

Численные методы моделирования

УДК 629.033

DOI: 10.14529/engin230106

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПРОМЫШЛЕННОГО ТРАКТОРА ПРИ НИЗКОЧАСТОТНОМ ВИБРОВОЗБУЖДЕНИИ СО СТОРОНЫ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ

А.А. Абызов, К.Дж. Мухиддинзода, С.Г. Некрасов

Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Россия

Статья посвящена разработке математической модели промышленного трактора с полужесткой подвеской. Модель предназначена для расчетного исследования вибраций на месте водителя, вызванных низкочастотным воздействием со стороны гусеничного движителя.

Выполнен обзор известных математических моделей, описывающих динамику системы «грунт – гусеничный движитель – корпус трактора – кабина – виброзащитное кресло – водитель». Рассмотрены различные методы моделирования грунта и гусениц трактора. Для моделирования подсистемы «грунт – гусеница – опорные катки – тележка» предложено использовать пакет программ ANSYS Motion. Модель подробно описывает ходовую систему с учетом реальной геометрии траков гусениц, расстановки опорных катков, а также других конструктивных особенностей. Для описания деформирования грунта в пакете программ используются зависимости, предложенные Беккером и Вонгом.

В статье представлены результаты моделирования динамики гусеничной тележки промышленного трактора Т-130 Челябинского тракторного завода при движении по деформируемому грунту. Расчеты выполнены для трех видов грунта и для различного расположения опорных катков. Получены процессы вертикальных и угловых перемещений тележки. Анализ результатов расчетов показал, что предложенная модель отображает влияние свойств грунта и конструкции ходовой системы на колебания движущегося трактора.

Полученные в результате моделирования процессы будут использованы в качестве входного воздействия для модели, описывающей подсистему «корпус трактора – кабина – виброзащитное кресло – водитель». Модель будет использована для расчетных исследований при оптимизации виброзащиты оператора трактора. Предполагается разработать рекомендации по изменению расстановки опорных катков и упругодемпфирующих характеристик элементов виброзащиты для минимизации вибрационного воздействия на оператора трактора.

Ключевые слова: математическая модель, трактор, гусеничный движитель, динамическое воздействие.

Введение

Обеспечение выполнения санитарных норм и создание комфортных условий на рабочем месте водителя-оператора является важной задачей при создании новых и модернизации выпускаемых мобильных машин. При этом большое внимание уделяется снижению вибронегативности на рабочем месте. Известно, что повышенный уровень вибраций вызывает преждевременную утомляемость водителя, может привести к заболеваниям суставов и вибрационной болезни. Особенно остро проблема снижения вибронегативности стоит для промышленных гусеничных тракторов с полужесткой подвеской. Из-за особенностей конструкции ходовой системы, включающей только один упругий элемент (поперечную рессору), вибрации, возникающие при взаимодействии движителя с грунтом, практически без ослабления передаются на корпус трактора. В таких условиях основными способами снижения вибраций является использование виброизоляции кабины трактора и кресла водителя.

Как показали расчетные и экспериментальные исследования, проводившиеся на протяжении ряда лет на кафедре «Техническая механика» ЮУрГУ (И.Я. Березин, Д.В. Хрипунов [1], В.К. Халтурин [2], Ю.О. Пронина [3]), основным источником низкочастотных вибраций (в диапа-

зоне 1–4 Гц) являются динамические процессы, происходящие при движении опорных катков машины по гусеничной ленте. При этом на вибрации в указанном диапазоне частот накладываются достаточно строгие ограничения [4]. Для прогнозирования вибрационной нагруженности рабочего места оператора в настоящее время широко применяются расчетные исследования с помощью специально разработанных математических моделей. Данная статья посвящена дальнейшей разработке математической модели, описывающей динамику гусеничного трактора с полужесткой подвеской при движении по податливому грунту. Подробно описана модель гусеничной тележки трактора.

1. Моделирование динамической системы гусеничного трактора

Конструкции ходовых систем гусеничных машин отличаются разнообразием. В работах ряда исследователей предложены математические модели, описывающие ходовые системы различных типов.

