

**РАБОТА КОЛЕСНОГО ДИФФЕРЕНЦИАЛА
В ПРОЦЕССЕ РАЗГОНА ПАХОТНОГО АГРЕГАТА****Ю.Ф. Казаков, В.И. Медведев, А.Г. Терентьев,
В.Н. Батманов, В.С. Павлов**

Реферат. Применение балласта на колесных тракторах приводит к переуплотнению почвы, включая подпахотные горизонты. При разгоне пахотных агрегатов с заглубленными рабочими органами на рабочей скорости неизбежен выход двигателя на перегрузочный режим. Это приводит к снижению производительности, перерасходу топлива, ухудшению экологических показателей. Авторами впервые предложено оснастить встроенными дифференциалами ведущие колеса. Основой концепции разработки колесного дифференциала служит эксцентричное приложение внешних нагрузок и ведущего момента к колесу. Цель исследований – выявление конструктивных и эксплуатационных факторов, влияющих на эффективность работы колесного дифференциала и установление характера взаимосвязей между ними. Работа шины ведущего колеса происходит в условиях деформированной опорной поверхности. Разгон мобильного энергетического средства со встроенным дифференциалом в колесах представлен как двухэтапный процесс. Первому этапу разгона соответствует работа редуктора в режиме планетарного редуктора, второму этапу – в режиме дифференциального редуктора. Поступательное движение колеса, его вращение по опорной поверхности возможно, если крутящий момент на ободе колеса обеспечен моментом силы трения в пятне контакта. Вращение несущей шестерни по эпициклической шестерне, формирование кантующего и рычажного моментов в редукторе колеса способствуют продвижению центра давления по длине пятна контакта в набегающем секторе колеса, увеличению силы трения и касательной силы, обеспечивая плавное трогание машинно-тракторного агрегата. После преодоления момента инерции вращающихся и поступательно движущихся масс агрегата снижается величина потребного момента. Ведущая несущая шестерня, оставаясь в нижнем положении, осуществляет вращение колеса. Редуктор переходит в дифференциальный режим работы. При этом водило совершает угловые колебания, величина которых зависит от условий движения колеса и тягового сопротивления агрегата. Величина потребного крутящего момента зависит от конструктивных параметров встроенного дифференциала, эксплуатационных условий, силы тяжести, приходящейся на несущую ведущую шестерню планетарного редуктора.

Ключевые слова: пахотный агрегат, разгон пахотного агрегата, колесный дифференциал, уравнение движения.

Введение. Машинно-тракторные агрегаты (МТА) для вспашки, подпорового рыхления, нарезания щелей и кротовин характеризуются высоким тяговым сопротивлением [1, 2]. Их разгон осуществляется на той передаче, на которой будет работать агрегат и, как правило, с заглубленным положением рабочих органов. Высокая изменчивость продольной твердости и влажности пахотного слоя требует определенного запаса крутящего момента двигателя, приводит к занижению коэффициента нагрузки энергетического агрегата [3]. Вследствие этих факторов происходит выход двигателя на перегрузочный режим, сопровождающийся перерасходом топлива. Применение активных рабочих органов – движителей [1], орудий с изменяющейся шириной захвата, совершенствование конструкции рабочих органов для подпорового рыхления [4], автоматически приспособляющихся к изменению почвенных условий [5], совершенствование колесных [6, 7], гусеничных [8, 9] и неполнокруглых движителей [10], регулирование давления в шинах [11], использование съемных почвозащепов [12] на движителях способствуют снижению буксования энергонасыщенных тракторов. Применение балласта на колесных тракторах [13] приводит к переуплотнению почвы, включая подпахотные горизонты [14, 15].

Тенденция перехода к гидроприводу и электроприводу ведущих колес, исполнитель-

ных рабочих органов характеризуется сокращением задач, решаемых использованием межколесных и межмостовых дифференциалов на МЭС [16]. Системный анализ работы колеса показал, что применение колес со встроенными дифференциалами позволит повысить эксплуатационные показатели МТА [17]. Эксцентричное приложение внешних нагрузок и приводного момента способствует плавному изменению ведущего момента, предотвращая проскальзывание колеса по опорной поверхности [18, 19]. Благодаря перемещению оси ведущей шестерни под действием подводимого момента происходит увеличение нагрузки в набегающей зоне колеса (рис. 1).

