

Тяговый расчет модульного энерготехнологического средства с учетом кинематического несоответствия привода ведущих осей

Александр Владимирович Лавров¹,
кандидат технических наук,
e-mail: vimlavrov@mail.ru;
Виктор Александрович Воронин²,
аспирант,
e-mail: voron-va@yandex.ru;

Максим Владимирович Сидоров³,
кандидат технических наук,
e-mail: sidorov.maxim.79@mail.ru;
Игорь Анатольевич Пехальский¹,
кандидат технических наук,
ведущий научный сотрудник,
e-mail: dissovet-vim@mail.ru

¹Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ, Москва, Российская Федерация;

²Брянский государственный аграрный университет, г. Брянск, Российская Федерация;

³Калужский филиал Российского государственного аграрного университета – Московской сельскохозяйственной академии им К.А. Тимирязева, г. Калуга, Российская Федерация

Реферат. Показали, что мощность двигателя энергонасыщенных тракторов зачастую используется неполностью. Отметим вариант решения этой задачи: применение технологической части агрегата в качестве активного сцепного веса, для чего создано модульное энерготехнологическое средство. (*Цель исследования*) Определить тяговый КПД блочно-модульного энерготехнологического средства при наличии кинематического несоответствия колес трактора. (*Материалы и методы*) Систему уравнений равновесия транспортно-технологического модуля при свободной навеске на энергетический модуль представили в виде суммы проекций сил на оси. Касательную силу тяги и силу сопротивления качению каждой оси энергосредства выразили через соответствующие нормальные реакции почвы. При расчете многоосных ходовых систем приняли во внимание, что коэффициент сопротивления качению зависит от количества проходов колеса по одному следу и степени деформирования почвы предыдущими проходами. Нормальные реакции почвы на опоры энергетического модуля определили, рассматривая модульное энерготехнологическое средство в целом, приравнявая к нулю сумму проекции сил на ось OZ и сумму моментов относительно точки контакта с почвой передних колес энергетического модуля. (*Результаты и обсуждение*) Исследовали влияние кинематического несоответствия третьего моста относительно второго на КПД ходовой части. Анализируя зависимость КПД ходовой системы от кинематического несоответствия первого и третьего мостов при тяговом усилии 30 килоньютон, отметили экстремумы всех зависимостей при кинематическом несоответствии третьего моста относительно второго, отличного от единицы. (*Выводы*) Выявили закономерность изменения КПД ходовой системы модульного энерготехнологического средства от кинематического несоответствия третьего моста относительно второго при заданном кинематическом несоответствии первого моста относительно второго, которые конструктивно существуют у колесных тракторов 4К4. Определили превышение значений КПД ходовой системы при кинематическом несоответствии третьего моста, равном 1,04-1,06, если имеется конструктивное кинематическое несоответствие первого моста относительно второго в пределах 1,06-1,08.

Ключевые слова: тяговый расчет, блочно-модульное энерготехнологическое средство, ходовая система, тяговый КПД, кинематическое несоответствие.

Для цитирования: Лавров А.В., Воронин В.А., Сидоров М.В., Пехальский И.А. Тяговый расчет модульного энерготехнологического средства с учетом кинематического несоответствия привода ведущих осей // *Сельскохозяйственные машины и технологии*. 2022. Т. 16. №2. С. 30-36. DOI 10.22314/2073-7599-2022-16-2-30-36. EDN CGRKFC.

Traction Calculation for Modular Energotechnological Unit Given Kinematic Mismatch of Driving Axles

Alexander V. Lavrov¹,
Ph.D.(Eng.), e-mail: vimlavrov@mail.ru;
Viktor A. Voronin²,
Ph.D. student (Eng.), e-mail: voron-va@yandex.ru;

Maxim V. Sidorov³,
Ph.D.(Eng.), e-mail: sidorov.maxim.79@mail.ru;
Igor A. Pekhalskiy¹,
Ph.D.(Eng.), leading researcher, e-mail: dissovet-vim@mail.ru



¹Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Moscow, Russian Federation;

²Bryansk State Agrarian University, Bryansk, Russian Federation;

³Kaluga branch of Russian State Agrarian University – Moscow Timiryazev Agricultural Academy, Kaluga, Russian Federation