В литературе наиболее широко представлены математические модели, описывающие машины с независимой подвеской [5–7]. Подобные модели обычно предназначены для исследования динамики быстроходных машин, в связи с этим в них обязательно учитывается нелинейность характеристик упругих и демпфирующих элементов подвески, большие перемещения при колебаниях корпуса. Математические модели тракторов с балансирной подвеской представлены, например, в [5, 8].

Один из вариантов математической модели, описывающей динамику промышленного трактора с полужесткой подвеской, был разработан Д.В. Хрипуновым [1] и получил дальнейшее развитие в работах [2, 3]. При использовании такой модели для исследования вибрационного воздействия со стороны гусеничного движителя большое значение имеет адекватное описание подсистемы «податливый грунт – гусеница – опорный каток». В работе [3], посвященной такому исследованию, используется упрощенное описание ходовой системы. В частности, грунт рассматривается как упругое основание, траки гусениц – как шарнирно соединенные пластины без грунтозацепов. При этом взаимодействие каждого из катков с гусеницей рассматривается независимо от остальных катков. Очевидно, что развитие этой модели необходимо вести в направлении совершенствования описания свойств грунта, а также более подробного моделирования элементов гусеничного движителя.

Для описания свойств грунта при моделировании взаимодействия движителя машины с поверхностью дороги традиционно используется несколько принципиально различных подходов. В соответствии с одним из них, для описания зависимости между деформацией грунта и давлением используются эмпирические соотношения, полученные по результатам экспериментов по вдавлению штампа в грунт [9]. При этом для описания зависимостей при сжатии и при сдвиге используются различные соотношения. В отечественной литературе наибольшее распространение получили зависимости, предложенные В.В. Кацыгиным [10], в зарубежной – Беккером [11] и Вонгом [12]. Такое описание является достаточно приближенным, однако отличается простотой и в связи с этим находит широкое применение. Для описания грунта при этом используется ограниченный набор характеристик, которые могут быть определены экспериментально или взяты из литературных источников.

При описании несвязных грунтов, состоящих из отдельных частиц, находят применение DEM модели [13, 14]. При описании связных грунтов наиболее точные результаты могут быть получены при использовании модели нелинейной вязко-упругой среды; при этом для расчетов обычно используют метод конечных элементов. Такой подход позволяет наиболее точно учесть форму опорной поверхности движителя, деформирование грунта в условиях сложного напряженного состояния и другие особенности [15, 16]. Существенными недостатками при этом являются необходимость задания большого массива параметров, описывающих свойства грунта, и большая продолжительность расчетов.

Предлагаемая в данной статье математическая модель является дальнейшим развитием модели [3]. Расчетная схема представлена на рис. 1. Модель описывает вертикальные и продольно-угловые колебания трактора. Как показал предварительный анализ, динамические составляющие нагрузок, вызванные колебаниями трактора при движении, существенно меньше статической нагрузки. Это позволяет рассмотреть подсистему «грунт – тележка трактора» отдельно, считая, что она нагружена статическим весом корпуса (рис. 1а). При этом может быть использована модель,

подробно описывающая тележку, опорные катки, ведущее и направляющее колеса. По результатам расчета движения по заданному грунту с определенной скоростью могут быть получены процессы изменения вертикального перемещения оси ведущего колеса ($Z_T(t)$) и угла поворота тележки ($\varphi_T(t)$). В дальнейшем эти процессы используются в качестве входного кинематического воздействия для подсистемы, включающей корпус, кабину и кресло с водителем-оператором.

