

# ОСОБЕННОСТИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ С ДЕФОРМИРУЕМОЙ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ ПРИ НЕРАВНОМЕРНОМ ДВИЖЕНИИ МАШИНЫ

**В.А. Алябьев<sup>1</sup>, Е.И. Бердов<sup>2</sup>**

<sup>1</sup> Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Россия

<sup>2</sup> Южно-Уральский государственный аграрный университет, г. Челябинск, Россия

Продольные колебания остова гусеничной машины (трактора) и всех кинематически связанных с ним составляющих, вызванных неравномерностью движения из-за воздействия случайных нагрузок, оказывают негативное воздействие на технико-экономические показатели машины и агрегата на её базе.

В работах, посвященных вопросам кинематики и динамики гусеничных тракторов, принимались допущения – движение трактора по недеформирующейся поверхности. Однако наиболее вероятной является работа гусеничной машины на деформируемой поверхности.

В статье рассматривается процесс взаимодействия гусеничного движителя с опорной поверхностью с целью определения основных факторов, влияющих на неравномерность движения гусеничной машины по деформируемой поверхности.

С учетом ряда составляющих колебательного процесса выбрана динамическая модель, для которой составлена расчетная схема взаимодействия движителя с грунтовой поверхностью при неравномерном движении. Предложено уравнение движения тракторного агрегата в виде линейного неоднородного дифференциального уравнения второго порядка с постоянными коэффициентами, решение которого представлено суммой двух составляющих, характеризующих свободные и вынужденные колебания.

При рассмотрении только установившегося, без переходных процессов, движения решение уравнения будет определяться вынужденными колебаниями, для которых амплитуда, коэффициент усиления и сдвиг фазы между колебаниями возмущающей силы и остова машины записаны через параметры, характеризующие режим работы трактора и данные конструкции его движения. Определены факторы, оказывающие влияние на коэффициент усиления и сдвиг фазы. Выполнен параметрический анализ режимов работы движителей тракторов класса 10 на различных типах грунтов (по объемной плотности грунта) в широком диапазоне скоростей движения и тяговой нагрузки.

Полученные в результате исследований зависимости позволяют не только оценить влияние неравномерности движения гусеничной машины на величину деформации грунта, определить величину вынужденных колебаний, но и сдвиг фазы между колебаниями возмущающей силы и остова машины в зависимости от параметров конструкции ходового аппарата, скоростного и нагрузочного режимов трактора.

На основе представленных в виде графиков расчетных значений коэффициента усиления и сдвига фазы следует, что наиболее эффективная фильтрация неравномерности движения для всего диапазона скоростных режимов работы трактора возможна на грунтах с малой объемной плотностью.

*Ключевые слова:* гусеничный движитель, опорная поверхность, взаимодействие, деформирование, колебание, неравномерное движение машины.

## Введение

Как известно, гусеничные машины и в частности тракторы, в силу конструктивных особенностей движителя, имеют непостоянную скорость движения даже при стабильной частоте вращения ведущих колёс (звёздочек). Из-за звенчатости гусеничных лент линейная скорость трактора относительно неподвижной опорной поверхности изменяется с некоторой периодичностью [1].

Неравномерность движения трактора, вызванная перематыванием его гусениц, создаёт продольные колебания остова и всех кинематически связанных с ним элементов и систем, что, в свою очередь, отрицательно сказывается на выходных показателях трактора и агрегата на его базе.

## Численные методы моделирования

Периодичность отмеченного явления зависит от того, что гусеничная цепь состоит из отдельных, шарнирно связанных между собой, жестких звеньев конечной длины. Период полного цикла изменения скорости движения равен времени, в течение которого трактор перемещается на величину пути равную расстоянию между центрами шарниров звена гусениц (или времени, в течение которого ведущие звёздочки при их равномерном и синхронном вращении повернутся на угол  $\gamma$ , соответствующий шагу гусеничного звена)

$$\gamma = 2\pi/z', \quad (1)$$

где  $z'$  – число звеньев, укладываемых на полную окружность ведущего колеса.

Кинематика и динамика движения гусеничного трактора рассматривалась во многих исследованиях [2–5], однако в них, как правило, принимались допущения, что трактор движется по абсолютно жесткой, недеформирующейся поверхности. Такой процесс движения в высокой степени соответствует работе промышленного трактора на уплотнённом или мёрзлом грунте, на гравийном покрытии и т. п. Кроме того, в указанных работах принималось, что отсутствует поворот звена гусеницы до полной потери контакта с задним опорным катком.

Для гусеничного трактора как промышленного, так и сельскохозяйственного назначения наиболее вероятным событием является работа на деформируемом основании – грунтовой (почвенной) поверхности, которая обладает как упругими, так и пластичными, а также демпфирующими свойствами. При этом процесс взаимодействия гусеничного движителя с деформируемой опорной поверхностью, в особенности при неравномерном движении машины, изучен недостаточно и требует дальнейшей разработки.

### Цель исследования

Неравномерность перематывания гусеницы передаётся на остов трактора через грунтовую поверхность, взаимодействующую с движителем. Причем грунт является промежуточным, связующим звеном, и от его состояния и физико-механических свойств зависят передаваемые к остову трактора колебания. С учетом этих обстоятельств, целью настоящего исследования является определение основных факторов, влияющих на неравномерность движения гусеничной машины по деформируемой опорной поверхности.

### Результаты исследования

Как известно структурный состав грунта характеризуется соотношением содержания в нём физической глины и физического песка. Каждый тип грунта обладает конкретными качествами, определяющими его реакцию на внешние воздействия.

Для анализа влияния неравномерности движения трактора на процесс взаимодействия его движителя с грунтовой поверхностью рассмотрим нижепредставленную динамическую модель с входными и выходными параметрами (рис. 1).