Abstract. The power of the engine of energy-saturated tractors often proves not to be fully used. One of the solutions to this problem might be the use of the unit technological part as an active coupling weight. To implement it, an energotechnological modular unit was created. (*Research purpose*) The purpose of the study is to determine the traction efficiency of a block-modular energotechnological unit given a kinematic discrepancy between the tractor wheels. (*Materials and methods*) The system of equilibrium equations for the transport-technological module being free-attached to the energy module is presented as the sum of forces projections on the axis. The tangent thrust force and the rolling resistance force of each axle of the energy vehicle were expressed through the corresponding normal soil reactions. When calculating multi-axle running systems, it was taken into account that the rolling resistance coefficient depends on the number of wheel passes along one trace and the degree of soil deformation by previous passes. Normal reactions of the soil to the energy module supports have been determined by considering the modular energotechnological unit as a whole, equating to zero the sum of the forces projection on the OZ axis and the sum of the moments at the point of contact between the energy module's front wheels and the soil. (*Results and discussion*) The influence of the kinematic mismatch between the third axle and the second one on the undercarriage efficiency was investigated. Analyzing the dependence of the running system efficiency on the kinematic mismatch of the first and third axles at the traction of 30 kilonewtons, the extremes of all the dependencies at the kinematic mismatch between the third bridge and the second one different unit were detected. (*Conclusions*) It has been revealed that the change in the efficiency of the chassis system of the modular energotechnological unit depends on the kinematic mismatch between the third axle and the second one at a predetermined kinematic mismatch between the first axle and the second axle, which is a structural feature for 4K4 wheeled tractors. The excess in the values of running system efficiency equals 1.04-1.06 if the constructive kinematic mismatch between the third bridge and the second one is within 1.06-1.08.

Keywords: traction calculation, modular energotechnological unit, running system, traction efficiency, kinematic mismatch.

For citation: Lavrov A.V., Voronin V.A., Sidorov M.V., Pekhalskiy I.A. Tyagovyy raschet modul'nogo energotekhnologicheskogo sredstva s uchetom kinematicheskogo nesootvetstviya privoda vedushchikh osey [Traction calculation for modular energotechnological unit given kinematic mismatch of driving axles]. *Sel'skokhozyaystvennyye mashiny i tekhnologii*. 2022. Vol.16. N2. 30-36 (In Russian). DOI 10.22314/2073-7599-2022-16-2-30-36. EDN CGRKFC.

Современный этап развития тракторостроения характеризуется активным применением в конструкции тракторов средств автоматического контроля и управления технологическими процессами, повышением технического и технологического уровня [1-3].

Все более реальными становятся перспективы применения сельскохозяйственного трактора в качестве мобильного источника энергии и эволюционного перехода от тяговой к тягово-энергетической концепции [4-6].

С 80-х годов прошлого столетия по настоящее время основное направление развития технологических качеств сельскохозяйственных тракторов – повышение производительности – идет по пути увеличения энергонасыщенности [7-9]. Заложенный резерв мощности двигателя в этих тракторах используется для постоянного отбора на привод активных рабочих органов сельхозмашин и при штатной эксплуатационной массе не может быть полностью реализован в тяговом режиме [10-11].

Для реализации избытка мощности тракторов тягово-энергетической концепции применяют балластирование или модульную систему агрегатиро-

вания [12-14]. При балластировании трактор переходит в следующий тяговый класс и относится к сфере тяговой концепции. При модульной системе агрегатирования в качестве сцепного веса используется вес не только трактора, но и всего агрегата, включая технологический модуль [15].

Чтобы задействовать технологическую часть агрегата в качестве активного сцепного веса, на основании проведенных исследований было создано модульное энерготехнологическое средство (МЭС) [16-19].

Трактор высокой энергонасыщенности, в дальнейшем называемый энергетическим модулем (ЭМ), комплектуют с транспортно-технологическим модулем (ТТМ) с активными колесами, приводимыми от двигателя (рис. 1). ТТМ агрегируется на навесное устройство, что облегчает его подсоединение к трактору и отсоединение. Для агрегатирования с сельскохозяйственными машинами ТТМ имеет собственные тягово-сцепные устройства и вал отбора мощности [20-22].

Цель исследования – определить тяговый КПД блочно-модульного энерготехнологического средства при наличии кинематического несоответствия

колес трактора.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ. Рассмотрим отдельно ТТМ. Влияние энергомодуля учтем силами, действующими, соответственно, в нижних и верхней тягах его навески (рис. 1).

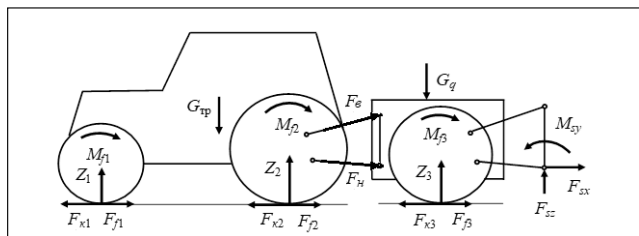


Рис. 1. Схема к силовому анализу модульного энергетического средства: Z_1, Z_2 и Z_3 – нормальные реакции почвы на колеса ЭМ и ТТМ; F_{k1}, F_{k2} и F_{k3} – касательные силы тяги колес ЭС и ТТМ; F_{f1}, F_{f2} и F_{f3} – силы сопротивления качению колес ЭМ и ТТМ; F_n, F_b – силы, действующие, соответственно, в нижних и верхней тягах навески энергомодуля; M_{f1}, M_{f2} и M_{f3} – моменты сопротивления качению колес ЭМ и ТТМ; G_{tp} и G_q – соответственно, вес ЭМ и ТТМ; F_{sx}, F_{sz} и M_{sy} – проекции главного вектора и главного момента, действующие на ЭТС в продольно-вертикальной плоскости со стороны сельхозмашин