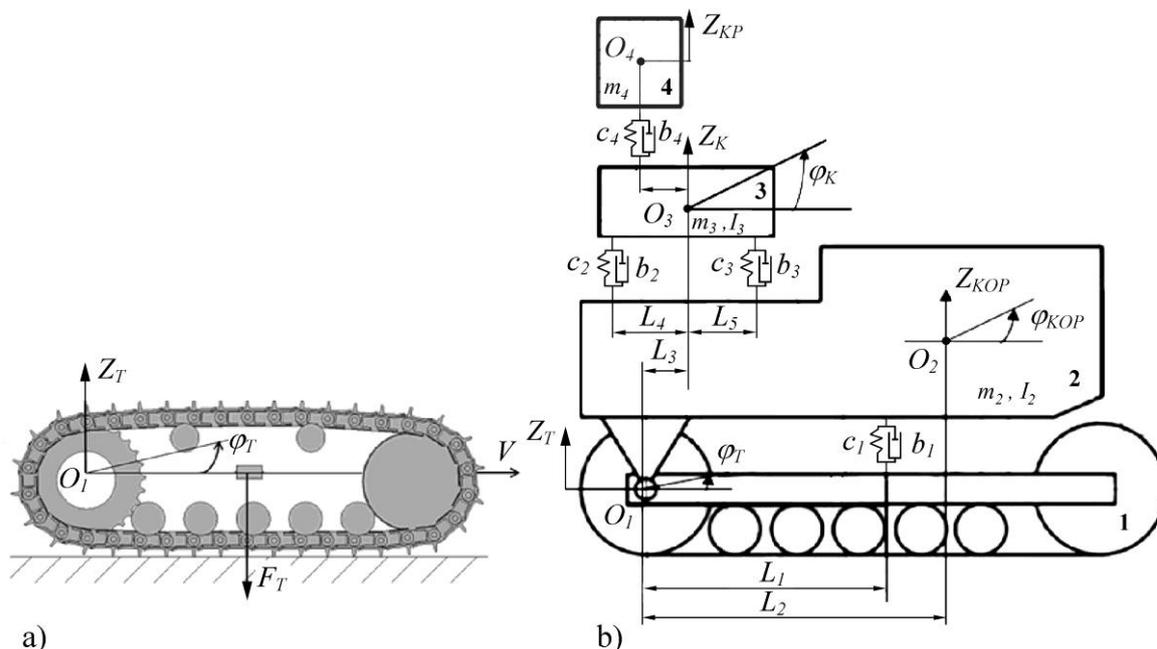


Рис. 1. Расчетные схемы математической модели:
а) тележка трактора, б) модель подсистемы «корпус – кабина – виброзащитное кресло с водителем»

Расчетная схема модели, описывающей подсистему «корпус – кабина – виброзащитное кресло с водителем», представлена на рис. 1б. Входящие в модель инерционные элементы описывают корпус трактора (2; центр тяжести O_2 , масса m_2 и момент инерции I_2), кабину (3; O_3, m_3, I_3) и кресло с водителем (4; O_4, m_4). Обобщенными координатами являются вертикальное перемещение центра тяжести корпуса и его продольно-угловое перемещение ($Z_{КОР}$, $\varphi_{КОР}$); вертикальное перемещение центра тяжести кабины и продольно-угловое перемещение (Z_K , φ_K); вертикальное перемещение центра тяжести кресла с водителем ($Z_{КР}$). Упругие элементы с жесткостями c_1, c_2, c_3 и c_4 описывают характеристики рессоры трактора, системы подрессоривания кабины и системы подрессоривания кресла водителя. Элементы вязкого трения b_1, b_2, b_3 и b_4 описывают диссипацию энергии в этих же элементах. Колебания трактора при движении по грунту сопровождаются небольшими деформациями упругих элементов, в связи с чем их характеристики, используемые при расчете, могут считаться линейными.

Для описания виброзащитного сидения с находящимся на нем водителем-оператором в настоящее время предложен целый ряд моделей, начиная от простейших одномассовых до многомассовых, позволяющих оценить колебания различных частей тела [17–19]. В стандарте ISO 5982:2001 [20] также представлена многомассовая модель и приведены рекомендации по выбору ее параметров. На рис. 1 в качестве примера изображена простейшая одномассовая модель. При использовании более сложных моделей расчетная схема должна быть скорректирована.

Таким образом, расчетная оценка вибрационной нагуженности рабочего места водителя-оператора с помощью предлагаемой модели состоит из нескольких этапов.

На первом этапе моделируется движение тележки с заданной скоростью по рассматриваемому грунту, при этом к тележке приложены силы, соответствующие весу корпуса трактора и сопротивлению движения. В результате расчета получают процессы $Z_T(t)$ и $\varphi_T(t)$.