Цель исследований – выявление факторов, влияющих на эффективность работы ведущего колеса со встроенным дифференциалом.

Для ее достижения решали следующие научные задачи: поиск уравнения движения колеса со встроенным дифференциалом, определение соотношения между ведущим моментом и моментом сопротивления качению при разгоне МТА.

Условия, материал и методы. При анализе работы ведущего колеса авторы исходили из того, что шина и опорная поверхность деформируемые. При определении маховых масс колеса принято как тор с допущением, что основная масса колеса представлена массой обода и расположена на расстоянии ради-

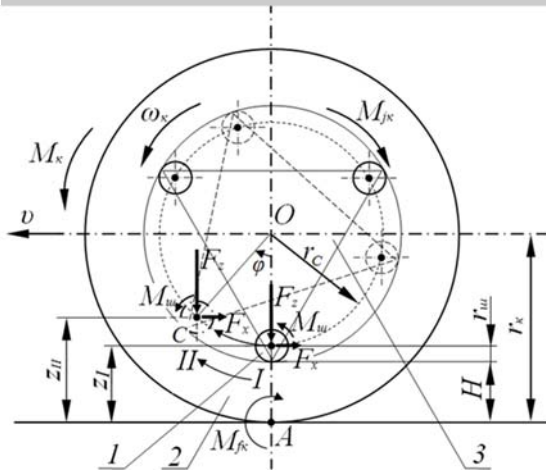


Рис. 1 – Схема перемещения ведущего несущего спутника из положения I в положение II: 1- ведущий несущий спутник; 2 – колесо; 3 – водило. F_x – продольная толкающая сила; F_z – вертикальная нагрузка; M_u – крутящий момент, поступающий от двигателя к ведущей шестерне через трансмиссию; M_k – крутящий момент, поступающий от двигателя к колесу через трансмиссию; M_{jk} – момент сопротивления качению колеса; M_{jk} – момент инерции колеса в его относительном вращательном движении; ω_k – угловая скорость колеса; H – высота профиля шины; v – скорость поступательного движения колеса; r_c – радиус, описываемый центром ведущей шестерни; z_I, z_{II} – ординаты точки приложения продольной силы в I и II положениях; r_u – радиус ведущей шестерни; r_k – кинематический радиус колеса

уса колеса. Разгон МЭС со встроенным дифференциалом в колесах представлен как двухэтапный процесс. Первому этапу соответствует работа в режиме планетарного редуктора с передаточным числом i_{np} . Уравнение движения на этом этапе разгона получено на основе положений теоретической механики и теории движения автомобильного колеса (см. рис. 1):

$$J_u \frac{d\omega_u}{dt} + J_k \frac{d\omega_k}{dt} = M_d i_{TP} i_{np} - F_x z_i - F_z x_i + M_{jk} \quad (1)$$

где $J_{ш}$ – инерционный момент шестерни;
 J_k – инерционный момент колеса;
 F_x – продольная толкающая сила;
 F_z – вертикальная нагрузка;
 M_{jk} – момент сопротивления качению колеса;
 i_{np} – передаточное число планетарного редуктора;
 i_{TP} – передаточное число трансмиссии;
 M_d – крутящий момент двигателя;
 x_i – текущая величина абсциссы центра шестерни;
 z_i – текущая величина ординаты центра шестерни
 $\frac{d\omega_u}{dt} = \varepsilon_u$ – производная частоты вращения шестерни ω_u по времени t , равная ее угловому ускорению $\dot{\varepsilon}_u$; $\frac{d\omega_k}{dt} = \varepsilon_k$ – производная частоты вращения колеса ω_k по времени t , равная его угловому ускорению $\dot{\varepsilon}_k$