Fig. 1. Scheme for the power analysis of a modular energy unit: Z_1, Z_2 and Z_3 – soil normal reactions to the energy module (EM) and transport and technological module (TTM) wheels; F_{k1}, F_{k2} and F_{k3} – tangent thrust forces of energy unit (EU) and TTM wheels; F_{f1}, F_{f2} and F_{f3} – rolling resistance forces of EM and TTM wheels; F_n, F_b – the forces acting in the lower and upper links of the unit hitch, respectively; M_{f1}, M_{f2} and M_{f3} – rolling resistance moments of EM and TTM wheels; G_{tp} and G_q – the weight of EM and TTM, respectively; F_{sx}, F_{sz} and M_{sy} – the main vector and the main moment projections, acting on the energytechnological unit (MTU) in the longitudinal-vertical plane on the agricultural machine side

Систему уравнений равновесия ТТМ при свободной навеске на энергетический модуль запишем в виде суммы проекций сил на оси OX и OZ и точки пересечения вертикальной оси ТТМ с опорной поверхностью:

$$\begin{aligned} \sum X &= F_n \cos \varphi_n + F_b \cos \varphi_b - F_{k3} + F_{f3} + F_{sx} = 0; \\ \sum Z &= F_n \sin \varphi_n + F_b \sin \varphi_b + Z_3 - G_q + F_{sz} = 0; \\ \sum M_q &= F_n(h_n \cos \varphi_n + l_n \sin \varphi_n) + \\ &+ F_b(h_b \cos \varphi_b + l_b \sin \varphi_b) + \\ &+ M_{f3} - G_q l_q + F_{sx} h_s - F_{sz} l_s - M_{sy} = 0, \end{aligned} \quad (1)$$

где F_n, F_b – силы, действующие, соответственно, в нижних и верхней тягах навески энергомодуля, кН;

φ_b, φ_n – углы наклона этих тяг, град.;

l и h – соответственно, продольные и вертикальные расстояния точек приложения сил до середины пятна контакта колес ТТМ с почвой, м.

Координата l_q считается положительной, если ли-

ния действия силы веса G_q находится слева от оси колес ТТМ.

Касательная сила тяги и сила сопротивления качению j -ой оси энергосредства выражаются через соответствующие нормальные реакции почвы Z_j :

$$F_{kj} = \varphi_j Z_j;$$

$$F_{fj} = f_j Z_j,$$

где φ_j и f_j – относительная касательная сила тяги и коэффициент сопротивления качению соответствующей оси.

Моменты сопротивления качению определяют по формуле: $M_{fj} = f_j F_{fj} = f_j r_{dj} Z_j$, где r_{dj} – динамический радиус колеса соответствующей оси.

При расчете многоосных ходовых систем следует иметь в виду, что коэффициент сопротивления качению зависит от количества прохода колеса по одному следу и степени деформирования почвы [16].

Если вынести за скобки влияние нормальной нагрузки Z_3 на величины r_{d3} и f_3 (которое затем учитывается при проведении итераций) и считать φ_3 параметром, то систему уравнений (1) можно рассматривать как систему линейных уравнений третьего порядка относительно величин F_n, F_b и Z_3 . Запись системы и ее решение в матричной форме имеют вид:

$$Ax = b \Rightarrow x = A^{-1}b, \quad (2)$$

$$\text{где } x = \begin{pmatrix} F_n \\ F_b \\ Z_3 \end{pmatrix};$$

$$A = \begin{pmatrix} \cos \varphi_n & \cos \varphi_b & f_3 - \varphi_3 \\ \sin \varphi_n & \sin \varphi_b & 1 \\ h_n \cos \varphi_n + l_n \sin \varphi_n & h_b \cos \varphi_b + l_b \sin \varphi_b & f_3 r_{d3} \end{pmatrix};$$

$$b = \begin{pmatrix} -F_{sx} \\ G_q - F_{sz} \\ G_q l_q + F_{sz} l_s - F_{sx} h_s + M_{sy} \end{pmatrix}.$$

Нормальные реакции почвы на опоры ЭМ определим, рассматривая ЭТС в целом (рис. 1). Приравняв к нулю сумму проекции сил на ось OZ и сумму моментов относительно точки контакта с почвой передних колес ЭМ, получим:

$$\begin{aligned} \sum Z &= Z_1 + Z_2 + Z_3 - G_{tp} - G_q - F_{sz} = 0 \\ \sum M_1 &= M_{f1} - Z_2 l_1 + M_{f2} + G_{tp} l_{tp} - \\ &- Z_3(l_1 + l_2) + M_{f3} + \\ &+ G_q(l_1 + l_2 - l_q) + F_{sx} h_s - \\ &- F_{sz}(l_1 + l_2 + l_s) + M_{sy} = 0, \end{aligned} \quad (3)$$

где l_1 и l_2 – продольные расстояния, соответственно, от первой до второй оси и от второй до третьей оси, м; l_{tp} – расстояние от центра масс ЭМ до первой оси, м.