На втором этапе из этих процессов формируются спектральные плотности случайных процессов углового и вертикального перемещений тележки, соответствующие движению трактора с

Численные методы моделирования

переменной скоростью. Далее они используются в качестве характеристик входного воздействия для динамической системы «корпус трактора – кабина – кресло с водителем».

На третьем этапе, используя полученные данные, с помощью спектрального метода получают функции спектральной плотности вертикальных ускорений на месте водителя. Сопоставление этих данных с предельными значениями позволит проверить выполнение санитарных норм по уровню вибрации. В случае необходимости динамические характеристики виброзащитного кресла и системы виброизоляции кабины трактора могут быть скорректированы.

2. Модель гусеничной тележки

При разработке математической модели, описывающей динамику тележки трактора при движении по деформируемому грунту, в настоящее время целесообразно использовать специализированные пакеты программ, предназначенные для моделирования динамики систем твердых тел (ADAMS, ASYS Motion [21] и др.). В частности, ASYS Motion имеет встроенный инструмент построения моделей ходовых систем гусеничных машин. Программа имеет готовые шаблоны для построения сегмента и башмака гусеничной цепи, а также шаблоны опорных катков и ведущего колеса. Построение модели требует от пользователя только ввод соответствующих размеров [22].

Следует отметить, что подобные пакеты позволяют создать и весьма подробную динамическую модель трактора в целом. Однако продолжительность расчета движения по достаточно протяженному участку трассы с помощью такой модели оказывается неприемлемо большой. В связи с этим предлагаемый подход, сочетающий расчеты с помощью подробной модели гусеничной тележки, а также достаточно простой модели, описывающей динамику корпуса и кабины, в настоящее время является предпочтительным.

При выполнении данной работы с помощью пакета ASYS Motion была создана модель тележки трактора Т-130 (ЧТЗ-УРАЛТРАК) с базой 2517 мм, пятью опорными катками и шириной гусеницы 500 мм. Модели одного трака и обвода в целом представлены на рис. 2.

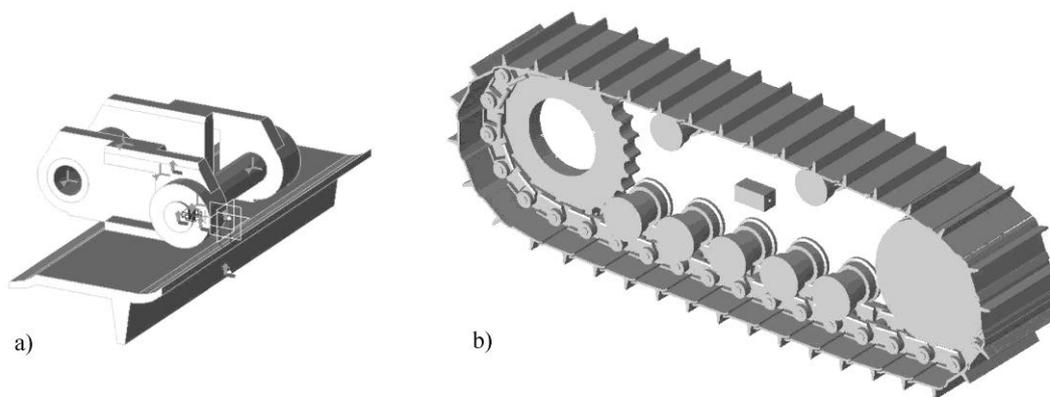


Рис. 2. Модель трака гусеницы а) и тележки с гусеничным двигателем б)

Для описания деформационных свойств грунта в данном пакете используются соотношения, предложенные Беккером и Вонгом [11, 12].

Зависимость нормального давления (P) от осадки (z):

$$P(z) = (k_\phi + k_c / w) | z |^n,$$

где k_ϕ и k_c – модули трения и сцепления при деформации, w – ширина трака, n – показатель степени.