Крутящий момент M_k , поступающий от двигателя к ведущей шестерне через трансмиссию и встроенный в колесо планетарный редуктор:

$$M_k = M_d i_{TP} i_{np}, \quad (2)$$

Инерционный момент колеса J_k в уравнении (1) направлен противоположно вектору угловой скорости ω_k и углового ускорения $\dot{\varepsilon}_k$ колеса, причем $\omega_k = \omega_u / i_{np}$:

$$J_k \frac{d\omega_k}{dt} = M_{jk}, \quad (3)$$

Инерционный момент шестерни в его относительном вращательном движении, направление действия которого противоположно вектору угловой скорости $\omega_{ш}$ и углового ускорения $\dot{\varepsilon}_{ш}$ шестерни, совпадает с вектором угловой скорости ω_k и углового ускорения $\dot{\varepsilon}_k$ колеса:

$$J_u \frac{d\omega_u}{dt} = M_{ju}, \quad (4)$$

Рычажный момент от продольной силы F_x , приложенной к оси ведущей шестерни с плечом действия $r_{ш}$ (Рис. 1):

$$M_{рыч} = F_x r_{ш}, \quad (5)$$

Уравнение (5) выражает момент продольной силы относительно неподвижной эпициклической шестерни. Текущее значение рычажного момента относительно мгновенного центра перекачивания колеса при его равномерном вращении: $M_{рыч} = F_x z_i$

Выразим текущее значение плеча приложения силы F_x :

$$z_i = r_{ko}(1 - m \cos\varphi)$$

где r_{ko} – кинематический радиус колеса, м;
 r_c – радиус окружности движения центра шестерни, м;
 $m = r_c / r_{ro}$ – конструкционный параметр дифференциала, φ – угол поворота водила, град (рис. 2).

Величина продольной толкающей силы $F_x = -F_T$, она уравнивается окружной силой зубчатого зацепления пары «ведущая шестерня – эпициклическая шестерня». Силы прикладываются к центру ведущего спутника, их направления противоположны. На этом этапе разгона масс МТА эпициклическая шестерня (обод колеса) находится в неподвижном состоянии. При этом момент сопротивления перекачиванию колеса равен

$$M_f = R_z a_u = M_{jk}, \quad (6)$$

где R_z – равнодействующая вертикальной реакции опорной поверхности; a_u – плечо сопротивления приложения равнодействующей вертикальной реакции опорной поверхности.

Момент сопротивления перекачиванию ведущего спутника представим как сумму двух компонентов: кантующего момента и