При известном значении Z_3 опорной реакции ТТМ уравнения (3) представляют собой систему линейных уравнений второго порядка относительно переменных Z_1 и Z_2 , решение которой, по аналогии с (2), можно записать в матричной форме:

$$x = A^{-1}b, \text{ где } x = \begin{pmatrix} Z_1 \\ Z_2 \end{pmatrix}; \quad A = \begin{pmatrix} 1 & 1 \\ f_1 r_{d1} & f_2 r_{d2} - l_1 \end{pmatrix}; \quad (4)$$

$$b = \begin{pmatrix} G_{\text{тр}} + G_q + \\ Z_3(l_1 + l_2 - f_3 r_{d3}) - G_{\text{тр}} l_{\text{тр}} - G_q(l_1 + l_2 - l_q) + \\ + F_{sz} - Z_3 \\ + F_{sz}(l_1 + l_2 + l_s) - F_{sx} h_s - M_{sy} \end{pmatrix}.$$

Сила тяги (крюковое усилие), развиваемая ЭТС, складывается сил тяги, развиваемых ведущими мостами:

$$F_{\text{кр}} = F_k - F_f = (\varphi_1 - f_1)Z_1 + (\varphi_2 - f_2)Z_2 + (\varphi_3 - f_3)Z_3. \quad (5)$$

Если МЭС с заблокированным межосевым приводом имеет более одного ведущего моста, то система J -раз статически неопределима, где J – число ведущих осей. В нашем случае система дважды статически неопределима. Недостающие уравнения находим из условия равенства центров ведущих колес. Приняв в качестве базовой ось задних колес ЭМ (вторую), выразим буксование передних колес ЭМ и колес ТТМ:

$$\delta_1 = 1 - K_1(1 - \delta_2); \quad \delta_2 = 1 - K_3(1 - \delta_3),$$

где $\delta_1, \delta_2, \delta_3$ – коэффициенты буксования по осям;

K_1 и K_3 – коэффициенты кинематического несоответствия колес первой и третьей оси относительно второй (базовой).

Коэффициент кинематического несоответствия удобно представить в виде произведения, первый сомножитель которого зависит от режима работы, а второй – постоянен:

$$K_j = \left(\frac{r_{B2}}{r_{Bj}} \right) \left(\frac{i_{mj}}{i_{m2}} \right) = K_{rj} K_{ij}, \quad (6)$$

где r_B – радиус качения колеса в ведомом режиме, м;

i_m – передаточное число привода.

Радиус качения колеса в ведомом режиме с достаточной точностью можно аппроксимировать линейной функцией нормальной нагрузки:

$$r_B = r_c(p_w) - e_r Z,$$

где $r_c(p_w)$ – свободный (без контакта с почвой) радиус колеса при данном внутришинном давлении p_w , м;

e_r – коэффициент, учитывающий изменение ведомого радиуса от нормальной нагрузки.

Буксование колеса в общем случае зависит касательной силы тяги F_k и нормальной нагрузки Z , то есть $\delta = \delta(F_k Z)$. Эта зависимость может иметь довольно сложную структуру, так как обусловлена деформацией разнородных объектов – пневматической шины

и почвы. Однако в большинстве случаев принимается, что параметр кинематического подобия δ зависит от параметра силового подобия φ – относительной касательной силы тяги, представляющей собой комбинацию величин F_k и Z : $\varphi = F_k/Z$.

Широко известно выражение взаимосвязи между величинами δ и φ , которое допускает обращение в явном виде:

$$\delta(\varphi) = \frac{a\varphi}{b - \varphi}; \quad \varphi(\delta) = \frac{b\delta}{a + \delta}, \quad (7)$$

где a и b – эмпирические коэффициенты, зависящие не только от параметров агрофона и шины, но и от расположения оси по ходу ЭТС [8].