Зависимость касательного напряжения (τ) от поперечного смещения (s):

$$\tau(s) = \frac{\tau_{\max}}{c_e} \left[1 + \left[\frac{c_e}{1 - e^{-1}} - 1 \right] e^{(1-|s|/s_{\max})} \right] \left[1 - e^{-|s|/s_{\max}} \right],$$

$$\tau_{\max} = C + P \cdot \operatorname{tg}(\varphi),$$

где C – сцепление, s_{\max} – максимальный сдвиг, C_e – безразмерный коэффициент (приемистость грунта, в расчетах принято значение по умолчанию, рекомендованное в документации и равное единице).

Расчеты были выполнены для движения по трем типам грунта: 1) глина, влажность 25 %, 2) суглинок, влажность 24 %, 3) супесь, влажность 26 %. Первый грунт является наиболее жестким, третий – самым мягким. Характеристики грунтов представлены в таблице.

Характеристики грунта

	1. Глина (влажность 25 %)	2. Суглинок (влажность 24 %)	3. Супесь (влажность 26 %)
$k_c, \text{кН/м}^{n+1}$	12,7	0,06	2,79
$k_\varphi, \text{кН/м}^{n+2}$	1556	5880	141
n	0,13	1,01	0,3
$C, \text{кПа}$	69	3,1	13,8
$s_{max}, \text{мм}$	6	6	70
$\varphi, \text{град}$	34	29,8	22

С помощью разработанной модели была выполнена серия тестовых расчетов движения по рассматриваемым грунтам. При этом к тележке прикладывались силы, соответствующие половине веса корпуса трактора и сопротивлению движению. Через некоторый интервал времени, необходимый для погружения траков в грунт, задавалось вращение ведущего колеса, соответствующее движению тележки с постоянной скоростью. В результате расчета получают процессы вертикального перемещения оси ведущего колеса $Z_T(t)$ и углового перемещения тележки и $\varphi_T(t)$. Поскольку тележка двигалась с постоянной скоростью, $Z_T(t)$ и $\varphi_T(t)$ являются периодическими процессами с одинаковой частотой, соответствующей частоте следования траков гусеницы. В качестве примера на рис. 3 представлены осциллограммы этих процессов при движении по грунту 1 (глина).

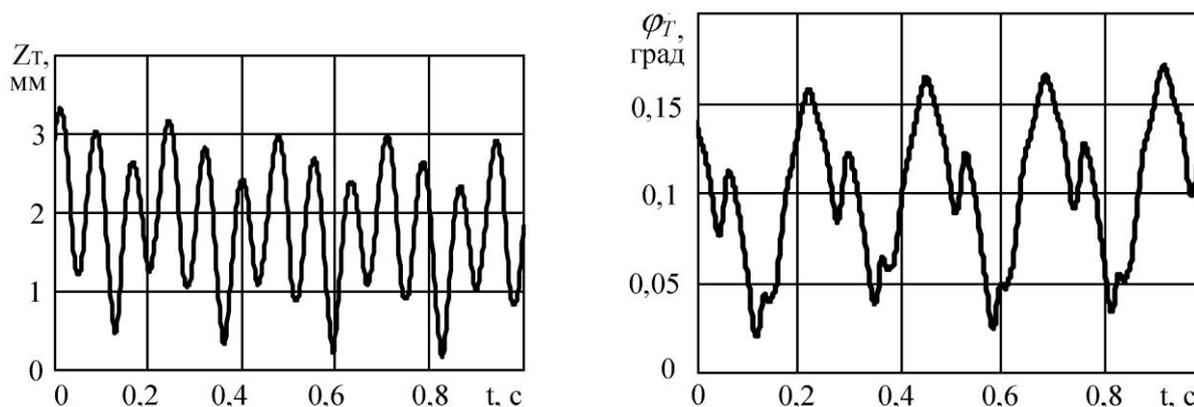


Рис. 3. Процессы изменения вертикальных и угловых перемещений тележки при движении по глине (грунт 1)

Диаграммы, иллюстрирующие зависимость размахов $Z_T(t)$ и $\varphi_T(t)$ от типа грунта, представлены на рис. 4. Угловые и вертикальные перемещения оказались наибольшими при движении по жесткому грунту, в который грунтозацепы траков практически не погружались. На мягком грунте, с которым траки контактировали всей опорной поверхностью, перемещения оказались наименьшими.