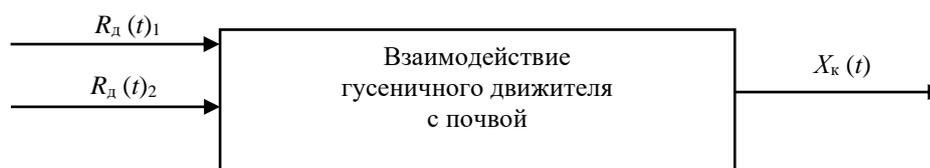


Рис. 1. Динамическая модель взаимодействия гусеничного движителя с почвой

Выбор данной модели основан на том, что неравномерный режим работы трактора предопределяется наличием ряда составляющих колебательного характера, источниками которых являются различные факторы. К одному из них относится работа ведущего участка гусеничного движителя, которая создаёт среднечастотные колебания остова трактора [3], накладываемые на колебательный характер касательной силы тяги  $P_k$  и момент сопротивления  $M_c$ , приложенный к маховику двигателя. Поэтому в рассматриваемой динамической модели принято, что на её вход поступают возмущения в виде изменений касательных сил тяги на ведущих колёсах  $R_d(t)$  обеих гусениц при их синхронной работе, а выход представляет собой изменение толкающей силы  $X_k(t)$ .

При анализе кинематики неравномерного движения трактора ведущий участок гусеничного движителя можно уподобить дезаксиальному кривошипно-шатунному механизму. Тогда при по-

стоянной скорости вращения ведущей звёздочки с учетом конструктивных параметров движителя поступательная скорость трактора может быть определена по выражению [6]:

$$V_T = r\omega_{зв} \left( \sin j + \frac{1}{2} \frac{r}{l} \sin 2j - \frac{h}{l} \cos j \right), \quad (2)$$

где  $\omega_{зв}$  – угловая скорость ведущей звёздочки;  $r$  – радиус качения ведущей звёздочки;  $h$  – вертикальная координата оси ведущей звёздочки;  $l$  – длина ведущего участка гусеницы;  $j$  – угол поворота ведущей звёздочки, соответствующий шагу звена гусеницы.

Динамические силы обеих гусениц  $R_d(t)$ , воздействующие на почву, должны меняться по закону изменения ускорения неравномерного движения трактора. Ускорение, определяемое как производная от функции (2), при повороте ведущей звёздочки на угол  $j$  от некоторого угла  $j'$  до  $j''$  сначала уменьшается плавно, а затем в момент перехода опорного катка гусеницы на следующее звено резко возрастает, достигая своего первоначального максимального значения [7, 8].

Тензометрические замеры изменения крутящих моментов на ступицах ведущих колёс показывают, что его изменение при перематывании гусеницы происходит не скачкообразно, а вполне плавно, т. е. крутящий момент в точности не копирует закон изменения ускорения при неравномерном движении трактора.

Характер изменения крутящего момента на ступице, а, следовательно, динамические изменения растягивающих усилий  $R_d(t)$  на ведущем участке гусеничного движителя (возмущения, поступающего на вход рассматриваемой динамической модели – см. рис. 1) показывает, что он является периодической функцией времени.

Динамические свойства системы могут быть полностью охарактеризованы вынужденными движениями системы при гармоническом законе изменения входного воздействия [7]. В этом случае основной оценкой свойств динамической системы послужат её частотные характеристики.

Для получения и анализа этих характеристик реальное возмущение входа системы  $R_d(t)$ , представляющее собой периодическую функцию времени, разложим в ряд Фурье. При этом влияние отдельных составляющих полученного ряда на вынужденное движение системы может быть определено с помощью гармонического коэффициента влияния частоты  $\alpha\omega$  ( $\alpha - i$  гармоника возмущающей силы  $R_d(t)$ ). При выполнении приближенных расчетов динамической системы допускается использование одной  $i$  гармоники, отбросив все остальные как не влияющие существенно на величину динамических отклонений в рассматриваемой области частот [9].

Тогда, учитывая, что касательная сила тяги равна отношению  $M_c/r$  ( $M_c$  – момент сопротивления), её текущее значение для гусеницы одной стороны на основании исследований [9] и разложения периодической функции времени  $R_d(t)$  в ряд Фурье определяется по следующей зависимости:

$$P_k = P_{k,ср} + \sum_{i=0}^{\infty} P_{k,ср} \frac{\delta_c}{2} \sin(\omega_i \cdot t), \quad (3)$$

где  $P_{k,ср}$  – среднее значение (математическое ожидание) касательной силы тяги;  $\delta_c$  – степень неравномерности;  $\omega_i = \alpha\omega$  – круговая частота изменения касательной силы тяги.

Значение круговой частоты  $\omega_i$  в выражении (3) представляет собой частоту  $\omega$  основной гармоники протекающего процесса пропорциональную угловой скорости вращения и числу зубьев ведущей звёздочки трактора. Математическое ожидание касательной силы тяги  $P_{k,ср}$  представляет собой силу, необходимую для преодоления внешних сил сопротивления при установившемся движении трактора, которая складывается из тягового сопротивления на крюке, сопротивления перекачиванию и др. внешних сил.

Второе слагаемое в выражении (3) можно представить как динамическое возмущающее усилие, накладываемое на толкающую силу  $X_k$ , которое передаётся через грунт и вызывает горизонтальные (продольные) колебания трактора.

За каждый период изменения касательной силы тяги трактор должен пройти путь, равный шагу звена  $t_{зв}$ . Однако в действительности он проходит путь  $x$ , меньший, чем  $t_{зв}$ . Это происходит из-за деформации грунта на величину  $S$  в направлении, обратном движению машины. Величину действительного пройденного пути  $x$  можно разложить на две составляющие –  $x_{ст}$  и  $\Delta x$ . Состав-

ляющая  $x_{ст}$  представляет собой путь, пройденный трактором под действием касательной силы тяги  $P_{к.ср}$ , а  $\Delta x$  – путь, пройденный под действием динамической силы  $R_d(t)$ .