Совместное решение приведенных выше выражений, включающих достаточно сложные зависимости, нам удалось свести к решению одного уравнения относительно величины буксования базовой оси:

$$f(\delta_2) = 0. \quad (8)$$

Перед его решением необходимо задать начальные приближения значений нормальных нагрузок на оси, что можно сделать достаточно произвольно, так как это практически не влияет на скорость сходимости процесса. Например, в начальном приближении нагрузки на оси можно принять одинаковыми:

$$Z_1^{(0)} = Z_2^{(0)} = Z_3^{(0)} = (G_{\text{тр}} + G_q)/3.$$

Итак, для построения функции $f(\delta_2)$ задаемся значением буксования базовой оси δ_2 . С учетом кинематического несоответствия привода (6) определяем буксование δ_1 передней оси ЭМ и буксование δ_3 оси ТТМ. Далее по формулам (7) находим относительные касательные силы тяги этих осей:

$$\varphi_1 = \frac{b_1 \delta_1}{a_1 + \delta_1}; \quad \varphi_3 = \frac{b_3 \delta_3}{a_3 + \delta_3}. \quad (9)$$

Решив систему уравнений (2) равновесия ТТМ, при заданном значении φ_3 определим его опорную реакцию Z_3 . Усилия в тросах навески F_n и F_b находят «попутно» и в дальнейших расчетах не используют. Далее, из системы (4) становятся известными нормальные реакции Z_1 и Z_2 на опоры ЭМ.

Невязка уравнения тягового баланса агрегата представляет собой разность между горизонтальной составляющей сил суммарного сопротивления сельхозмашин F_{sx} и тяговым усилием $F_{кр}$, создаваемым ЭТС:

$$\varepsilon = f(\delta_2) = F_{sx} - F_{кр}.$$

Решив уравнение тягового баланса, получим значения искомых величин – распределение касательных F_{kj} и тяговых $F_{tj} = F_{kj} - F_{fj}$ усилий по осям, распределение нормальных реакций почвы Z_j , суммарные значения этих величин и т.д.

КПД ходовой части модульного энерготехнологического средства по определению равен:

$$\eta_x = \frac{F_{кр}}{\sum F_{kj} / (1 - \delta_j)}. \quad (10)$$

РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ. Используя рассмотренную методику, исследовали влияние кинематического несоответствия третьего моста относительно второго на КПД ходовой части (рис. 2). Экстремумы всех зависимостей при кинематическом несоответствии третьего моста ($K_{н3}$) относительно второго, отличного от единицы, имеют значения ниже, чем при $K_{н3}=1$. Для значений $K_{н3}>1$ экстремумы смещаются вправо, а КПД повышается почти на 0,01.

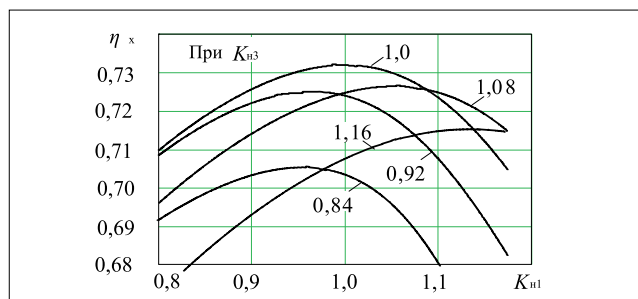


Рис. 2. Зависимость КПД ходовой системы η_x от кинематического несоответствия первого ($K_{н1}$) и третьего ($K_{н3}$) мостов при тяговом усилии МЭС $F_{кр} = 30$ кН с шагом $\Delta K_{н3} = 0,08$
Fig.2 The dependence of η_x running system efficiency on the kinematic mismatch of the first ($K_{н1}$) and the third ($K_{н3}$) bridges at the traction of the modular energytechnological unit (MTU) of $F_{cr} = 30$ kN and a step of $\Delta K_{н3} = 0.08$

При моделировании с шагом $\Delta K_{н3} = 0,02$ выявлены значения кинематического несоответствия третьего моста ($K_{н3} = 1,04-1,06$), где превышение КПД доходило до 0,015 (рис. 3).

Особый интерес этот показатель представляет при кинематическом несоответствии первого моста относительно второго в интервале $K_{н1} = 1,06-1,08$.

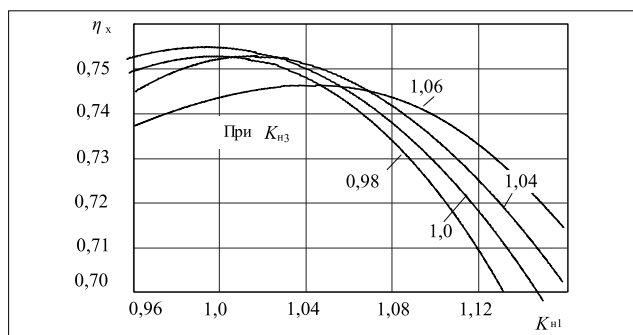


Рис. 3. Зависимость КПД ходовой системы η_x от кинематического несоответствия первого ($K_{н1}$) и третьего ($K_{н3}$) мостов при тяговом усилии МЭС $F_{кр} = 30$ кН с шагом $\Delta K_{н3} = 0,02$
Fig. 3. Dependence of η_x running system efficiency on the kinematic mismatch of the first ($K_{н1}$) and the third ($K_{н3}$) axles at the traction of the modular energytechnological unit (MTU) of $F_{cr} = 30$ kN and a step of $\Delta K_{н3} = 0.02$

Выводы. Предложенная методика позволяет выявить закономерность изменения КПД ходовой системы модульного энерготехнологического средства от кинематического несоответствия третьего моста относительно второго при заданном кинематическом несоответствии первого моста относительно второго, которые конструктивно существуют у колесных тракторов 4К4.

