

УДК 621.81

**В.Л. БАСИНЮК**, д-р техн. наук, проф.начальник НТЦ «Технологии машиностроения и технологическое оборудование» — заведующий лабораторией приводных систем и технологического оборудования<sup>1</sup>

E-mail: vladbas@mail.ru

**Н.И. ЗЕЗЕТКО**, канд. техн. наукглавный конструктор<sup>2</sup>**Д.С. СОЛДАТЕНКО**аспирант<sup>1</sup>

E-mail: solddrive@mail.ru

<sup>1</sup>Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь<sup>2</sup>ОАО «Минский тракторный завод», г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 11.06.2020.

## **ВНЕШНЯЯ ДИНАМИЧЕСКАЯ НАГРУЖЕННОСТЬ ПРИВОДА ЭНЕРГОНАСЫЩЕННЫХ ТРАКТОРОВ «БЕЛАРУС» ПРИ ИХ ВЕРТИКАЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЯХ. ЧАСТЬ 1. МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ СОСТАВЛЯЮЩЕЙ НАГРУЖЕННОСТИ ПРИ ВЕРТИКАЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЯХ ТРАКТОРА**

*В статье предложена математическая модель вертикальных колебаний колесного трактора, позволяющая учесть потери мощности привода главного движения трактора, обусловленные его вертикальными колебаниями. В модель входит ряд эмпирических коэффициентов, позволяющих повысить эффективность ее применения. Показано, что на величину потерь, связанных с вертикальными колебаниями трактора, влияет значительное число факторов, включая массу, частоту собственных колебаний и скорость движения трактора, а также затраты энергии на деформацию шин и преодоление сопротивления их качению. К наиболее важным из них можно отнести частоту колебаний и скорость движения трактора. Использование разработанной модели позволяет оценить влияние приведенных факторов на дополнительную нагруженность привода при возникновении вертикальных колебаний трактора, установить связывающие их закономерности, а также оценить влияние этих факторов на повышение нагруженности привода при возникновении вертикальных колебаний трактора и разработать технически обоснованные мероприятия по их снижению. Результаты исследований могут быть использованы при анализе влияния особенностей с приводом «ДВС — генератор — электродвигатель — трансмиссия» на их работоспособность при применении в тракторной технике.*

**Ключевые слова:** ДВС, генератор, исследования, колебания, моделирование, потери мощности, трактор, электродвигатель

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2020-3-52-42-47>

**Введение.** Исследованиям колебаний тракторов и связанных с ними параметров функционирования посвящено значительное число научных работ [1–16]. В этой области защищено [9–16] и постоянно выносятся на защиту кандидатские и докторские диссертации, что свидетельствует об актуальности этой тематики.

Исследования колебаний тракторов условно можно разделить на несколько направлений:

- моделирование колебаний трактора [2, 4, 5, 7];
- снижение отрицательного воздействия колебаний на водителя за счет создания более эффективной виброизоляции его сиденья и подвески кабины в целом [3, 16];

- определение влияния колебаний трактора на динамическую нагруженность и ресурс его основных компонентов, включая трансмиссию [9, 11];

- создание систем снижения динамической нагруженности компонентов трактора [1, 2, 8, 10, 12–15];

- анализ влияния рельефа поверхности и условий применения трактора на его колебания, а также воздействия этих колебаний на почву [6].

Анализ основных тенденций развития тракторной техники показывает, что к одной из них можно отнести повышение энергонасыщенности и мощности тракторов, использование в них электрических и гибридных приводов. При этом масса

таких тракторов, например «БЕЛАРУС-3522», уже сегодня превышает 10 т. Учитывая необходимость ограничения давления на почву, шины таких тракторов можно отнести к достаточно «мягким». Как следствие, при эксплуатации в ряде случаев возникают значительные по амплитуде вертикальные колебания (режим так называемого «галопирования»), при котором может появляться связанная с ними дополнительная динамическая нагруженность, что может отрицательно сказываться на параметрах функционирования привода, в особенности учитывая частоту изменения дополнительной динамической нагруженности, при конструктивном исполнении «ДВС — генератор — электродвигатель — трансмиссия».

Целью исследований являлась разработка математической модели вертикальных колебаний трактора, позволяющей определить дополнительную динамическую составляющую нагруженности привода энергонасыщенного трактора, учитывающую изменение сопротивления его движению при возникновении механических колебаний с собственной частотой и связанные с этим потери мощности.