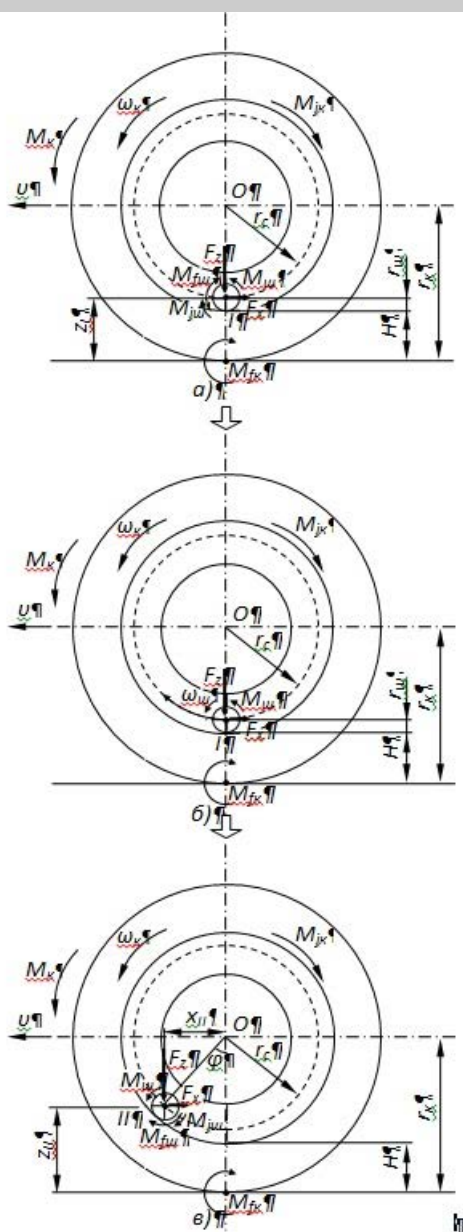


Рис. 2 – Схема моментного перехода работы ведущей шестерни: а – фаза I; б – переходный момент с фазы I в II; в – фаза II; F_x – тангенциальная сила; M_{ju} – крутящий момент, поступающий от двигателя к ведущей шестерне через трансмиссию; M_k – крутящий момент, поступающий от двигателя к колесу через трансмиссию; M_{jk} – момент сопротивления качению колеса; M_{jk} – момент инерции колеса в его относительном вращательном движении; M_{ju} – момент инерции шестерни; ω_k – угловая скорость колеса; H – высота профиля шины; v – скорость поступательного движения колеса; r_c – радиус, описываемый центром ведущей шестерни; z_I , z_{II} – ординаты точки приложения продольной силы в I и II положениях; r_l – радиус ведущей шестерни; r_k – кинематический радиус колеса

рычажного момента [19]. Кантующий момент формируется вертикальной нагрузкой F_z , приложенной к оси ведущей несущей шестерни (см. рис. 1):

$$M_{конт} = F_z x_i, \quad (7)$$

Текущая величина абсциссы изменяется по синусоиде $x_i = r_c \sin \varphi$

Уравнение движения на втором этапе разгона, когда встроенный колесный редуктор работает в режиме дифференциала с передаточным числом $i_{диф}$ (рис. 2,а и 2,б), представим в виде:

$$J_u \frac{d\omega_u}{dt} + J_k \frac{d\omega_k}{dt} = M_{дТP} i_{диф} - F_x z_i - F_z x_i + M_{jk}, \quad (8)$$

где $J_{кл}$ – инерционный момент колеса с редуктором, работающим в режиме дифференциала,

$i_{диф}$ – передаточное число редуктора в режиме дифференциала.

Крутящий момент, поступающий от двигателя через трансмиссию к ведущей шестерне редуктора колеса, переключившегося в режим дифференциала:

$$M_k = M_{дТP} i_{диф}, \quad (9)$$

При превышении ведущего момента M_k над моментом трения происходит вращение колеса при неподвижном состоянии водила, поэтому начинается проворачивание шестерни на месте (см. рис. 1, положение I). Таким образом, планетарный редуктор переходит в дифференциальный режим.

Инерционный момент колеса с редуктором, работающим в режиме дифференциала, направлен против векторов угловой скорости ω_k и углового ускорения $\dot{\epsilon}_k$ колеса:

$$J_{k\delta} \frac{d\omega_k}{dt} = M_{jk\delta}, \quad (10)$$

Инерционный момент шестерни при работе редуктора в режиме дифференциала направлен противоположно вектору угловой скорости ω_u и углового ускорения $\dot{\epsilon}_u$ шестерни. Его направление совпадает с вектором угловой скорости ω_k и углового ускорения $\dot{\epsilon}_k$ колеса:

$$J_u \frac{d\omega_u}{dt} = M_{ju}, \quad (11)$$

M_{jk} – момент сопротивления перекачыванию колеса на втором этапе разгона масс мобильного энергетического средства (МЭС) (рис. 2,а и 2,в). Он условно приложен к мгновенному центру вращения колеса, направление его действия противоположно направлению ведущего момента.

Результаты и обсуждение. Определим величину требуемого крутящего момента от двигателя МТА $M_{Д1}$ на первом этапе разгона, преобразуя уравнение (1):

$$M_{Д1} = \frac{1}{i_{ТP} i_{np}} \left(J_u \frac{d\omega_u}{dt} + J_k \frac{d\omega_k}{dt} + F_x z_i + F_z x_i + M_{jk} \right), \quad (12)$$

Преобразовав уравнение (8), определим величину требуемого крутящего момента от двигателя МЭС $M_{Д2}$ на втором этапе разгона:

$$M_{Д2} = \frac{1}{i_{ТP} i_{диф}} \left(J_{k\delta} \frac{d\omega_k}{dt} + J_u \frac{d\omega_u}{dt} + F_x z_i + F_z x_i + M_{jk\delta} \right), \quad (13)$$

Из анализа уравнений (12) и (13) видно, что потребная величина крутящего момента двигателя для разгона масс МЭС зависит от инерционных моментов шестерни и колеса, радиусов ведущей шестерни и эпициклической шестерни, свойств опорной поверхности, интенсивности разгона.