Процесс работы рассматриваемой динамической системы может быть уподоблен работе поддрессоренной части транспортной машины. При этом можно допустить, что деформация грунта  $S$ , равная разности теоретического  $t$  и действительного  $x_{ст}$  пути, подобна статическому прогибу рессоры [10], которая не участвует в колебательном движении. Величина пути  $\Delta x$ , пройденного трактором под воздействием динамической силы  $R_d(t)$ , будет зависеть от реакции грунта, взаимодействующего с гусеницей машины.

При деформации грунта под воздействием динамической силы  $R_d(t)$  на остов машины будет передаваться результирующая сила, состоящая из упругих сил  $\Pi$  и суммы сил  $\Phi$  вязкого сопротивления и трения элементов движителя с опорной поверхностью.

Расчетная схема взаимодействия гусеничного движителя с грунтовой поверхностью при неравномерном движении трактора представлена на рис. 2. Как видно на схеме, во взаимодействии с грунтовой поверхностью одновременно находятся несколько звеньев (башмаков) гусеницы, поэтому очевидно, что при определении значений упругих сил необходимо учитывать их суммарное воздействие.

Упругие силы деформации грунта, если предположить их линейные характеристики, равны произведению объёмной жесткости почвы на её деформацию. Тогда эти силы будут равны

$$\Pi = C_x F_{сум} [t - (x_{ст} + \Delta x)], \quad (4)$$

где  $C_x$  – объёмная плотность грунта;  $F_{сум} = n \cdot h_{зш} \cdot b$  (здесь  $n$  – число звеньев гусеницы, находящихся в контакте с грунтом;  $h_{зш}$  и  $b$  – соответственно высота и ширина гунтозацепа).

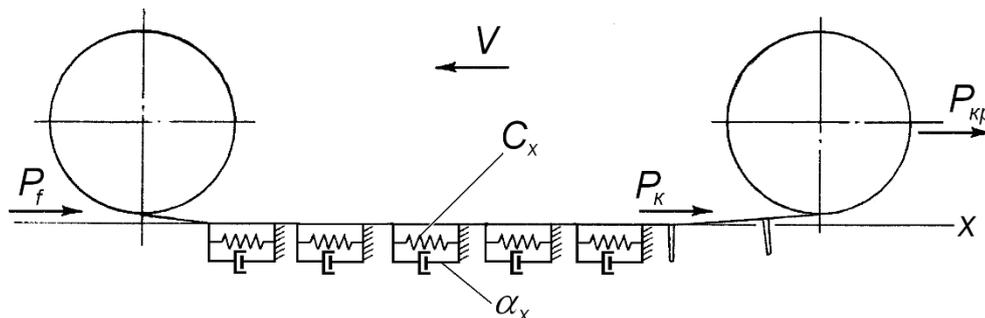


Рис. 2. Расчетная схема взаимодействия гусеничного движителя с грунтовой поверхностью при неравномерном движении машины

При взаимодействии гусеницы с деформируемой опорной поверхностью затухание колебаний вызывается совместным действием вязкого сопротивления грунта и сил трения элементов движителя с грунтом. В этом случае затухание может быть охарактеризовано с помощью эквивалентного коэффициента вязкого демпфирования  $C_{эkv}$ . Данный коэффициент может применяться в тех случаях, если демпфирование не оказывает существенного влияния на форму колебаний. Как свидетельствуют проведённые исследования [10], демпфирование оказывает существенное влияние лишь при рабочих частотах, близких к резонансным.

При наличии трения кривые нагружения и разгружения не совпадают, причем разница между ними при постоянной силе трения остается также постоянной. При этом не изменяется частота собственных колебаний [8].

Следовательно, величина силы демпфирования  $\Phi$  с учетом её пропорциональности скорости деформирования грунта, может быть определена по выражению:

$$\Phi = C_{эkv} [\dot{t} - (\dot{x}_{ст} + \Delta \dot{x})]. \quad (5)$$

Применив принцип Даламбера, запишем уравнение равновесия динамической системы, приняв во внимание проекции всех сил на горизонтальную координатную ось  $X$ :

$$m\Delta \ddot{x} + P_f + P_{кр} - \Pi - \Phi = 0, \quad (6)$$

где  $P_f$  – сила сопротивления передвижению трактора;  $P_{кр}$  – тяговое усилие трактора (равное силе тягового сопротивления);  $m$  – масса трактора и агрегируемого с ним орудия (далее – тракторного агрегата).

В большинстве случаев в поступательном движении тракторного агрегата участвуют две жестко связанные с собой массы – это масса самого трактора ( $m_{тр}$ ) и масса навесного или прицепного орудия ( $m_{ор}$ ). Тогда общая масса тракторного агрегата будет равна  $m = m_{тр} + m_{ор}$ .

Подставив в выражение (6) значения сил  $\Pi$  и  $\Phi$  из зависимостей (4) и (5), мы получим:

$$m\Delta\ddot{x} + P_f + P_{кр} - C_x F_{сум}(t - x_{ст}) + C_x F_{сум}\Delta x - C_{экр}(i - \dot{x}_{ст}) + C_{экр}\Delta\dot{x} = 0. \quad (7)$$

С учетом допущения синхронной работы обеих гусениц можно записать:

$$C_x F_{сум}(t - x_{ст}) + C_{экр}(i - \dot{x}_{ст}) = 2P_{к.ср} \left( 1 + \frac{\delta_c}{2} \sin \omega t \right).$$

Тогда дифференциальное уравнение (7) может быть представлено в виде:

$$m\Delta\ddot{x} + C_{экр}\Delta\dot{x} + C_x F_{сум}\Delta x = P_{к.ср}\delta_c \sin \omega t. \quad (8)$$

Уравнение движения тракторного агрегата (ТА) (8) представляет собой линейное неоднородное дифференциальное уравнение второго порядка с постоянными коэффициентами. Его можно переписать в следующем виде:

$$\Delta\ddot{x} + 2n_x\Delta\dot{x} + \lambda_x^2\Delta x = \frac{1}{m}P_{к.ср}\delta_c \sin \omega t, \quad (9)$$

где  $n_x = \frac{C_{экр}}{2m}$  – коэффициент затухания вынужденных колебаний;  $\lambda_x = \sqrt{\frac{C_x F_{сум}}{m}}$  – круговая частота собственных колебаний системы.