Обнаружено превышение значений КПД ходовой системы при кинематическом несоответствии третьего моста, равном 1,04-1,06, если имеется конструктивное кинематическое несоответствие первого моста относительно второго в пределах 1,06-1,08.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Измайлов А.Ю., Кряжков В.М., Антышев Н.М., Елизаров В.П., Келлер Н.Д., Лобачевский Я.П., Сорокин Н.Т., Гурылев Г.С., Савельев Г.С., Сизов О.А., Шевцов В.Г. Концепция модернизации парка сельскохозяйственных тракторов России на период до 2020 года. М.: ВИМ. 2013. 87с.
- Лачуга Ю.Ф., Измайлов А.Ю., Лобачевский Я.П. и др. Приоритетные направления научно-технического развития отечественного тракторостроения // *Сельский механизатор*. 2021. N2. С. 3-5.
- Шевцов В.Г., Годжаев Т.З., Ерилина Е.В. Перспективы развития сельскохозяйственных мобильных энергосредств // *Тракторы и сельхозмашины*. 2018. N3. С. 25-31.
- Lankenau G.F.D., Winter A.G. An engineering review of the farm tractor's evolution to a dominant design. *ASME Journal of Mechanical Design*. 2018.
- Кутыков Г.М. Энергонасыщенность и классификация тракторов // *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. 2009. N5. С. 11-14.
- Кутыков Г.М. Развитие технической концепции трактора // *Тракторы и сельхозмашины*. 2019. N1. С. 27-35.
- Lipkovich E.I., Nesmiyan A.Y., Nikitchenko S.L., et al. Agricultural tractors of the fth generation. *Scientia Iranica*. 2020. Vol. 27. N2. 745-756.
- Грибов И.В., Перевозчикова Н.В. Мощность – основной показатель для трактора тягово-энергетической концепции // *Техника и технологии АПК*. 2017. N5. С. 18-21.
- Соловьев Р.Ю., Черанев С.В., Карякин С.Б., Коломейченко А.В., Грибов И.В. Актуальность разработки высокотехнологичных тракторов тяговых классов 0,6-2 // *Техника и оборудование для села*. 2019. N11(269). С. 14-17.
- Шарипов В.М., Федоткин Р.С., Крючков В. А. и др. Экспериментальная проверка достоверности методики проектирования ведущих колес цевочного зацепления с резиноармированными гусеницами // *Известия МГТУ МАМИ*. 2017. N 3(33). С. 76-81.
- Амельченко П.А., Дубовик Д.А., Жуковский И.Н. Энер-



- гонасыщенные тракторы: структура, производство и потребности АПК Беларуси // *Вестник Белорусско-Российского университета*. 2020. N3(68). С. 5-13.
12. Кутков Г.М. Потенциальная производительность трактора // *Тракторы и сельхозмашины*. 2017. N5. С. 48-52.
 13. Кутков Г.М., Грибов И.В., Перевозчикова Н.В. Балластирование сельскохозяйственных тракторов // *Тракторы и сельхозмашины*. 2017. N9. С. 52-60.
 14. Шутенко В.В., Перевозчикова Н.В., Хорт Д.О. Сравнение эффективности использования балластных грузов и транспортно-технологических модулей для повышения тягово-сцепных свойств трактора // *Инновации в сельском хозяйстве*. 2019. N3(32). С. 162-168.
 15. Sidorov V.N., Voinash S.A., Ivanov A.A., Petrov S.A. Modular-Technological Scheme for Tractors of Traction Classes 1.4. *IOP Conference. Earth and Environmental Science*. 2020. Vol. 666. 042048.
 16. Сидоров М.В., Лавров А.В., Воронин В.А. Модульно-технологическая схема для тракторов тягового класса 1,4 // *Электротехнологии и электрооборудование в АПК*. 2019. N4(37). С. 57-62.
 17. Сидоров В.Н. Корнюшин Ю.П., Луценко Г.М. Укрупненная математическая модель модульного энергетического средства // *Электронный журнал: наука, техника и образование*. 2017. N4(16). С. 64-69.
 18. Шутенко В.В. Перевозчикова Н.В. Математическое моделирование и оценка эффективности приводов транспортно-технологического модуля // *Электротехнологии и электрооборудование в АПК*. 2020. Т. 67. N1(38). С. 87-92.
 19. Шутенко В.В., Перевозчикова Н.В. Создание алгоритма управления индивидуальным приводом ведущих колес транспортно-технологического модуля // *Агроинженерия*. 2020. N5(99). С. 10-15.
 20. Лавров А.В., Сидоров М.В., Воронин В.А. Технологический модуль для крестьянских фермерских хозяйств // *Сельский механизатор*. 2021. N3. С. 5-7.
 21. Годжаев З.Д., Шевцов В.Г., Лавров А.В., Ценч Ю.С., Зубина В.А. Стратегия машинно-технологической модернизации сельского хозяйства России до 2030 года (Прогноз) // *Технический сервис машин*. 2019. N4(137). С. 220-229.
 22. Измайлов А.Ю., Кряжков В.М., Антышев Н.М., Елизаров В.П., Лобачевский Я.П., Сорокин Н.Т., Гурылев Г.С., Савельев Г.С., Сизов О.А., Шевцов В.Г. Концепция модернизации сельскохозяйственных тракторов и тракторного парка России на период до 2020 года. М.: ВИМ. 2012. 56 с.