**Методика исследований.** Для разработки математической модели необходимы данные о сопротивлении движению трактора при различных скоростях и затрачиваемой на это мощности, а также частота механических колебаний трактора с собственной частотой и значение коэффициента затухания.

**Определение сопротивления движению трактора при различных скоростях и затрачиваемой на это мощности.** Мощность  $N$  двигателя внутреннего сгорания (ДВС) при равномерном движении трактора по горизонтальной плоскости определяется потерями в трансмиссии  $N_{pr}$ , определяемыми ее КПД, и потерями  $N_q$ , связанными с внешним сопротивлением движению, определяемым условным коэффициентом трения качения, т. е.

$$N = N_{pr} + N_q.$$

Потери в трансмиссии, состоящей в традиционном исполнении трактора в основном из зубчатых колес, варьируются в относительно небольшом диапазоне и в среднем ориентировочно равны  $N_{pr} \approx 0,08N$ .

Потери  $N_q$ , связанные с силами внешнего сопротивления движению, теоретически зависят только от сопротивления трению качения, однако реально их величина может зависеть еще и от скорости движения трактора, что связано с пропорциональными ей потерями на деформацию шин. Таким образом

$$N_q = V(k_r mg + V k_v), \quad (1)$$

где  $k_v$  — коэффициент, учитывающий влияние скорости на потери мощности при движении трактора со скоростью  $V$ , кг/с, т. е.  $k_v = N_v/V$  ( $N_v$  — потери мощности привода, связанные с деформацией шин при скорости  $V$  движения трактора, Вт);  $k_r$  — услов-

ный коэффициент трения качения, равный  $F_r/mg$  ( $m$  — масса трактора, кг;  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ).

Величины  $k_v$  и  $k_r$  определялись экспериментально путем регистрации мощности  $N_i$  трактора (ДВС) при его движении по горизонтальной гладкой асфальтированной поверхности с заданной скоростью, в рассматриваемом случае принимаемой  $V_i = 2,8; 5,6; 8,4; 11,2; 14 \text{ м/с}$  (10; 20; 30; 40; 50 км/ч).

На каждой скорости регистрировалось по 3 значения  $N_{ij}$  ( $j = 1; 2; 3$ ). Определялись их средние значения и средние квадратические отклонения. Затем по критерию Кокрена оценивалась однородность дисперсий и рассчитывались величины  $N_i/V_i$ , соответствующие силе сопротивления движению трактора.

Зависимость (1) приводилась к уравнению линейной регрессии:

$$N_{qij}/V_i = k_r mg + V_i k_v,$$

и с использованием метода наименьших квадратов по методике [11] определялись коэффициенты этого уравнения:

$$k_v = \frac{15 \sum_1^{15} 0,92 N_i - \sum_1^{15} 0,92 N_i / V_i \sum_1^{15} V_i}{15 \sum_1^{15} V_i^2 - \left( \sum_1^{15} V_i \right)^2};$$

$$k_r = \frac{\left( \sum_1^{15} 0,92 N_i / V_i - k_v \sum_1^{15} V_i \right)}{mg},$$

а также рассеивание значений  $N_i/V_i$  относительно линии регрессии, определяемое средним квадратическим отклонением  $S$ :

$$S = \sqrt{\frac{1}{13} \left[ \frac{\sum_1^{15} \left( \frac{N_i}{V_i} \right)^2 - \frac{\left( \sum_1^{15} \frac{N_i}{V_i} \right)^2}{15}}{\left( \sum_1^{15} 0,92 N_i - \frac{1}{15} \sum_1^{15} 0,92 (N_i / V_i) \sum_1^{15} V_i \right)^2} - \frac{1}{\sum_1^{15} V_i^2 - \frac{1}{15} \left( \sum_1^{15} V_i \right)^2} \right]}.$$

**Определение частоты механических колебаний трактора с собственной частотой  $\omega$  и значения коэффициента затухания  $\beta$  этих колебаний.** Величины  $\omega$  и  $\beta$  могут быть определены из приведенных в [12] осциллограмм колебаний давления в гидроприводе энергонасыщенного трактора «БЕЛАРУС-3022» (рисунок 1), которые регистрировались датчиком давления при подъеме задним навесным устройством трактора груза массой 5 т. Эти колебания складываются из колебаний груза непосредственно на навесном устройстве, связанных в основном с упругой деформацией резиновых шлангов, и более низких по частоте колебаний, обусловленных колебаниями трактора и связанного с ним груза.