Решение уравнения движения ТА при воздействии возмущающей силы, изменяющейся, как было принято выше, по синусоидальному закону, представляет собой сумму двух решений, одно из которых характеризует свободные колебания, а второе – вынужденные [11].

В связи с тем, что мы рассматриваем установившееся, без переходных процессов, движение рассматриваемой системы, принимаем во внимание только второе частное решение уравнения (9), которое будет иметь вид:

$$\Delta x = B \sin(\omega t - \varphi), \quad (10)$$

где  $B$  – амплитуда вынужденных колебаний;

$$B = \frac{P_{к.ср}\delta_c}{m\lambda_x^2} \cdot \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\lambda_x^2}\right)^2 + \left(\frac{2n_x\omega}{\lambda_x^2}\right)^2}} = B_{ст} \cdot K, \quad (11)$$

где  $B_{ст}$  – приращение длины действительного пути трактора при статическом приложении возмущающей силы:

$$B_{ст} = \frac{P_{к.ср}\delta_c}{m\lambda_x^2},$$

$K$  – коэффициент усиления:

$$K = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\lambda_x^2}\right)^2 + \left(\frac{2n_x\omega}{\lambda_x^2}\right)^2}}, \quad (12)$$

$\varphi$  – сдвиг фазы между колебаниями возмущающей силы и остова трактора.

$$\varphi = \arctg \frac{2n_x\omega}{\lambda_x^2 - \omega^2}. \quad (13)$$

Из выражения (11) видно, что амплитуда вынужденных колебаний ( $B$ ) находится в прямой пропорциональной зависимости от коэффициента усиления ( $K$ ).

## Численные методы моделирования

Если в выражения (12) и (13) ввести параметры, характеризующие режим работы трактора и конструктивные данные его движителя, то они примут следующий вид:

$$K = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \frac{\omega_{зв}^2 z_k^2 (m_{тр} + m_{ор})}{C_x F_{сум}}\right]^2 + \left(\frac{C_{эқв} \omega_{зв} z_k}{C_x F_{сум}}\right)^2}}, \quad (14)$$

$$\varphi = \arctg \frac{C_{эқв} \omega_{зв} z_k}{C_x F_{сум} - \omega_{зв}^2 z_k^2 (m_{тр} + m_{ор})}, \quad (15)$$

где  $\omega_{зв}$  – угловая скорость ведущей звёздочки трактора;  $z_k$  – число активных зубьев ведущей звёздочки;  $F_{сум}$  – суммарная упорная площадь грунтозацепов гусениц.

Анализируя полученные выражения (14) и (15), можно заключить, что на значение коэффициента усиления ( $K$ ) и сдвига фазы ( $\varphi$ ) оказывают влияние упругие ( $C_x$ ) и демпфирующие ( $C_{эқв}$ ) свойства грунта, скоростной ( $\omega_{зв}$ ) ( $\omega = \omega_{зв} \cdot z_k$  – частота возмущения) и нагрузочный ( $m_{ор}$  – тяговое сопротивление) режимы работы трактора, а также конструктивные параметры движителя ( $F_{сум}$ ;  $z_k$ ).

Выше приведённые зависимости дают возможность выполнить параметрический анализ режимов работы движителей трактора Т-170 на грунтах с различными значениями объёмной жесткости ( $C_x$ ) в широком диапазоне скоростей движения и тяговой загрузки. При анализе использованы соответствующие конструктивные данные технической характеристики трактора; для показателя объёмной жесткости грунта приняты значения 2; 4 и 6 кГ/см<sup>3</sup> (лёгкий и средний суглинок) [11]. Величина эквивалентного коэффициента вязкого демпфирования  $C_{эқв}$  условно принималась постоянной (её значение, равное 600 кГ·с/см, найдено из условия равенства нормальных давлений вершины грунтозацепа и башмака).

Для движителей трактора Т-170М.01 суммарная упорная площадь ( $F_{сум}$ ) принята равной 6000 см<sup>2</sup>. При этом считалось, что во взаимодействии с деформируемой опорной поверхностью одновременно находятся 24 грунтозацепа при полном их погружении. Количество активных зубьев ведущей звёздочки – 13. Тяговая нагрузка принята меняющейся в диапазоне 0...100 кН с интервалом 20 кН. Скорости движения трактора взяты из технической характеристики для I, III, V и VIII передач;  $V_T$  принята равной 4 м/с (~14,4 км/ч) с учетом ожидаемых перспектив совершенствования гусеничных тракторов класса 10.

Угловые скорости ведущей звёздочки  $\omega_{зв}$  найдены через соответствующие скорости движения  $V_T$  по известным зависимостям [2].

Результаты расчетов коэффициента усиления ( $K$ ) и сдвига фазы ( $\varphi$ ) представлены в виде соответствующих графиков на рис. 3, а и б.

Анализ характера изменения кривых коэффициента усиления (см. рис. 3, а) показывает, что на всех трёх видах грунта с различными величинами объёмной жесткости они изменяются идентично. На величину коэффициента усиления значительное влияние оказывает теоретическая скорость движения трактора ( $V_T$ ), тогда как влияние нагрузочного режима весьма незначительно.

Из анализа кривых также следует, что при постоянном значении эквивалентного коэффициента вязкого демпфирования ( $C_{эқв}$ ) максимальное значение коэффициента усиления ( $K$ ) при уменьшении жесткости грунта снижается и смещается в область меньших скоростей движения.

На кривых 1, 2 и 3 имеются максимумы значений коэффициента  $K$ , которые соответствуют резонансным режимам работы системы. Эти режимы наступают при совпадении вынужденных и собственных частот колебаний. Следует заметить, что в системах, где имеют место затухания колебательного процесса, резонансный режим наступает при частотах вынужденных колебаний несколько меньших, чем частоты собственных колебаний системы. Эта разница растёт при увеличении коэффициента затухания [12–17]. Смещение частот заметно при сопоставлении кривых, изображенных на рис. 3 а и б.

