; $a_2, a_3, b_2, b_3, K_2, K_3, L_2, L_3$ – константы аппроксимации зависимости крутящего момента, развиваемого i -ым ведущим или отстающим колесом, от его буксования

выражением вида $M_{ki}(\delta_i, N_i) = \varphi_{i\max} N_i r_{ki}^0 (1 - e^{-k_i \delta_i})$; ω_i, ω_{i+1} – угловые скорости, соответственно, i -ых и $(i+1)$ -ых колес ведущих мостов трактора.

Для оценки перераспределения нормальных нагрузок на мосты трактора, усилий в тягах задней навески, буксований колес мостов получены выражения, позволяющие также оценивать тяговую динамику, тягово-цепные свойства и проходимость агрегата.

При установившейся скорости движения уравнения равновесия звеньев агрегата в принятой системе координат имеют вид (рисунок 2):

- для навесного фрезформирующего оборудования:

$$-R_d \cdot \cos \nu - R_f \cdot \cos \psi + R_g \cdot f_1 + R_x = 0;$$

$$R_d \cdot \sin \nu + R_f \cdot \sin \psi + R_g - G_1 - R_z = 0;$$

$$R_d \cdot [\cos \nu \cdot (z_m - z_{f1}) - \sin \nu \cdot (x_{f1} - x_m)] + R_f \cdot [(x_f - x_{f1}) + (z_{f1} - z_f)] + R_x \cdot (z_{f1} + |z_{f1}|) - R_z \cdot (x_f - x_{f1}) - G_1 \cdot (x_f - x_{f1}) = 0;$$

здесь в системе из трех уравнений (1) имеется три неизвестные величины: R_d, R_f, R_g .

- для трактора, учитывая, что действительное тяговое усилие ведущего моста можно представить разностью теоретического тягового усилия и условной силы сопротивления качению колес моста, запишем:

$$T_1(\delta_2) - R_1 \cdot f_2 + T_2(\delta_3) - R_2 \cdot f_3 - R_d \cdot \cos \nu - R_f \cdot \cos \psi = 0;$$

$$R_1 + R_2 - G_0 - R_d \cdot \sin \nu - R_f \cdot \sin \psi = 0;$$

$$G_0 \cdot x_0 - R_1 \cdot [(l + |x_{f1}|) - f_2 \cdot z_{f1}] - T_1 \cdot z_{f1} - R_2 \cdot (|x_{f1}| - f_3 \cdot z_{f1}) - T_2 \cdot z_{f1} - R_d \cdot [\cos \nu \cdot (z_b - z_{f1}) - \sin \nu \cdot (|x_{f1}| - |x_{f1}|)] = 0;$$

В случае заблокированного межосевого привода буксование колес переднего ведущего моста δ_2 определяется через буксование δ_3 колес заднего ведущего моста и конструктивное кинематическое несоответствие k_{r23} по известному выражению [5]. Тогда в системе уравнений (2) имеется также три неизвестные: R_1, R_2, δ_3 . Система уравнений (2) нелинейна и решается методом, изложенным в работе [5].

Моменты и тяговые усилия на колесах агрегата (рисунок 2) определялись из выражений:

$$M_{jk2} = f_{k2} R_{jk2}; M_{jk3} = f_{k3} R_{jk3};$$

$$M_{s4} = M_{k2}(\delta_2, R_1) = \varphi_{2\max} R_1 r_{k2}^0 (1 - e^{-k_2 \delta_2}); M_{s4} = M_{k3}(\delta_3, R_2) = \varphi_{3\max} R_2 r_{k3}^0 (1 - e^{-k_3 \delta_3}),$$

где R_1 и R_2 – соответственно, нормальные нагрузки на шины переднего и заднего мостов трактора (рисунок 2).