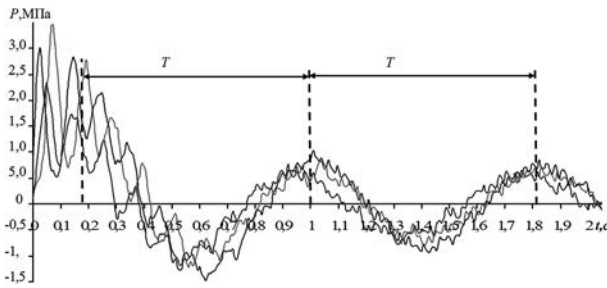


Рисунок 1 — Типовые осциллограммы колебаний давления в гидросистеме энергонасыщенного трактора при подъеме груза навесным устройством ( $T$  — период колебаний трактора с собственной частотой)

Figure 1 — Typical oscillograms of pressure fluctuations in the hydraulic system of an energy-saturated tractor when lifting a load with a mounted device ( $T$  is the period of fluctuations of the tractor with its natural frequency)

Анализ осциллограмм на рисунке 1 и результатов исследований [18] показал, что для энергонасыщенного трактора «БЕЛАРУС-3522» величины  $\omega$  и  $\beta$  могут быть приняты соответственно  $\omega \approx 5$  рад/с и  $\beta \approx 0,1$ .

*Методика разработки математической модели.*

Математическая модель разрабатывалась с учетом показанной на рисунке 2 условной схемы движения трактора, при которой возникают вертикальные колебания его корпуса.

С учетом показанной на рисунке 2 схемы записывалось дифференциальное уравнение вертикальных колебаний корпуса трактора и на основе его решения формировалась математическая модель этих колебаний, позволяющая с использованием  $k_v, k_p, \omega$  и  $\beta$  определить параметры этих колебаний при различных скоростях движения трактора и их влияние на дополнительные потери мощности, связанные с этими колебаниями.

**Результаты исследований и их обсуждение.**

Уравнение равновесия трактора в вертикальном направлении может быть записано в виде:

$$mg = C_{ш} \delta_0,$$

где  $C_{ш}$  — суммарная жесткость механической системы, включая жесткость шин, в вертикальном

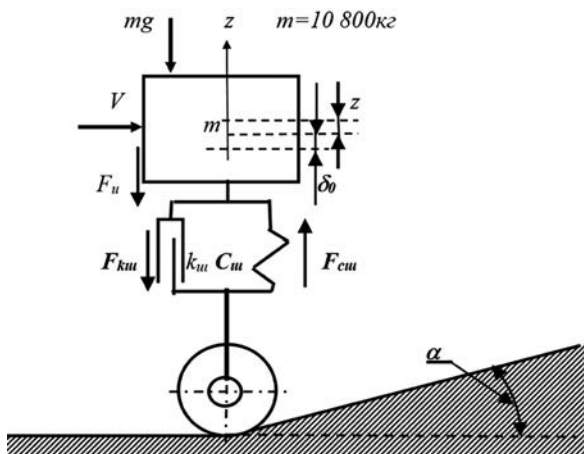


Рисунок 2 — Условная схема движения трактора, при которой возникают вертикальные колебания его корпуса

Figure 2 — Conventional tractor movement pattern, in which there are vertical vibrations of its body

направлении, Н/м;  $\delta_0$  — смещение центра масс трактора вниз по координате  $z$  под действием силы тяжести до начала движения трактора.

При движении по наклонной плоскости уравнение равновесия трактора в вертикальном направлении принимает вид:

$$F_{сш} = F_u + F_{кш} + mg$$

или

$$C_{ш}(Vt \cdot \text{tg}\alpha + \delta_0 - z) = m \cdot \ddot{z} + k_{ш} \cdot \dot{z} + mg,$$

где  $F_{сш}$  — вертикальная сила, обусловленная упругой деформацией шин, Н;  $F_u$  — сила инерции, возникающая при смещении трактора по координате  $z$  при его вертикальных колебаниях, Н;  $F_{кш}$  — сила, обусловленная демпфированием колебаний при деформации шин, Н;  $k_{ш}$  — коэффициент сопротивления упругой деформации шин при колебаниях трактора, кг/с;  $\alpha$  — угол наклона поверхности (см. рисунок 2).