При анализе уравнений следует учесть соотношение инерционных моментов шестерни и колеса $J_{ш} < J_{к0}$; соотношение радиусов ведущей шестерни и эпициклической шестерни $r_{ш} < r_{к0}$; изменение передаточного числа планетарного редуктора при переходе в режим дифференциала. На первом этапе разгона обод колеса, являющийся эпициклической шестерней редуктора, не вращается (рис. 2,а), поэтому:

$$i_{np} = Z_{ЭШ} / Z_{Ш}, \quad (14)$$

На втором этапе разгона колесо перекачивается (рис. 2,в), при этом передаточное число равно

$$i_{оуп} = (Z_{ЭШ} / Z_{Ш}) - 1, \quad (15)$$

В уравнениях (12) и (13) наибольшая ордината соответствует верхнему положению шестерни на вертикальном диаметре колеса:

$$z_{umax} = 2(r_k - H - r_{ш}), \quad (16)$$

где H – высота профиля шины, м.

Наибольшая величина абсциссы составляет половину максимальной ординаты центра ведущей шестерни (рис. 2, б):

$$x_{imax} = r_c \quad (17)$$

Допуская, что основная масса колеса представлена массой обода и расположена на расстоянии радиуса колеса r_k , определим маховые массы колеса и шестерни, представленные в уравнениях (12) и (13).

Собственный момент инерции колеса J_k :

$$J_k = 0,5 m r_k^2 \quad (18)$$

Суммарный момент инерции колеса с учетом поворота относительно мгновенного цен-

тра вращения в начале работы планетарного редуктора в режиме дифференциала составляет:

$$J_k^1 = 0,5 m_k r_k^2 + m_k r_c^2 = \frac{3}{2} m_k r_c^2 \quad (19)$$

Момент инерции ведущей несущей шестерни с грузом $m_{эп}$ относительно делительной окружности внутреннего зацепления равен:

$$J_{ш}^1 = \frac{3}{2} m_{эп} r_{ш}^2 \quad (20)$$

Момент инерции относительно мгновенного центра вращения колеса (с учетом его расстояния от делительной окружности в масштабе радиуса шестерни $n = r_k / r_{ш}$):

$$J_{ш} = \frac{3}{2} (n^2 + 1) m_{эп} r_{ш}^2 \quad (21)$$

Следовательно, величина потребного момента на этапах разгона МТА с колесным МЭС зависит от конструктивных параметров дифференциалов, встроенных в колеса, их маховых масс, массы груза, приходящейся на несущий ведущий сателлит дифференциала.

Выводы. Дифференциал, встроенный в ведущее колесо трактора, работа которого основана на эксцентричном приложении внешних сил и приводного момента, способствует плавному разгону пахотного агрегата. Это достигается благодаря автоматическому переходу дифференциала в планетарный редуктор и наоборот. В результате изменяется передаточное число встроенного редуктора и величина ведущего момента на колесе и, соответственно, потребного момента от двигателя трактора, что способствует уменьшению отрицательных последствий его работы на перегрузочном режиме. Анализ уравнения движения колеса со встроенным дифференциалом в процессе двухэтапного разгона пахотного агрегата свидетельствует, что основные факторы, влияющие на формирование касательной силы – конструкционный параметр дифференциального редуктора, свойства опорной поверхности и шины.