На рис. 3, б представлены расчетные значения сдвига фазы ( $\varphi$ ) между амплитудами возмущающей силы и колебаний остова трактора. Значения сдвига фаз, равные  $0,5 \pi$ , соответствуют совпадению вынужденных и собственных колебаний, т. е. резонансу. Однако скорости движения

трактора, при которых достигается сдвиг фазы на  $0,5\pi$ , и максимумы коэффициента усиления  $K$  не совпадают во времени, и эта разница увеличивается при уменьшении жесткости грунта.

На мягких, пластичных грунтах с объёмной жесткостью менее  $2 \text{ кГ/см}^3$  работа трактора происходит без резонансных явлений, поэтому при увеличении скорости движения машины амплитуда колебаний её остова начинает интенсивно уменьшаться. Следует заметить, что уменьшение амплитуды колебаний остова при увеличении скорости движения машины происходит и на грунтах с более высокой объёмной жесткостью, однако это явление наблюдается лишь за пределами резонансной области.

С увеличением скорости движения трактора значения коэффициента усиления  $K$  для всех типов немёрзлых грунтов уменьшаются, приближаясь к некоторому предельному значению. Это обстоятельство свидетельствует, что неравномерность движения трактора, обусловленная перематыванием звеньев гусениц, передаётся к остову трактора значительно ослабленной.

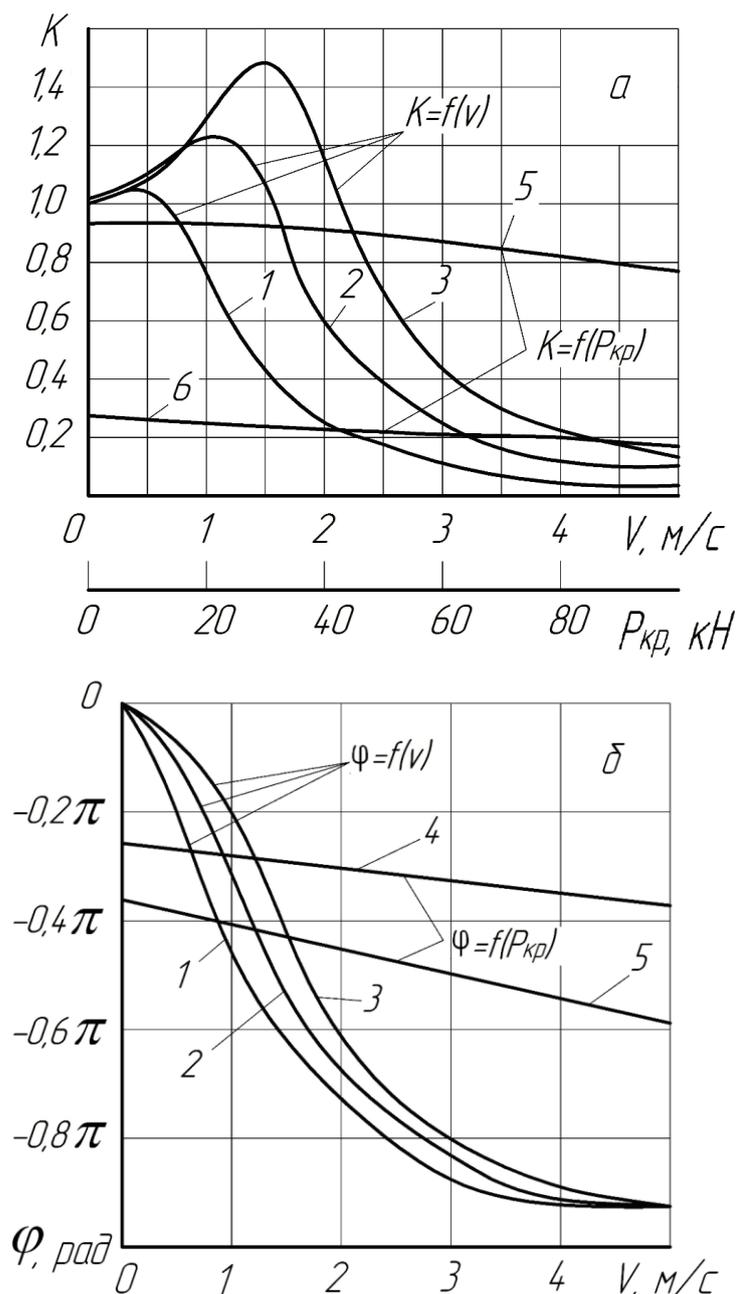


Рис. 3. Зависимости коэффициента усиления  $K$  и сдвига фазы  $\varphi$  от скоростного и нагрузочного режимов работы гусеничного трактора класса 10

$K = f(V)$  и  $\varphi = f(V)$  при  $P_{кр} = 60$  кН : 1 -  $C_x = 2$  кГ/см<sup>3</sup>; 2 -  $C_x = 4$  кГ/см<sup>3</sup>; 3 -  $C_x = 6$  кГ/см<sup>3</sup>;  
 $K = f(P_{кр})$  и  $\varphi = f(P_{кр})$  при  $C_x = 4$  кГ/см<sup>3</sup>: 4 -  $V = 0,9$  м/с; 5 -  $V = 1,4$  м/с; 6 -  $V = 2,8$  м/с.

Таким образом, можно заключить, что взаимодействующие с гусеницами трактора грунты, независимо от их жесткости, проявляют себя как высокочастотные фильтры. Однако эффективная фильтрация неравномерности движения для всего диапазона скоростных режимов работы трактора возможна только на грунтах с малой объемной жесткостью.