Отсюда

$$M \cdot \ddot{z} + k_{ш} \cdot \dot{z} + C_{шz} = C_{ш} Vt \cdot \text{tg}\alpha$$

или

$$\ddot{z} + 2\beta \cdot \omega \cdot \dot{z} + \omega^2 z = \omega^2 Vt \cdot \text{tg}\alpha. \quad (2)$$

Решение уравнения (2) при начальных условиях  $t = 0, z = 0, \dot{z} = 0$  имеет вид:

$$z = \frac{V}{\omega} \text{tg}\alpha \cdot e^{-\beta\omega t} \left[ (2\beta^2 - 1) \sin(\omega t \sqrt{1 - \beta^2}) + 2\beta \cos(\omega t \sqrt{1 - \beta^2}) \right] + Vt \cdot \text{tg}\alpha - 2V \frac{\beta}{\omega} \text{tg}\alpha = \frac{V}{\omega} \text{tg}\alpha \left[ e^{-\beta\omega t} \sin(\omega t \sqrt{1 - \beta^2} + \varphi_1) + V\omega t - 2\beta \right], \quad (3)$$

где  $\varphi_1 = \text{arctg} \frac{2\beta}{2\beta^2 - 1}$ .

Тогда

$$\dot{z} = V \text{tg}\alpha \left[ 1 - e^{-\beta\omega t} \sin(\omega t \sqrt{1 - \beta^2} + \varphi_1 - \varphi_2) \right]; \quad (4)$$

$$\ddot{z} = V \omega \text{tg}\alpha \left[ e^{-\beta\omega t} \sin(\omega t \sqrt{1 - \beta^2} + \varphi_1 - 2\varphi_2) \right], \quad (5)$$

где  $\varphi_2 = \text{arctg} \frac{\sqrt{1 - \beta^2}}{\beta}$ .

Отбросив малые величины второго порядка и учитывая, что  $\omega t = 2\pi t/T$  и для  $\beta = 0,1 \varphi_1 \approx -0,2, \varphi_2 \approx \pi/2$ , приведем уравнения (3)-(5) к более удобному для исследований безразмерному виду:

$$\frac{z\omega}{V} = \text{tg}\alpha \left[ e^{-2\pi\beta \frac{t}{T}} \sin\left(2\pi \frac{t}{T} - 0,2\right) + 2\pi V \frac{t}{T} - 0,2 \right];$$

$$\frac{\dot{z}}{V} = \text{tg}\alpha \left[ 1 - e^{-2\pi\beta \frac{t}{T}} \cos\left(2\pi \frac{t}{T} - 0,2\right) \right]; \quad (6)$$

$$\frac{\ddot{z}}{V\omega} = -\text{tg}\alpha \cdot e^{-2\pi\beta \frac{t}{T}} \sin\left(2\pi \frac{t}{T} - 0,2\right).$$

Вследствие появления ускорения, приведенного в зависимости (6), возникает дополнительная

к весу трактора инерционная сила, «отрывающая» или «прижимающая» его к земле. Эта сила изменяется с частотой  $f = 0,5\omega/\pi$ , т. е. в рассматриваемом случае  $f \approx 0,8$  Гц. Ее максимальная величина достигается в момент времени  $t_m$ , когда

$$\sin\left(2\pi\frac{t_m}{T} - 0,2\right) = 1,$$

т. е.

$$\frac{t_m}{T} \approx 0,28.$$

Отсюда

$$\left(\frac{\ddot{z}}{V\omega}\right)_{\max} = 0,84\text{tg}\alpha.$$

Максимальное относительное изменение сопротивления движению трактора составит:

$$\left(\frac{\ddot{z}}{g}\right)_{\max} = \frac{0,84V\omega\text{tg}\alpha}{g},$$

и потери, обусловленные вертикальными колебаниями трактора, увеличатся в  $k_{\text{вк}}$  раз, т. е.

$$k_{\text{вк}} = \frac{N_q + N_{q\text{вк}}}{N_q} = 1 + \frac{1 + 0,84(k_r/k_v)m\omega\text{tg}\alpha}{1 + (k_r/k_v)mg/V}. \quad (7)$$

Анализ зависимости (7) показывает, что на дополнительную динамическую нагруженность трактора, обусловленную его вертикальными колебаниями, существенное влияние оказывает значительное число факторов, включающих его массу, частоту собственных колебаний и скорость движения, а также затраты энергии на деформацию шин при этой скорости, преодоление сопротивления их качению, затраты энергии, связанные с наличием переднего ведущего моста с подвеской.