Литература

1. Акимов А. П., Медведев В.И., Чегулов В.В. Работа колес. Чебоксары: ЧПИ МГОУ, 2011. 168 с.
2. Theoretical substantiation of parameters of rotary subsoil loosener / A. Valiev, I. Mukhametshin, F. Muhamadyarov, et al. // Engineering for Rural Development. 18th international scientific conference. Jelgava: University of Life Sciences and Technologies, 2019. P.312–318.
3. Казаков Ю.Ф. Почвообрабатывающие рабочие органы – механизмы. Чебоксары: Чувашский госуниверситет, 2020. 164 с.
4. Determination of energy characteristics of conical rotary working tool for tillage / F. Yarullin, A. Valiev, F. Muhamadyarov, et al. // Engineering for rural development. 19th international scientific conference. Jelgava: University of Life Sciences and Technologies, 2020. P. 1069–1075.
5. Kazakov Y.F., Medvedev V.I., Ivanov V.M. On the development of combined tillage working bodies-mechanisms. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. International AgroScience Conference, AgroScience 2019. С. 012019. <https://images.app.goo.gl/7tw3g4T6J48yJry57> (дата обращения 20.02.2022).
6. Influence of types of tractor running gears on the value of hop garden row spacing compaction / P.A. Smirnov, A.E. Makushev, Yu.F. Kazakov, et al. // INMATEH - Agricultural Engineering. 2019. Т. 57. № 1. С. 19–28.
7. Influence of soil-protective technologies on the characteristics of the soils of hop plants / M. Smirnov, P. Smirnov, E. Alexeev, et al. // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science 2019. С. 012018. <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1755-1315/433/1/012015#> (дата обращения 20.02.2022).
8. Soil compaction management: reduce soil compaction using a chain-track tractor / S. Mudarisov, I. Gainullin, I. Gabitov, et al. // J. Terramechanics. 2020. 89. P. 1–12. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/>

- pii/S002248982030015X?via%3Dihub (дата обращения: 20.02.2022). doi: 10.1016/j.jterra.2020.02.002.
9. Исследование процесса буксования сельскохозяйственных тракторов / А.А. Лопарев, К.В. Новиков, А.М. Венглинский и др. // Киров: Изд-во ВятГГУ, 2014. 263 с.
10. Медведев В. И., Акимов А.П., Батманов В.Н. Эффективность неполнокруглых тракторных пневмошин на поверхностях с малой несущей способностью и беспокойным микрорельефом // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2005. № 5. С. 32–34.
11. Anifantis A S, Cutini M and Bietresato M. An Experimental – numerical approach for modelling the mechanical behaviour of a pneumatic tire for agricultural machines // Appl. Sci. 2020. 10. 3481 <https://www.mdpi.com/719080> <https://doi.org/10.3390/app10103481> (дата обращения 20.02.2022).
12. Махмутов М.М. Повышение функциональных качеств колесных движителей со съемными зацепами. Казань: Изд-во Казанск. ун -та, 2006. 160 с.
13. Charles S Effects of ballast and inflation pressure on tractor tire performance // Agr. Eng. 1984. 2. 65–71p.
14. Know the cost of doing nothing – A cotton case study. Soil compaction in a new light. / H Jamali, G Nachimuthu, B Palmer., at al. // Soil Till. Res. 2021. 213(4) 105158. 2411–1502 p. doi: 10.1016/j.still.2021.105158
15. Ксенович И. П., Тарасик В.П. Системы автоматического управления ступенчатыми трансмиссиями тракторов / Москва: Машиностроение, 1979. 640 с.
16. Антонов, А. С. Силовые передачи колесных и гусеничных машин. Теория и расчет / изд. 2-е перераб. и доп. Ленинград: Машиностроение, 1975. 480 с.
17. Kemeny Z. A. The Physics of the Air Suspension // Metals and Mining Rev. June 21, 2015. P. 1-14
18. Патент РФ на изобретение №2268165. 20.01.2006. Колесо с "кантующимся" центром вращения. Ильина Л.В. Заявка № 2004108647/11 от 23.03.2004.
19. .Повышение эксплуатационных характеристик колесных движителей / Ю.Ф. Казаков, В.И. Медведев, В.Н. Батманов и др. // Инновационное развитие агропромышленного комплекса как фактор конкурентоспособности: проблемы, тенденции, перспективы. Киров: ФГБОУ ВО Вятская государственная сельскохозяйственная академия, 2020. С. 230–250.