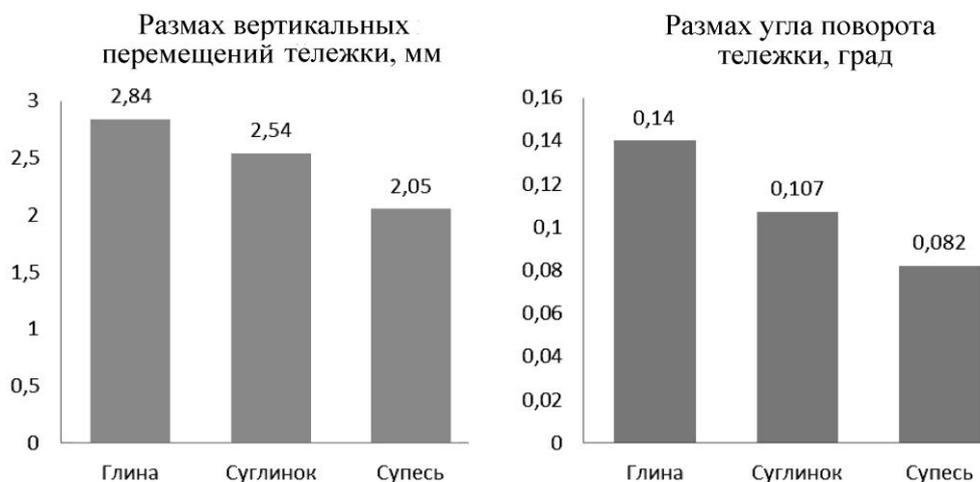


Рис. 4. Зависимости вертикальных и угловых колебаний тележки от свойств грунта

Также были проведены тестовые расчетные исследования влияния расстановки опорных катков на колебания тележки. У гусеницы рассматриваемого трактора шаг равен 203 мм, расстояние между опорными катками – 350 мм. Были выполнены расчеты для четырех вариантов расположения опорных катков (рис. 5а):

- 1) стандартное расстояние между катками (350 мм);
- 2) уменьшенное расстояние между катками (304 мм, полтора шага гусеницы);
- 3) увеличенное расстояние между катками (406 мм, удвоенный шаг гусеницы);
- 4) смешанный вариант (304 мм между первым и вторым, четвертым и пятым катками; 406 мм между вторым и третьим, третьим и четвертым катками).

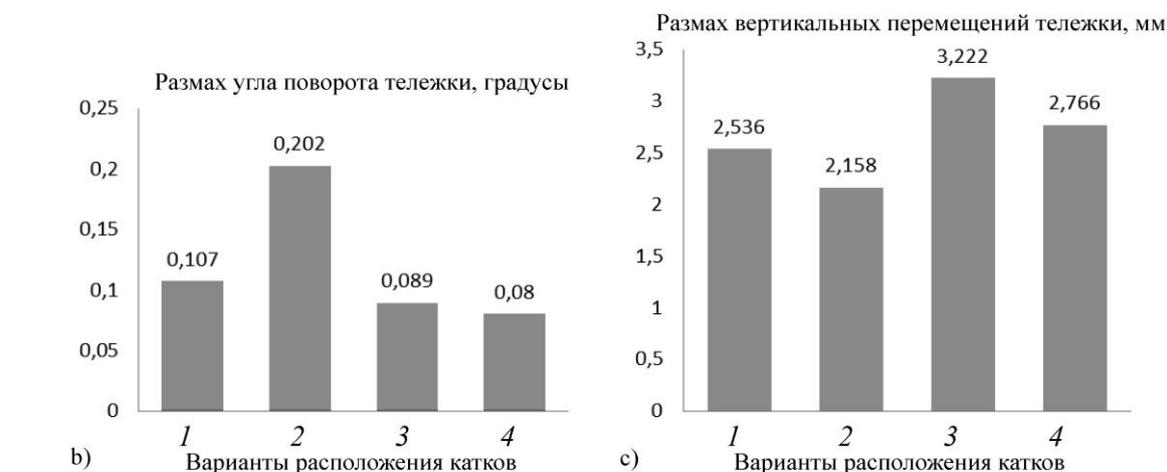
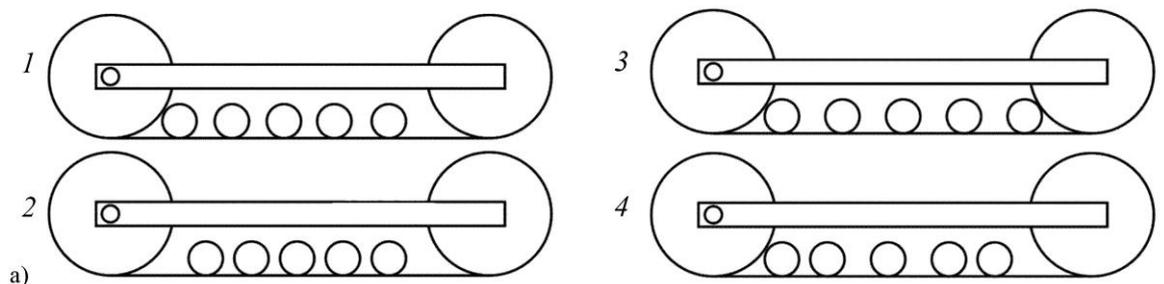