*Пример расчета дополнительной динамической нагруженности трактора, обусловленной его вертикальными колебаниями.* Примем условно отношение  $k_r/k_v \approx 1$  (в части 2 будет показано, что влияние этого отношения на  $k_{\text{вк}}$ , по сравнению с влиянием скорости и частоты собственных колебаний относительно невелико). Масса трактора «БЕЛАРУС-3522»  $M = 10\,800$  кг, величина  $\omega = 5$  рад/с, скорость движения трактора  $V = 5,6$  м/с (20 км/ч) и угол  $\alpha \approx 20^\circ$ .

Тогда

$$k_{\text{вк}} = 1 + \frac{1 + 0,84 \cdot 1 \cdot 10\,800 \cdot 5 \cdot 0,364}{1 + 1 \cdot 10\,800 \cdot 1 \cdot 9,81/5,6} = 1,87. \quad (8)$$

Таким образом, вертикальные колебания трактора «БЕЛАРУС-3522» с собственной частотой при приведенных выше условиях приведут к увеличению в 1,87 раза (без учета влияния угла подъема на горизонтальную составляющую сопротивления его движению), что для движения с заданной скоростью при возникновении «галопирования» должно быть компенсировано соответствующим увеличением мощности привода.

Более подробно влияние входящих в зависимость (8) параметров на внешнюю динамическую

нагруженность привода энергонасыщенных тракторов типа «БЕЛАРУС-3522» при их вертикальных колебаниях будет рассмотрено во второй части статьи.

Необходимо отметить, что в соответствии с зависимостью (7) величина дополнительной нагруженности возрастает с увеличением частоты колебаний трактора и его скорости.

Использование полученной зависимости позволит установить закономерности, связывающие между собой приведенные параметры. Это, в свою очередь, расширит возможности выбора наиболее рациональных технически обоснованных путей повышения энергоэффективности тракторов повышенной мощности.

**Заключение.** Разработана математическая модель, учитывающая взаимосвязь массы, частоты собственных колебаний и скорости движения трактора, а также затраты энергии на деформацию шин при этой скорости движения и преодоление сопротивления их качению. Использование данной модели позволяет оценить влияние этих параметров на дополнительную нагруженность привода трактора при возникновении его вертикальных колебаний. Показано, что частота механических колебаний, угол подъема  $\alpha$  и скорость движения трактора оказывают непосредственное влияние на дополнительную нагруженность его привода.

Анализ результатов исследований, полученных с использованием разработанной модели, позволяет установить закономерности, комплексно связывающие массу, частоту собственных колебаний, угол подъема  $\alpha$  и скорость движения трактора, а также затраты энергии на деформацию шин при этой скорости и преодоление сопротивления их качению и оценить влияние каждого из этих факторов на повышение нагруженности привода при возникновении вертикальных колебаний трактора и разработать технически обоснованные мероприятия по их снижению.

## Список литературы

1. Хоменко, А.П. Динамика и управление в задачах виброзащиты и виброизоляции транспортных объектов / А.П. Хоменко // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. — № 1. — ИрГУП, 2004. — С. 511–518.
2. Свитачев, А.И. Моделирование и оптимизация динамической нагруженности силовых передач транспортных машин / А.И. Свитачев // Вестн. Крас. ГАУ. — 2005. — № 8. — С. 385–387.
3. Амельченко, Н.П. Подвеска сиденья колесного трактора / Н.П. Амельченко, В.А. Ким. — Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2007. — 187 с.
4. Золоторевская, Д.И. Математическое моделирование колебаний колесного трактора с вязкоупругой передней подвеской / Д.И. Золоторевская // Междунар. ж-л прикл. и фундамент. исследований. — 2013. — № 6. — С. 16–24.
5. Благодоров, А.А. Механический аналог гибридной силовой установки транспортного средства / А.А. Благодоров // Механика машин, механизмов и материалов. — 2011. — № 1(14). — С. 28–32.
6. Держанский, В.Б. Гашение колебаний корпуса гусеничной машины в горизонтальной плоскости [Электронный ресурс] / В.Б. Держанский, И.А. Тараторкин, Е.К. Карпов //