Сведения об авторах

Казаков Юрий Федорович – доктор технических наук, профессор кафедры транспортно-технологических машин и комплексов, e-mail: ura.kazakov@mail.ru

Медведев Владимир Иванович – доктор технических наук, профессор кафедры транспортно-технологических машин и комплексов, e-mail: mvi1928@mail.ru

Терентьев Алексей Григорьевич – доктор физико-математических наук, профессор кафедры транспортно-технологических машин и комплексов,

Батманов Владимир Николаевич – кандидат технических наук, доцент кафедры транспортно-технологических машин и комплексов, e-mail bvn.academi-gsxa@yandex.ru

Павлов Владимир Степанович – кандидат технических наук, доцент кафедры транспортно-технологических машин и комплексов, e-mail pvstolikovo@mail.ru

Чувашский государственный аграрный университет, Чебоксары, Россия

OPERATION OF THE WHEEL DIFFERENTIAL DURING THE ACCELERATION OF THE ARABLE UNIT Yu.F. Kazakov, V.I. Medvedev, A.G. Terentyev, V.N. Batmanov, V.S. Pavlov

Abstract. The use of ballast on wheeled tractors leads to over-compaction of the soil, including sub-arable horizons. When overloading arable units with buried working bodies at operating speed, the engine will inevitably enter the overload mode. This leads to a decrease in productivity, fuel overspending, and deterioration of environmental indicators. The authors proposed for the first time to equip the driving wheels with built-in differentials. The basis of the wheel differential development concept is the eccentric application of external loads and the driving torque to the wheel. The purpose of the research is to identify structural and operational factors affecting the efficiency of the wheel differential, to establish the nature of the relationships between them. The operation of the driving wheel tire occurs under conditions of a deformed support surface. Acceleration of a mobile power vehicle with a built-in differential in the wheels is presented as a two-stage process. The first stage of acceleration corresponds to the operation of the gearbox in the planetary gearbox mode, the second stage - in the differential gearbox mode. The translational movement of the wheel, its rotation along the bearing surface is possible if the torque on the wheel rim is provided by the moment of friction force in the contact spot. The rotation of the bearing gear along the epicyclic gear, the formation of the tilting and lever moments in the wheel reducer contribute to the advancement of the pressure center along the length of the contact spot in the oncoming sector of the wheel, an increase in the friction force and tangential force, ensuring smooth starting of the tractor unit. After overcoming the moment of inertia of the rotating and translationally moving masses of the unit, the value of the required moment decreases. The driving bearing gear, remaining in the lower position, rotates the wheel. The gearbox has switched to differential operation. At the same time, the driver performs angular oscillations, the magnitude of which depends on the conditions of movement of the wheel and the traction resistance of the unit. The amount of torque required depends on the design parameters of the built-in differential, operating conditions, and gravity applied to the bearing drive gear of the planetary gearbox.

Keywords: arable unit, acceleration of arable unit, wheel mover, wheel differential, equation of motion

References

1. Akimov AP, Medvedev VI, Chegulov VV. Rabota koles. [Wheel work]. Cheboksary: ChPI MGOU. 2011; 168 p.
2. Valiev A, Mukhametshin I, Mukhamadyarov F. Theoretical substantiation of parameters of rotary subsoil loosener. Engineering for Rural Development. 18th International scientific conference. Jelgava: University of life sciences and technologies. 2019; 312-318 p.
3. Kazakov YuF. Pochvoobrabatyvayushchie rabochie organy – mekhanizmy. [Soil-cultivating working mechanisms].

Cheboksary: Chuvashskii gosuniversitet. 2020; 164 p.

4. Yarullin F, Valiev A, Mukhamadyarov F. Determination of energy characteristics of conical rotary working tool for tillage. Engineering for rural development. 19th International scientific conference. Jelgava: University of life sciences and technologies. 2020; 1069-1070 p.

5. Kazakov YF, Medvedev VI, Ivanov VM. On the development of combined tillage working mechanisms. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. [Internet]. International AgroScience Conference, AgroScience 2019. 012019 p. [cited 2022, February 20]. Available from: <https://images.app.goo.gl/7tw3g4T6J48yJry57>.

6. Smirnov PA, Makushev AE, Kazakov YuF. Influence of types of tractor running gears on the value of hop garden row spacing compaction. INMATEH - Agricultural Engineering. 2019; 57 (1). 19-28 p.

7. Smirnov M, Smirnov P, Alekseev E. Influence of soil-protective technologies on the characteristics of the soils of hop plants. [Internet]. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science 2019. 012018 p. [cited 2022, February 20]. Available from: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1755-1315/433/1/012018#>.