Для определения радиуса качения колеса в ведомом режиме в функции внутришинного давления воздуха и вертикальной нагрузки на колесо, который принимается в качестве единого расчетного радиуса при исследовании динамики качения колеса, использована предложенная В.А. Петрушовым, С.А. Шуклиным и В.В. Москвинным экспериментально выявленная зависимость [3]:

$$r_j^0 = r_{jc} \cdot \frac{r_{jc} p_{wj} + v_{1j} \cdot N_j}{r_{jc} p_{wj} + v_{2j} \cdot N_j},$$

где v_{1j}, v_{2j} – эмпирические константы аппроксимации результатов экспериментов предложенным моделирующим выражением; p_{wj} – давление воздуха в шине; N_j – вертикальная (нормальная) нагрузка на колесо; r_{jc} – свободный радиус колеса с шиной.

Крутящий момент на дисковой фрезе определяется из закономерностей работы этого активного рабочего органа [1, 2], он обусловлен затратами энергии на фрезерование торфа и пня в залежи ножами фрезы, на сообщение материалу кинетической энергии, на подъем отделенного от залежи торфа до приемного окна пресса и на трение этого торфа о направляющие поверхности кожуха:

$$M_{\phi} = \frac{N_{\phi}}{\omega_8}; N_{\phi} = N_{\phi m} + N_{\phi n} + N_{\phi kin} + N_{\phi \delta m} + N_{\phi tr} = (1 - \omega_8)$$

$$\alpha) p_m Q_x + \alpha p_{nn} Q_x + N_{\phi kin} + N_{\phi \delta m} + N_{\phi tr} = Q_x p_m (1 + 100\alpha) + N_{\phi kin} + N_{\phi \delta m} + N_{\phi tr}; Q_x = bh v_{\delta};$$

$$p_{nn} = 70..100 p_m,$$

где N_{ϕ} – мощность на фрезерование залежи; $N_{\phi m}$ – мощность на фрезерование торфа; $N_{\phi n}$ – мощность на фрезерование пня; Q_x – производительность агрегата по ходу; b – ширина фрезерования; h – глубина фрезерования; v_{δ} – действительная скорость передвижения трактора; α – пнистость залежи; p_m, p_{nn} – удельные затраты энергии на фрезерование торфа и пня соответственно; ω_8 – угловая скорость фрезы; $N_{\phi kin}$ – мощность на сообщение материалу кинетической энергии; $N_{\phi \delta m}$ – мощность на подъем отделенного от залежи торфа до приемного окна пресса; $N_{\phi tr}$ – мощность на трение торфа о кожух. Выражения для энергооценки дисковой фрезы и составляющие $N_{\phi kin}$; $N_{\phi \delta m}$; $N_{\phi tr}$ получены Ф.А. Опейко и широко используются [4]. Значения последних перечисленных составляющих малы, в сравнении с $(N_{\phi m} + N_{\phi n})$. Удельные затраты энергии на фрезерование торфяной залежи дисковой фрезой [1] определяются из выражения:

$$p_m = \frac{20000}{\sqrt{\delta_{max}}} = \frac{20000}{\sqrt{\frac{4\pi v_{\delta}}{z \omega_8} \sqrt{\frac{h}{D}} \sqrt{1 - \frac{h}{D}}}}$$

Пренебрегая величинами $N_{\phi kin}$; $N_{\phi \delta m}$; $N_{\phi tr}$, получим

$$N_{\phi} = \frac{20000bhv_{\delta}(1 + \alpha)}{\sqrt{\frac{4\pi v_{\delta}}{z \omega_8} \sqrt{\frac{h}{D}} \sqrt{1 - \frac{h}{D}}}} = K_{\phi p} \sqrt{v_{\delta} \omega_8}, \quad \text{если}$$

$$\text{обозначить } K_{\phi p} = \frac{20000bh(1 + 100\alpha)}{\sqrt{\frac{4\pi}{z} \sqrt{\frac{h}{D}} \sqrt{1 - \frac{h}{D}}}}$$