- Инженерный вестн. — 2013. — № 11, ноябрь. — Режим доступа: <http://docplayer.ru/40262712-Gashenie-kolebaniy-korpusa-gusenichnoy-mashiny-v-gorizontальной-ploskosti-649847.html>. — Дата доступа: 29.04.2020.
7. Золотаревская, Д.И. Математическое моделирование колебаний колесного трактора и уплотнения почвы при выполнении трактором полевых работ (интерактивное обучающее пособие) [Электронный ресурс] / Д.И. Золотаревская // Междунар. журнал экспериментального образования. — 2015. — № 12 (ч. 1). — С. 92–93. — Режим доступа: <http://expeducation.ru/ru/article/view?id=8728>. — Дата доступа: 29.04.2020.
  8. Лихачев, Д.С. Экспериментальное исследование динамической нагруженности трансмиссии автомобиля с комбинированной энергоустановкой / Д.С. Лихачев, И.А. Тараторкин, С.А. Харитонов // Тр. НАМИ. — 2017. — № 1(268). — С. 92–106.
  9. Зленко, С.П. Влияние колебаний остова гусеничного трактора класса 3 на подвеске на крутильные колебания в трансмиссии: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / С.П. Зленко; ВГТУ. — Волгоград, 2000. — 131 с.
  10. Садовский, Д.С. Повышение эксплуатационных свойств колесных трелевочных тракторов путем снижения их галопирования: дис. ... канд. техн. наук: 05.21.01 / Д.С. Садовский; СПб. гос. лесотех. акад. им. С.М. Кирова. — СПб., 2002. — 176 с.
  11. Чураков, А.В. Повышение эксплуатационной эффективности колесных трелевочных тракторов обоснованием параметров моторно-трансмиссионной установки: дис. ... канд. техн. наук: 05.21.01 / А.В. Чураков; СПб. гос. лесотех. акад. им. С.М. Кирова. — СПб., 2002. — 219 с.
  12. Гусейнов, Э.М. Повышение эффективности функционирования колесных лесохозяйственных машин снижением их динамической нагруженности: дис. ... д-ра техн. наук: 05.21.01 / Элард Муса оглы Гусейнов. — Архангельск, 2005. — 160 с.
  13. Симанович, В.А. Обоснование приемов трелевки и параметров технологического оборудования колесных тракторов класса 30 кН с целью повышения их тягово-сцепных свойств: дис. ... канд. техн. наук: 05.21.01 / В.А. Симанович; БТИ им. С.М. Кирова. — Минск, 1985. — 266 с.
  14. Сивков, Е.Н. Обоснование параметров колесного трелевочного трактора с целью снижения циркуляции мощности в трансмиссии: дис. ... канд. техн. наук: 05.21.01 / Е.Н. Сивков; СПб. гос. лесотех. акад. им. С.М. Кирова. — СПб., 2014. — 173 с.
  15. Пушков, Ю.Л. Улучшение тормозных свойств колесных лесопромышленных тракторов путем обоснования технических решений и параметров тормозной системы: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.21.01 / Ю.Л. Пушков; СПб. гос. лесотех. акад. им. С.М. Кирова. — СПб., 2003. — 16 с.
  16. Климов, А.Н. Повышение эффективности тракторно-транспортного агрегата за счет совершенствования подвески сиденья трактора: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / А.Н. Климов; Воронежский гос. аграрн. ун-т им. К.Д. Глинки. — Воронеж, 2001. — 193 с.
  17. Решетов, Д.Н. Надежность машин: учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов / Д.Н. Решетов, А.С. Иванов, В.З. Фадеев. — М.: Высш. школа, 1988. — 238 с.
  18. Усс, И.Н. Мониторинг технического состояния приводных систем тракторов «Беларус» / И.Н. Усс, В.Л. Басинюк, Е.И. Мардосевич. — Гомель: ИММС НАН Беларуси, 2008. — 278 с.

**BASINIUK Vladimir L., D. Sc. in Eng., Prof.**

Chief of the R&D Center “Mechanical Engineering Technologies and Processing Equipment” – Head of the Laboratory of Gearing Systems and Processing Equipment<sup>1</sup>

E-mail: vladbas@mail.ru

**ZIAZETKA Mikalai I., Ph. D. in Eng.**

Chief Designer<sup>2</sup>

**SOLDATENKO Dmitry S.**

Ph. D. Student<sup>1</sup>

E-mail: solddrive@mail.ru

<sup>1</sup>Joint Institute of Mechanical Engineering of the NAS of Belarus, Minsk, Republic of Belarus

<sup>2</sup>OJSC “Minsk Tractor Works”, Minsk, Republic of Belarus

Received 11 June 2020.