Рис. 5. Результаты исследования влияния расстановки катков на колебания тележки: а) варианты расстановки катков; б) результаты расчета

Зависимости размахов угловых и вертикальных колебаний тележки от расстановки катков представлены на рис. 5b, 5c. В случае второго варианта (полтора шага гусеницы) произошло увеличение угловых колебаний снижение вертикальных, по сравнению со стандартной расстановкой.

При расстоянии между катками, равном удвоенному шагу (вариант 3), происходит уменьшение размаха угловых колебаний и увеличение вертикальных. Эти результаты качественно соответствуют общепринятым представлениям о работе гусеничного движителя и могут служить одним из показателей адекватности предложенной модели. При использовании смешанной расстановки происходит снижение размаха угловых колебаний при незначительном повышении вертикальных.

Заключение

Предлагаемая математическая модель позволяет исследовать низкочастотные колебания на месте оператора-водителя промышленного трактора, вызванные движением опорных катков по звенчатой гусенице. Благодаря использованию подробной модели гусеничной тележки, включающей гусеничную ленту, опорные катки, направляющие и ведущие колеса, появляется возможность исследовать влияние свойств грунта, расстановки опорных катков и формы башмаков гусеницы на вибрационную нагруженность рабочего места оператора.

На следующих этапах исследований предполагается выполнить проверку адекватности модели путем сопоставления расчетных и экспериментальных данных. Также будет проведена серия расчетных исследований с целью выбора параметров системы виброизоляции кабины трактора и виброзащитного кресла, обеспечивающих выполнение санитарных норм по вибрациям в различных условиях и режимах эксплуатации.

Литература

1. Мицын, Г.П. Моделирование процесса взаимодействия гусеничного движителя промышленного трактора с грунтом / Г.П. Мицын, И.Я. Березин, Д.В. Хрипунов // Инженерная защита окружающей среды в транспортно-дорожном комплексе: Сб. науч. тр. МАДИ. – М.: МАДИ, 2002. – С. 217–236.
2. Эксплуатационная нагруженность и моделирование динамики гусеничного бульдозерно-рыхлительного агрегата / В.К. Халтурин, И.Я. Березин, А.А. Абызов и др. // Тракторы сельхозмашины. – 2013. – № 2. – С. 16–19.
3. Моделирование процесса формирования вибрационного нагружения рабочего места оператора промышленного трактора / И.Я. Березин, Ю.О. Пронина, П.А. Тараненко и др. // Тракторы и сельхозмашины. – 2016. – № 8. – С. 14–18.
4. СН 2.2.4/2.1.8.566-96. Федеральные санитарные правила, нормы и гигиенические нормативы. Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий. – М.: Изд-во стандартов, 1997. – 20 с.
5. Гинзбург, Ю.В. Промышленные тракторы / Ю.В. Гинзбург, А.И. Швед, А.П. Парфенов. – М.: Машиностроение, 1986. – 296 с.
6. Nguyen, Q. Mathematical Model for Vibration Analysis of Tracked Vehicle / Q. Nguyen, J. Furch // International Conference on Military Technologies (ICMT). – IEEE, 2019. – P. 1–4. DOI: 10.1109/MILTECHS.2019.8870060
7. Sojka, M. Mathematical model of suspension of tracked vehicles / M. Sojka, Š. Čorňák // International Conference on Military Technologies (ICMT). – IEEE, 2017. – P. 111–114. DOI: 10.1109/MILTECHS.2017.7988741
8. Li, S. Vibration analysis and simulation verification for suspension of track tractor / S. Li, J. Zhang, Du Y. // AIP Conference Proceedings. – AIP Publishing LLC, 2019. – Vol. 2154 – No. 1. – P. 020041. <https://doi.org/10.1063/1.5125369>
9. Баловнев, В.И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин / В.И. Баловнев. – М.: Высшая школа, 1981. – 335 с.
10. Кацыгин, В.В. Основы теории выбора оптимальных параметров мобильных сельскохозяйственных машин и орудий / В.В. Кацыгин. – Минск: Урожай, 1965. – 241 с.