8. Mudarisov S, Gaynullin I, Gabitov I. Soil compaction management: reduce soil compaction using a chain-track tractor. [Internet]. Terramechanics. 2020; 89. 1-12 p. [cited 2022, February 20]. Available from: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S002248982030015X?via%3Dihub>. doi: 10.1016/j.jterra.2020.02.002.

9. Loparev AA, Novikov KV, Venglinskii AM. Issledovanie protsessa buksovaniya sel'skokhozyaistvennykh traktorov. [Study of the slipping process of agricultural tractors]. Kirov: Izd-vo VyatGGU. 2014; 263 p.

10. Medvedev VI, Akimov AP, Batmanov VN. [Efficiency of semi-circular tractor pneumatic tires on surfaces with low bearing capacity and turbulent microrelief]. Traktory i sel'skokhozyaistvennye mashiny. 2005; (5). 32-34 p.

11. Anifantis AS, Cutini M and Bietesato M. An experimental – numerical approach for modeling the mechanical behaviour of a pneumatic tire for agricultural machines. [Internet]. Appl. Sci. 2020; 10. 3481 p. [cited 2022, February 20]. Available from: <https://www.mdpi.com/719080> <https://doi.org/10.3390/app10103481>.

12. Makhmutov MM. Povyshenie funktsional'nykh kachestv kolesnykh dvizhitelei so semnymi zatsepami. [Improving the functional qualities of wheel propellers with removable hooks]. Kazan': Izd-vo Kazansk. un-ta. 2006; 160 p.

13. Charles S. Effects of ballast and inflation pressure on tractor tire performance. Agr. Eng. 1984; 2. 65-71 p.

14. Jamali H, Nachimuthu G, Palmer B. Know the cost of doing nothing – A cotton case study. Soil compaction in a new light. Soil Till. Res. 2021; 213(4) 105158. 2411-1502 p. doi: 10.1016/j.still.2021.105158

15. Ksenevich IP, Tarasik VP. Sistemy avtomaticheskogo upravleniya stupenchatymi transmissiyami traktorov. [Automatic control systems for step transmissions of tractors]. Moscow: Mashinostroenie. 1979; 640 p.

16. Antonov AS. Silovye peredachi kolesnykh i gusenichnykh mashin. Teoriya i raschet. [Power transmission of wheeled and tracked vehicles. Theory and calculation]. Leningrad: Mashinostroenie. 1975; 480 p.

17. Kemeny ZA. The physics of the air suspension. Metals and mining. Rev. June 21, 2015; 1-14 p.

18. Il'ina LV. RF patent for invention No. 2268165. 01/20/2006. Koleso s "kantuyushchimsya" tsentrom vrashcheniya. [A wheel with a "tipping" center of rotation]. Zayavka № 2004108647/11 ot 23.03.2004.

19. Kazakov YuF, Medvedev VI, Batmanov VN. Povyshenie ekspluatatsionnykh kharakteristik kolesnykh dvizhitelei. Innovatsionnoe razvitiye agropromyshlennogo kompleksa kak faktor konkurentosposobnosti: problemy, tendentsii, perspektivy. [Improving the operational characteristics of wheel propellers. Innovative development of the agro-industrial complex as a factor of competitiveness: problems, trends, prospects]. Kirov: FGBOU VO Vyatskaya gosudarstvennaya sel'skokhozyaistvennaya akademiya. 2020; 230-250 p.

Authors

Kazakov Yuri Fedorovich - Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Transport and Technological Machines and Complexes, e-mail: ura.kazakov@mail.ru

Medvedev Vladimir Ivanovich - Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Transport and Technological Machines and Complexes, e-mail: mvi1928@mail.ru

Terentyev Alexey Grigorievich - Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Professor of the Department of Transport and Technological Machines and Complexes

Batmanov Vladimir Nikolaevich - Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Transport and Technological Machines and Complexes, e-mail bvn.academi-gsxa@yandex.ru

Pavlov Vladimir Stepanovich - Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Transport and Technological Machines and Complexes, e-mail pvstolikovo@mail.ru

Chuvash State Agrarian University, Cheboksary, Russia