REFERENCES

1. Izmaylov A.Yu., Kryazhkov V.M., Antyshev N.M., Elizarov V.P., Keller N.D., Lobachevskiy Ya.P., Sorokin N.T., Gurylev G.S., Savel'ev G.S., Sizov O.A., Shevtsov V.G. Kontseptsiya modernizatsii parka sel'skokhozyaystvennykh traktorov Rossii na period do 2020 goda [The concept of the agricultural tractor fleet modernization in Russia for the period up to 2020]. Moscow: VIM. 2013. 87 (In Russian).
2. Lachuga Yu.F., Izmaylov A.Yu., Lobachevskiy Ya.P., et al. Prioritetnye napravleniya nauchno-tekhnicheskogo razvitiya otechestvennogo traktorostroeniya [Priority directions of scientific and technical development of domestic tractor building]. *Sel'skiy mekhanizator*. 2021. N2. 3-5 (In Russian).
3. Shevtsov V.G., Godzhaev T.Z., Erilina E.V. Perspektivy razvitiya sel'skokhozyaystvennykh mobil'nykh energosredstv [Perspective for the development of agricultural mobile energy]. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2018. N3. 25-31 (In Russian).
4. Lankenau G.F.D., Winter A.G. An engineering review of the farm tractor's evolution to a dominant design. *ASME Journal of Mechanical Design*. 2018 (In English).
5. Kut'kov G.M. Energonasyshchennost' i klassifikatsiya traktorov [Energy saturation and classification of tractors]. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2009. N5. 11-14 (In Russian).
6. Kut'kov G.M. Razvitie tekhnicheskoy kontseptsii traktora [The development of the technical concept of the tractor]. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2019. N1. 27-35 (In Russian).
7. Lipkovich E.I., Nesmiyan A.Y., Nikitchenko S.L., et al. Agricultural tractors of the fth generation. *Scientia Iranica*. 2020. Vol. 27. N2. 745-756 (In English).
8. Gribov I.V., Perevozchikova N.V. Moshchnost' – osnovnoy pokazatel' dlya traktora tyagovo-energeticheskoy kontseptsii [Power as the main indicator for a tractor of tractive force-and-output concept]. *Tekhnika i tekhnologii APK*. 2017. N5. 18-21 (In Russian).
9. Solov'ev R.Yu., Cheranev S.V., Karyakin S.B., Kolomeychenko A.V., Gribov I.V. Aktual'nost' razrabotki vysokotekhnologichnykh traktorov tyagovykh klassov 0,6-2 [The relevance of developing high-tech tractors of traction classes 0.6-2]. *Tekhnika i oborudovanie dlya sela*. 2019. N11(269). 14-17 (In Russian).
10. Sharipov V.M., Fedotkin R.S., Kryuchkov V.A., et al. Eksperimental'naya proverka dostovernosti metodiki proektirovaniya vedushchikh koles tsevochnogo zatsepleniya s rezi-noarmirovannymi gusenitsami [Experimental verification of the reliability of the method of designing driving wheels of pin gearing with rubber-reinforced caterpillars]. *Izvestiya MGTU MAMI*. 2017. N3(33). 76-81 (In Russian).
11. Amel'chenko P.A., Dubovik D.A., Zhukovskiy I.N. Energonasyshchennye traktory: struktura, proizvodstvo i potrebnosti APK Belarusi [Power-saturated tractors: their structure, production and needs of the belarusian agro-industrial complex]. *Vestnik Belorussko-Rossiyskogo universiteta*. 2020. N3(68). 5-13 (In Russian).
12. Kut'kov G.M. Potentsial'naya proizvoditel'nost' traktora [Potential productivity of the tractor]. *Traktory i sel'khoz mashiny*.

shiny. 2017. N5. 48-52 (In Russian).