Для уменьшения амплитуды колебаний остова машины при работе на грунтах, где есть вероятность её усиления, процесс взаимодействия гусеничного движителя с грунтовой поверхностью можно сдвинуть в зарезонансную зону. Для этого необходимо либо увеличить теоретическую скорость движения трактора, либо уменьшить шаг звена гусеницы  $t_{зв}$ . Теоретически, уменьшив величину  $t_{зв}$  до нуля, можно свести до минимума и возмущение, вызывающее неравномерное движение гусеничной машины. В этом случае его колебания будут наименьшими или вообще отсутствовать. Увеличение скорости движения машины при неизменном  $t_{зв}$  приведёт к увеличению частоты возмущения, росту деформации сдвига грунта при одновременном уменьшении амплитуды колебаний остова машины.

Причиной роста деформации является уменьшение сил сопротивления грунта сдвигу при увеличении частоты  $\omega$  возмущающей силы. Кроме того, рост скорости движения машины вызывает увеличение сил инерции движущихся частей гусениц и общей переносимой массы  $m$  агрегата, которые также способствуют увеличению деформации грунта как промежуточного звена, связующего их с возмущающей силой. Величину приращения деформации грунта можно оценить с помощью коэффициента усиления  $K$ . Для этого необходимо рассматривать приращение деформации грунта пропорциональным величине  $(1 - K)$  и степени неравномерности  $\delta$ . Последняя характеризует величину динамической силы  $R_d(t)$ .

Колебания остова трактора, вызванные изменением толкающей силы  $X_k$ , меняют характер протекания тягового сопротивления трактора и поэтому являются одной из составляющих его гармоник. Рост деформаций сдвига грунта способствует, как было отмечено выше, уменьшению колебаний остова трактора, а также приводит к снижению действительной скорости движения машины при одновременном улучшении условий работы двигателя.

Неравномерное перематывание гусениц трактора приводит к ухудшению выходных показателей двигателя за счет роста неравномерности изменения момента сопротивления на его колечком валу [18–25]. Фильтрация колебаний при увеличении деформации грунта сопровождается ростом буксования трактора, снижением действительной скорости движения ТА и, следовательно, уменьшением его производительности. При увеличении степени деформации грунта до критического значения наступает его срыв, при этом буксование машины может достигнуть 100 %, т. е. ТА прекращает выполнять полезную работу.

### Выводы

В результате выполненных авторами теоретических и экспериментальных исследований полученные зависимости *дают возможность*:

- оценить влияние неравномерности движения машины из-за звенчатой конструкции гусениц на величину деформации грунта в пределах длины опорной поверхности гусениц;
- определить амплитуду вынужденных колебаний и сдвиг фазы между колебаниями возмущающей силы и остова машины в зависимости от конструктивных параметров ходового аппарата, скорости и режима нагружения трактора;

*позволяют сделать заключение о том, что:*

- взаимодействующие с гусеницами трактора грунты независимо от их жесткости проявляют себя как высокочастотные фильтры, при этом эффективная фильтрация неравномерности движения для всего диапазона скоростных режимов работы трактора возможна только на грунтах с малой объемной жесткостью;
- с увеличением частоты воздействия динамической возмущающей силы  $R_d(t)$  амплитуда горизонтальных колебаний остова трактора снижается из-за роста деформаций сдвига грунта грунтозацепами движителя и буксования трактора.

## Литература

1. Забавников, Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. Изд. второе, перераб. и доп. / Н.А. Забавников – М.: Машиностроение, 1975. – 448 с.
2. Барский, И.Б. Динамика трактора / И.Б. Барский, В.Я. Анилович, Г.М. Кутьков – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с.
3. Лурье, А.Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов / А.Б. Лурье – Л.: Колос, 1970. – 375 с.
4. Interaction between elements of the track ground contacting area with the soil at curvilinear motion of the timber harvesting machine / V.E. Klubnichkin, E.E. Klubnichkin, G.O. Kotiev, S.A. Beketov, V.S. Makarov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2018. – Vol. 386(1), – no. 012016. DOI: 10.1088/1757-899X/386/1/012016.
5. Kawasaki, Y. Numerical simulation for vertical vehicle-track dynamic interactions modelling the ground as a continuum / Y. Kawasaki, K. Senda, K. Hayano // The Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks. – 2018. – Vol. 2. – P. 681–686.
6. Антонов, А.С. Армейские гусеничные машины. Часть первая. Теория. / А.С. Антонов – М.: Изд-во МО СССР, 1973. – 328 с.
7. Вержбицкий, Н.Ф. Периодическая неравномерность движения гусеничных машин / Н.Ф. Вержбицкий // Труды НАТИ. – 1940. – вып. 38. – С. 21–27.
8. Troyanovskaya, I.P. Forces of friction at the wheel-to-ground contact in a turning vehicle, / I.P. Troyanovskaya, B.M. Pozin // Procedia Engineering. – 2015. – Vol. 129. – P. 156–160. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.12.025.
9. Кацигин, В.В. Основы теории выбора оптимальных параметров мобильных сельскохозяйственных машин и орудий. В кн.: Вопросы сельскохозяйственной механики. Т. XIII / В.В. Кацигин – Минск: Сельхозгиз, 1964.
10. Цзе, Ф.С. и др. Механические колебания / Ф.С. Цзе – М.: Машиностроение, 1966.
11. Зеленин, А.Н. и др. Машины для земляных работ / А.Н. Зеленин. – М.: Машиностроение, 1975. – 424 с.
12. Баранов, Н. Зависимость конструкции звена гусеницы от свойств почвы. – Техника в сельском хозяйстве, 1960, № 6. – С. 17–19.
13. Софьян, А.П., Максименко, Е.И. Об удельном давлении гусеничного движителя / А.П. Софьян, Е.И. Максименко – Тракторы и сельхозмашины, 1962, № 7.
14. On Simulating Sloshing in Vehicle Dynamics/ D. Negrut, H. Mazhar, R. Serban, M. Rakhsha // SAE Technical Papers. – 2018. DOI: 10.4271/2018-01-1110.
15. Zhou, L. Numerical simulation and testing verification of the interaction between track and sandy ground based on discrete element method/ L. Zhou, J. Gao, C. Hu, Q. Li // Journal of Terramechanics. – 2021. – Vol. 95. – P. 73–88. DOI: 10.1016/j.jterra.2021.03.002.
16. Auersch, L. Measurements on the Vehicle-Track Interaction and the Excitation of Railway-Induced Ground Vibration / L. Auersch, S. Said, R. Müller // Procedia Engineering. – 2017. – Vol. 199. – P. 2615–2620. DOI: 10.1016/j.proeng.2017.09.390.
17. Auersch, L. Vehicle-track-soil interaction for track damage, ground vibration and mitigation/ L. Auersch – Civil-Comp Proceedings, 2016 – 110 p.
18. Костокрыз, С.Г. О влиянии параметров гусеничного движителя на режим работы двигателя трелёвочного трактора. – Тракторы и сельхозмашины, № 12, 1963.
19. Попов, В.Н. Некоторые особенности работы дизельного двигателя при неустановившейся нагрузке / В.Н. Попов и др. // Труды ЧИМЭСХ. – 1970. – вып. 44. – С. 31–38.
20. Bodin, A. Development of a tracked vehicle to study the influence of vehicle parameters on tractive performance in soft terrain / A. Bodin // Journal of Terramechanics. – 1999. – Vol. 36 (3), – P. 167–181. DOI: 10.1016/S0022-4898(99)00007-5.
21. Al-Milli, S. Track-terrain modelling and traversability prediction for tracked vehicles on soft terrain / S. Al-Milli, L.D. Seneviratne, K. Althoefer // Journal of Terramechanics, – 2010 – Vol. 47 (3). – P. 151–160. DOI: 10.1016/j.jterra.2010.02.001.
22. Detailed model and traction performance test on interaction between track link and ground, / Y. Su, A. Zhu, W. Chen, Y. Xie // Journal of Xi'an Jiaotong University. – 2009. – Vol. 43(9). – P. 42–45.