## **EXTERNAL DYNAMIC LOAD OF THE DRIVE OF ENERGY-SATURATED TRACTORS BELARUS WITH THEIR VERTICAL OSCILLATIONS. PART 1. SIMULATION OF DYNAMIC LOAD COMPONENT WITH TRACTOR VERTICAL OSCILLATIONS**

*The article proposes a mathematical model of vertical oscillations of a wheeled tractor, making it possible to take into account power losses of the drive of the main movement of the tractor due to its vertical oscillations. The model includes a number of empirical factors that make its application more efficient. It is shown that the value of losses associated with vertical oscillations of the tractor is affected by a significant number of factors, including mass, frequency of natural oscillations and speed of tractor movement, as well as energy consumption for deformation of tires and overcoming their resistance to rolling. The most important of these are the frequency of oscillations and the speed of the tractor movement. The use of the developed model makes it possible to assess the influence of the mentioned factors on the additional load of the drive during vertical oscillations of the tractor and to establish the relationships linking them, as well as to assess the influence of these factors on the increase of load of the drive in case of vertical oscillations of the tractor and to develop technically reasonable measures to reduce them.*

The results of the studies can be used in the analysis of the influence of the features with the drive “ICE — generator — electric motor — transmission” on their operability when used in tractor technology.

**Keywords:** ICE, generator, research, oscillations, simulation, power loss, tractor, electric motor

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2020-3-52-42-47>

## References

1. Khomenko A.P. Dinamika i upravlenie v zadachakh vibrozashchity i vibroizolyatsii transportnykh obektov [Dynamics and control in the tasks of vibration protection and vibration isolation of transport facilities]. *Modern technologies. System analysis. Modeling*, 2004, no. 1, pp. 511–518 (in Russ.).
2. Svitachev A.I. Modelirovaniye i optimizatsiya dinamicheskoy nagruzhennosti silovykh peredach transportnykh mashin [Simulation and optimization of dynamic loading of power transmissions of transport machines]. *The Bulletin of KrasGAU*, 2005, no. 8, pp. 385–387 (in Russ.).
3. Amelchenko N.P., Kim V.A. *Podveska sidenya kolesnogo traktora* [Seat suspension of wheeled tractor]. Mogilev, Belorussko-Rossiyskiy universitet Publ., 2007. 187 p. (in Russ.).
4. Zolotarevskaya D.I. Matematicheskoe modelirovaniye kolebaniy kolesnogo traktora s vyzkouprugoy peredney podveskoy [Mathematical modeling of the wheel tractor with the viscoelastic front suspension oscillation]. *International journal of applied and fundamental research*, 2013, no 6, pp. 16–24 (in Russ.).
5. Blagonravov A.A. Mekhanicheskiy analog gibridnoy silovoy ustanovki transportnogo sredstva [Mechanical analogue of hybrid power plant of vehicle]. *Mechanics of machines, mechanisms and materials*, 2011, no. 1(14), pp. 28–32 (in Russ.).
6. Derzhanskiy V.B., Taratorkin I.A., Karpov E.K. Gasheniye kolebaniy korpusa gusenichnoy mashiny v gorizontальной ploskosti [Suppression of oscillations of the body of the track-type machine in the horizontal plane]. *Engineering bulletin*, 2013, no. 11. Available at: <http://docplayer.ru/40262712-Gasheniye-kolebaniy-korpusa-gusenichnoy-mashiny-v-gorizontальной-ploskosti-649847.html> (accessed 29 April 2020) (in Russ.).
7. Zolotarevskaya D.I. Matematicheskoe modelirovaniye kolebaniy kolesnogo traktora i uplotneniya pochvy pri vypolnenii traktorom polevykh rabot (interaktivnoye obuchayushchee posobie) [Mathematical simulation of oscillations of wheeled tractor and soil compaction during tractor performance of field works (interactive tutorial)]. *International journal of experimental education*, 2015, no 12–1, pp. 92–93. Available at: <http://expeducation.ru/ru/article/view?id=8728> (accessed 29 April 2020) (in Russ.).