где δ_{max} – максимальная толщина стружки; z – число ножей в плоскости резания; h – глубина фрезерования; D – диаметр фрезы.

$$\text{Тогда: } M_{\phi} = \frac{K_{\phi p} \sqrt{v_{\delta} \omega_8}}{\omega_8} = K_{\phi p} \sqrt{\frac{v_{\delta}}{\omega_8}}$$

Крутящий момент на валу шнека винтового перерабатывающего пресса определится из выражений:

$$M_{ш} = \frac{N_{ш}}{\omega_8}; N_{ш} = \tau \omega_8 S + p_m Q_x,$$

где ω_8 – угловая скорость вала шнека; $\tau = 2500..5000 \text{ Па}$ – напряжение сдвига слоев торфа; S – статический момент внутренней поверхности кожуха шнека относительно оси вращения; p_m – удельное сопротивление формованию торфа через мундштук.

$$S = \frac{\pi D^2}{4} L; p_m = 4\tau \frac{l}{d}; \text{ тогда } M_{ш} = \tau S + p_m bh \frac{v_{\delta}}{\omega_8},$$

где D – внутренний диаметр кожуха шнека; L – длина шнека; d – внутренний диаметр мундштука; l – длина мундштука.

3. Заключение

Приведенные выражения математической модели учитывают различные условия движения, параметры фрезформирующего оборудования, трактора и позволяют определять: загрузку, буксование и тягу колес двигателя; а также возможность осуществления разгона; крутящие моменты на валах трансмиссии. Разработанная математическая модель позволяет учесть влияние буксования колес двигателя на рабочий процесс фрезы и пресса, производить оценку взаимного влияния параметров агрегата и режимов нагружения рабочих органов на эксплуатационные показатели агрегата, с целью выбора их рациональных значений и разработки системы управления активными рабочими органами для существенного снижения удельных энергозатрат. Модель обеспечивает получение характеристик привода активных рабочих органов. Их сравнение с результатами натурных испытаний агрегата позволяет оценивать адекватность картины моделируемых процессов, происходящим во время работы агрегата. С помощью данной модели, реализованной на ПЭВМ, выполняется расчетный анализ показателей агрегатирования колесного трактора, при различной комплектации шинами колес двигателя, с фрезформирующим (фрезерирующим) оборудованием различных компоновочных схем, параметров и назначения, с целью выбора наилучшего, например, по показателям удельных энергозатрат или другим показателям качества рабочего процесса, сочетания параметров навесного оборудования и параметров агрегатирования звеньев в составе МТА.

4. Литература

- [1] Ромашко Ю.В. Технические аспекты получения качественного мелкокускового торфяного топлива./ Ромашко Ю.В., Таяновский Г.А. // Современные проблемы механики торфа в процессах добычи и переработки: сб. трудов научн.-техн. конф. / БНТУ. – Минск: УП «Технопринт», 2002. – С. 114-119.
- [2] Tajanowskij G., Kalina A., Tanas W. Mathematical model of a harvest combine for reception fuel chips from fast-growing plants// TeKa commission of motorization and power industry in agriculture./Polish Academy of sciences branch in Lublin/ Volume VIII, Lublin, 2008, page 267-276.
- [3] Таяновский Г.А., Ромашко Ю.В. Моделирование динамики фрезформирующего агрегата на базе колесного трактора // Сб. докладов на НПК «Автотракторный факультет на рубеже столетий» - Мн.: УП «Технопринт», 2002. – 96 с., с. 40.
- [4] Ветров Ю.А. Резание грунтов землеройными машинами. М.: Машиностроение. – 1971.
- [5] Tajanowskij G., Tanas W. Distribution of loadings in transmission traction power means with all driving wheels and with system of pumping of trunks at work with hinged instruments // TeKa commission of motorization and power industry in agriculture./Polish Academy of sciences branch in Lublin/ Volume VII, Lublin, 2007, page 217-224.