23. Berezin, I.I. (2017) *Probabilistic Modeling of Tracked Vehicle Mover and Ground Interaction* / I.I. Berezin, A.A. Abyzov // *Procedia Engineering*. – 2017. – Vol. 206. – P. 432–436. DOI: 10.1016/j.proeng.2017.10.497.

24. Abyzov, A.A. *FEM Simulation of Tracks with Soil Interaction in Curvilinear Motion of Tracked Vehicle* / A.A. Abyzov, I.I. Berezin // *Lecture Notes in Mechanical Engineering* – 2021. – P. 736–743 DOI: 10.1007/978-3-030-54814-8\_85.

25. Zhang, R. *Simulation on mechanical behavior of cohesive soil by Distinct Element Method* / R. Zhang, J. Li // *Journal of Terramechanics*. – 2006. – Vol. 43 (3 SPEC. ISS.). – P. 303–316. DOI: 10.1016/j.jterra.2005.05.006.

**Алябьев Вадим Анатольевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Колесные и гусеничные машины», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, alyabiev.vadim@mail.ru

**Бердов Евгений Иванович**, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Тракторы, сельскохозяйственные машины и земледелие», Южно-Уральский государственный аграрный университет, г. Челябинск, berdoveugene@yandex.ru

*Поступила в редакцию 10 ноября 2021 г.*

---

DOI: 10.14529/engin210405

## PARTICULARITIES OF THE INTERACTION OF THE CATERPILLAR PROPELLER WITH DEFORMED SUPPORTING SURFACE UNDER UNEVEN MOVING OF THE MACHINE

V.A. Alyabiev<sup>1</sup>, alyabiev.vadim@mail.ru

Y.I. Berdov<sup>2</sup>, berdoveugene@yandex.ru

<sup>1</sup>South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation

<sup>2</sup>South Ural State Agrarian University, Chelyabinsk, Russian Federation

The Longitudinal fluctuations of the frame of the caterpillar machine (the tractor) and all kinetic in accordance with him component, caused by unevenness of the motion because of influence of the casual loads, render negative carry-action on technical-economic factors of the machine and unit on its base.

The Known that the most probable is a functioning the caterpillar machine on deformed to surfaces, however this circumstance often not take into consideration. In this connection process of the interaction caterpillar propeller is considered in article with deformed supporting surface for the reason determinations main factor, influencing upon unevenness of the moving the machine.

With provision for row forming oscillatory process is chose dynamic model, for which is formed accounting scheme of the interaction of the propellers with ground by surface under uneven motion. The Offered equation of the moving the tractor unit in the manner of linear lumpy differential equation of the second order with constant coefficients, which decision is presented by amount two components, describing free and compelled fluctuations.

When considering formed motion decision equations will be defined by compelled fluctuations, for which amplitude, coefficient of reinforcements and shift of the phase between fluctuations outraging power and frame of the machine recorded through parameters, characterizing state of working tractor and design data its propeller. Determine factors, influencing on gain factor and shift of the phase of the fluctuations. Executed parametric analysis state of working propellers of tractor class 10 on various types of ground in broad range of the velocities of the motion and tractive of loading.

Got as a result of studies to dependencies allow not only to value the influence to unevenness of the moving the caterpillar machine on value of the deforming the ground, but also define the amplitude of the compelled fluctuations, as well as shift of the phase between fluctuations

outraging power and frame of the machine depending on parameter of the designs of the sought-after device, speed and loading mode of tractor.