8. Likhachev D.S., Taratorkin I.A., Kharitonov S.A. Eksperimentalnoye issledovaniye dinamicheskoy nagruzhennosti transmissii avtomobilya s kombinirovannoy energoustanovkoy [Experimental study of dynamic loading of a vehicle transmission with a combined power unit]. *Trudy NAMI*, 2017, no. 1(268), pp. 92–106 (in Russ.).
9. Zlenko S.P. *Vliyaniye kolebaniy ostova gusenichnogo traktora klassa 3 na podveske na krutilnye kolebaniya v transmissii*. Diss. kand. tekhn. nauk [Influence of oscillations of the frame of the track tractor of class 3 on the suspension on torsional oscillations in the transmission. Ph. D. Thesis]. Volgograd, 2000. 131 p. (in Russ.).
10. Sadovskiy D.S. *Povysheniye ekspluatatsionnykh svoystv kolesnykh trelevochnykh traktorov putem snizheniya ikh galopirovaniya*. Diss. kand. tekhn. nauk [Improving the operational properties of wheeled treble tractors by reducing their galloping. Ph. D. Thesis]. Saint Petersburg, 2002. 176 p. (in Russ.).
11. Churakov A.V. *Povysheniye ekspluatatsionnoy effektivnosti kolesnykh trelevochnykh traktorov obosnovaniem parametrov motoro-transmissionnoy ustanovki*. Diss. kand. tekhn. nauk [Increase of operational efficiency of wheeled traction tractors by justifying the parameters of the motor transmission plant. Ph. D. Thesis]. Saint Petersburg, 2002. 219 p. (in Russ.).
12. Guseynov E.M. *Povysheniye effektivnosti funktsionirovaniya kolesnykh lesokhozyaystvennykh mashin snizheniem ikh dinamicheskoy nagruzhennosti*. Diss. dokt. tekhn. nauk [Improving the efficiency of wheeled forestry machines by reducing their dynamic loading. D. Sc. Thesis]. Arkhangelsk, 2005. 160 p. (in Russ.).
13. Simanovich V.A. *Obosnovaniye priemov trelevki i parametrov tekhnologicheskogo oborudovaniya kolesnykh traktorov klassa 30 kN s tselyu povysheniya ikh tyagovo-stsepykh svoystv*. Diss. kand. tekhn. nauk [Justification of trackage techniques and parameters of technical equipment of wheel tractors of 30 kN class in order to improve their traction and coupling properties. Ph. D. Thesis]. Minsk, 1985. 266 p. (in Russ.).
14. Sivkov E.N. *Obosnovaniye parametrov kolesnogo trelevochnogo traktora s tselyu snizheniya tsirkulyatsii moshchnosti v transmissii*. Diss. kand. tekhn. nauk [Substantiation of wheeled tracking tractor parameters in order to reduce power circulation in the transmission. Ph. D. Thesis]. Saint Petersburg, 2014. 173 p. (in Russ.).
15. Pushkov Yu.L. *Uluchsheniye tormoznykh svoystv kolesnykh lesopromyshlennykh traktorov putem obosnovaniya tekhnicheskikh resheniy i parametrov tormoznoy sistemy*. Diss. kand. tekhn. nauk [Improvement of braking properties of wheeled timber tractors by justification of technical solutions and parameters of braking system. Extended Abstract of Ph. D. Thesis]. Saint Petersburg, 2003. 16 p. (in Russ.).
16. Klimov A.N. *Povysheniye effektivnosti traktorno-transportnogo agregata za schet sovershenstvovaniya podveski sidenya traktora*. Diss. kand. tekhn. nauk [Increasing the efficiency of the tractor transport unit due to the improvement of the tractor seat suspension. Ph. D. Thesis]. Voronezh, 2001. 193 p. (in Russ.).
17. Reshetov D.N., Ivanov A.S., Fadeev V.Z. *Nadezhnost mashin* [Reliability of machines]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1988. 238 p. (in Russ.).
18. Uss I.N., Basiniuk V.L., Mardosevich E.I. *Monitoring tekhnicheskogo sostoyaniya privodnykh sistem traktorov “Belarus”* [Monitoring of technical state of drive systems of tractors BELARUS]. Gomel, Institut mekhaniki metallopolimernykh sistem NAN Belarusi Publ., 2008. 278 p. (in Russ.).