13. Kut'kov G.M., Gribov I.V., Perevozchikova N.V. Ballastirovanie sel'skokhozyaystvennykh traktorov [Ballasting of tractors]. *Traktory i sel'khomashiny*. 2017. N9. 52-60 (In Russian).
14. Shutenko V.V., Perevozchikova N.V., Hort D.O. Sroavnenie effektivnosti ispol'zovaniya ballastnykh gruzov i transportno-tekhnologicheskikh moduley dlya povysheniya tyagovo-stsepynykh svoystv traktora [Of the effectiveness of the use of ballast weights and transport-technological modules to enhance the traction characteristics of the tractor]. *Innovatsii v sel'skom khozyaystve*. 2019. N3(32). 162-168 (In Russian).
15. Sidorov V.N., Voinash S.A., Ivanov A.A., Petrov S.A. Modular-Technological Scheme for Tractors of Traction Classes 1.4. *IOP Conference. Earth and Environmental Science*. 2020. Vol. 666. 042048 (In English).
16. Sidorov M.V., Lavrov A.V., Voronin V.A. Modul'no-tekhnologicheskaya skhema dlya traktorov tyagovogo klassa 1,4 [Modular technological scheme for tractors of 1.4 traction class]. *Elektrotekhnologii i elektrooborudovanie v APK*. 2019. N4(37). 57-62 (In Russian).
17. Sidorov V.N., Korniyushin Yu.P., Lutsenko G.M. Ukpupnenaya matematicheskaya model' modul'nogo energeticheskogo sredstva [Stocked mathematical model of modular energy means]. *Elektronnyy zhurnal: nauka, tekhnika i obrazovanie*. 2017. N4(16). 64-69 (In Russian).
18. Shutenko V.V., Perevozchikova N.V. Matematicheskoe modelirovanie i otsenka effektivnosti privodov transportno-tekhnologicheskogo modulya [Mathematical modeling and evaluation of the transport and technological module drive efficiency]. *Elektrotekhnologii i elektrooborudovanie v APK*. 2020. Vol. 67. N1(38). 87-92 (In Russian).
19. Shutenko V.V., Perevozchikova N.V. Sozdanie algoritma upravleniya individual'nym privodom vedushchikh koles transportno-tekhnologicheskogo modulya [Making an algorithm for controlling the individual drive of the driving wheels of a transport and technological module]. *Agroinzheneriya*. 2020. N5(99). 10-15 (In Russian).
20. Lavrov A.V., Sidorov M.V., Voronin V.A. Tekhnologicheskii modul' dlya krest'yanskikh fermerskikh khozyaystv [Technology module for peasant farms]. *Sel'skiy mekhanizator*. 2021. N3. 5-7 (In Russian).
21. Godzhaev Z.D., Shevtsov V.G., Lavrov A.V., Tsench Yu.S., Zubina V.A. Strategiya mashinno-tekhnologicheskoy modernizatsii sel'skogo khozyaystva Rossii do 2030 goda (Prognoz) [Strategy of machine-technological modernization of agriculture in Russia until 2030 (Forecast)]. *Tekhnicheskii servis mashin*. 2019. N4(137). 220-229 (In Russian).
22. Izmaylov A.Yu., Kryazhkov V.M., Antyshev N.M. Elizarov V.P., Lobachevskiy Ya.P., Sorokin N.T., Gurylev G.S., Savel'ev G.S., Sizov O.A., Shevtsov V.G. Kontseptsiya modernizatsii sel'skokhozyaystvennykh traktorov i traktornogo parka Rossii na period do 2020 goda [The concept of modernization of agricultural tractors and tractor fleet of Russia for the period up to 2020]. Moscow: VIM. 2012. 56 (In Russian).

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Conflict of interest

The authors declare no conflict of interest.

Заявленный вклад соавторов:

Лавров А.В. – научное руководство, постановка задачи исследования, оценка достоверности полученных результатов;
 Воронин В.А. – разработка методики определения влияния кинематического несоответствия третьего моста относительно второго на коэффициент полезного действия ходовой части, проведение расчетов по разработанной методике;
 Сидоров М.В. – обзор и анализ направлений развития конструкции сельскохозяйственных тракторов, доработка текста, формирование выводов;
 Пехальский И.А. – обработка результатов, построение графиков в программе Mathcad.
 Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Coauthors' contribution:

Lavrov A.V. – scientific guidance, setting the research problem, result validity assessment;
 Voronin V.A. – development of a methodology for determining the impact of the kinematic mismatch of the third axle vs the second one on the undercarriage efficiency, calculations according to the developed methodology;
 Sidorov M.V. – review and analysis of the development trends of agricultural tractor design, manuscript draft revision, formation of conclusions;
 Pehalskiy I.A. – results processing, plotting in Mathcad.
 The authors read and approved the final manuscript.

Статья поступила в редакцию
 Статья принята к публикации

The paper was submitted to the Editorial Office on
 The paper was accepted for publication on

23.01.2022
 18.02.2022