*Keywords: caterpillar propeller, supporting surface, interaction, deformation, longitudinal fluctuation, uneven moving of the machine.*

### References

1. Zabavnikov N.A. *Osnovy teorii transportnyh gusenichnyh mashin* [Bases to theory of the transport machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1975. 448 p.
2. Barsky I.B., Anilovich V.J., Kutkov G.M. *Dinamika traktora* [Dynamics of the tractor]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1973. 280 p.
3. Lurie A.B. *Statisticheskaja dinamika selskhozjaistvennyh agregatov* [Statistical dynamics of the agricultural units]. Moscow, Kolos Publ., 1970. 375 p.
4. Klubnichkin V.E., Klubnichkin E.E., Kotiev G.O., Beketov S.A., Makarov V.S. Interaction between Elements of the Track Ground Contacting Area with the Soil at Curvilinear Motion of the Timber Harvesting Machine, *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2018, vol. 386(1), no. 012016. DOI: 10.1088/1757-899X/386/1/012016.
5. Kawasaki Y., Senda K., Hayano K. Numerical simulation for vertical vehicle-track dynamic interactions modelling the ground as a continuum, *The Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks*, 2018, vol. 2, pp. 681–686.
6. Antonov A.S. and another pers. *Armeyskije gusenichnye mashiny. Chast pervaja. Teorija* [The army track mashines. Part I. Theory]. Moscow, Ministry of Defense of the USSR, 1973, 328 p.
7. Verzhbitsky N.F. *Periodicheskaja neravnomernost dvizheniya gusenichnyh mashin* [Periodic unevenness of the moving the caterpillar machines. NATI 's Publised Works, vol. 38]. Moscow, Mashgiz Publ., 1940, pp. 21–27.
8. Troyanovskaya I.P., Pozin B.M. Forces of Friction at the Wheel-to-Ground Contact in a Turning Vehicle, *Procedia Engineering*, 2015, vol. 129, pp. 156–160. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.12.025.
9. Katsygin V.V. *Osnovy teorii vybora optimalnyh parametrov mobilnyh selskhozjajstvennyh mashin i orudij*. [Bases to theories of the choice optimum parameter mobile agricultural machines and implements. In book: Questions of agricultural mechanical engineers. Vol. XIII]. Minsk, Selhozgiz, 1964.
10. Tszhe F.S. and all. *Mehanicheskije kolebanija*. [The mechanical fluctuations]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1966.
11. Zelenin A.N. and another pers. *Mashiny dlya zemljanyh rabot*. [The machines for grounden works]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1975. 424 p.
12. Baranov N. *Zavisimost konstruksii zvena gusenitsy ot svojsv pochvy*. [The dependency to designs of caterpillar link from characteristic of ground]. The technology in agriculture, 1960, no 6, pp. 17–19.
13. Sofiyan A.P., Maksimenko E.I. *Ob udelnom davlenii gusenichnogo dvizhitelya*. [About specific pressure caterpillar propeller]. Tractors and agricultural machines, 1962, no 7.
14. Negrut D., Mazhar H., Serban R., Rakhsha M. On Simulating Sloshing in Vehicle Dynamics, *SAE Technical Papers*, 2018. DOI: 10.4271/2018-01-1110.
15. Zhou L., Gao J., Hu C., Li Q. Numerical Simulation and Testing Verification of the Interaction between Track and Sandy Ground Based on Discrete Element Method, *Journal of Terramechanics*, 2021, vol. 95, pp. 73–88. DOI: 10.1016/j.jterra.2021.03.002.
16. Auersch L., Said S., Müller R. Measurements on the Vehicle-Track Interaction and the Excitation of Railway-Induced Ground Vibration, *Procedia Engineering*, 2017, vol. 199, pp. 2615–2620. DOI: 10.1016/j.proeng.2017.09.390.
17. Auersch L. Vehicle-track-soil interaction for track damage, ground vibration and mitigation, *Civil-Comp Proceedings*, 216, pp. 110.
18. Kostogryz S.G. and all. [About Influence Parameter Caterpillar Propeller on State of Working Engine of Skidding Tractor]. *Tractors and agricultural machines*, 1962, no. 7. (in Russ).

19. Popov V.N. and all. [Some Particularities of the Functioning the Diesel Engine Under Instability Working Load]. *Published works of Chelyabinsk institute of mechanization and electrification of agriculture*, 1970, iss. 44, pp. 31–38. (in Russ).

20. Bodin A. Development of a tracked vehicle to study the influence of vehicle parameters on tractive performance in soft terrain, *Journal of Terramechanics*, 1999, vol. 36 (3), pp. 167–181. DOI: 10.1016/S0022-4898(99)00007-5.

21. Al-Milli S., Seneviratne L.D., Althoefer K. Track-terrain modelling and traversability prediction for tracked vehicles on soft terrain, *Journal of Terramechanics*, 2010, vol. 47 (3), pp. 151–160. DOI: 10.1016/j.jterra.2010.02.001.

22. Su Y., Zhu A., Chen W., Xie Y. Detailed model and traction performance test on interaction between track link and ground, *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2009, vol. 43(9), pp. 42–45.

23. Berezin I.I., Abyzov A.A. Probabilistic Modeling of Tracked Vehicle Mover and Ground Interaction, *Procedia Engineering*, 2017, vol. 206, pp. 432–436 DOI: 10.1016/j.proeng.2017.10.497.

24. Abyzov A.A., Berezin I.I. FEM Simulation of Tracks with Soil Interaction in Curvilinear Motion of Tracked Vehicle, *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 2021, pp. 736–743. DOI: 10.1007/978-3-030-54814-8\_85.

25. Zhang R., Li J. Simulation on mechanical behavior of cohesive soil by Distinct Element Method, *Journal of Terramechanics*, 2006, vol. 43 (3 SPEC. ISS.), pp. 303–316. DOI: 10.1016/j.jterra.2005.05.006.

*Received 10 November 2021*

---

### ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Алябьев, В.А. Особенности взаимодействия гусеничного движителя с деформируемой опорной поверхностью при неравномерном движении машины / В.А. Алябьев, Е.И. Бердов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2021. – Т. 21, № 4. – С. 49–60. DOI: 10.14529/engin210405

### FOR CITATION

Alyabiev V.A., Berdov Y.I. Particularities of the Interaction of the Caterpillar Propeller with Deformed Supporting Surface under Uneven Moving of the Machine. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2021, vol. 21, no. 4, pp. 49–60. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin210405