11. Bekker, M.G. *Theory of Land Locomotion. The Mechanics of Vehicle Mobility* / M.G. Bekker // University of Michigan Press, 2016. – 530 p.
12. Wong, J.Y. *Theory of ground vehicles* / J.Y. Wong // 3rd ed. John Wiley & Sons, 2001. – 528 p.
13. Asaf, Z. *Evaluation of Link–Track Performances using DEM* / Z. Asaf, D. Rubinstein, I. Shmulevich // *Journal of Terramechanics*. – 2006. – № 43. – P. 141–161. DOI: 10.1016/j.jterra.2004.10.004
14. Zhang, R. *Simulation on Mechanical Behavior of Cohesive Soil by Distinct Element Method* / R. Zhang, J. Li. // *Journal of Terramechanics*. – 2006. – № 43. – P. 303–316. DOI: 10.1016/j.jterra.2005.05.006
15. Hambleton, J.P. *Modeling Wheel-Induced Rutting in Soils: Indentation* / J.P. Hambleton, A. Drescher // *Journal of Terramechanics*. – 2008. – № 45. – P. 201–211. DOI: 10.1016/j.jterra.2008.11.001
16. Maclaurin, B. *A skid steering model with track pad flexibility*. / B. Maclaurin // *Journal of Terramechanics*. – 2007. – No. 44. – P. 95–110. DOI: 10.1016/j.jterra.2006.03.002
17. Matsumoto, Y. *Mathematical Models for the Apparent Masses of Standing Subjects Exposed to Vertical Whole-Body Vibration* / Y. Matsumoto, M. J. Griffin // *Journal of Sound and Vibration*. – 2003. – Vol. 260. – No. 3. – P. 431–451. DOI: 10.1016/S0022-460X(02)00941-0
18. Szczepaniak, J. *Vibration energy absorption in the whole-body system of a tractor operator* / J. Szczepaniak, W. Tanas, J. Kromulski // *Ann Agric Environ Med*. – 2014. – No. 21(2). P. 399–402. DOI: 10.5604/1232-1966.1108612
19. Behari, N. *Vibration transmissibility behaviour of high order biodynamic models used in vehicle seat design* / N. Behari, M. Noga // *Journal of KONES*. – 2016. – Vol. 23. – №. 3. – P. 33–40. DOI: 10.5604/12314005.1216399
20. ISO 5982:2001. *International Organization for Standardization. Mechanical Vibration and Shock: Range of Idealized Values to Characterize Seated-Body Biodynamic Response Under Vertical Vibration*. – International Organization for Standardization, 2002. – 28 p.
21. *Ansys Motion Multibody Dynamics Simulation Software*. – <https://www.ansys.com/products/structures/ansys-motion> (дата обращения: 10.01.2023).
22. *Моделирование гусеничных движителей в ANSYS Motion*. – <https://caclub.ru/publications/modelirovanie-gusenichnyh-dvizhiteley-v-ansys-motion> (дата обращения: 10.01.2023).

Абызов Алексей Александрович, доктор технических наук, профессор, кафедра «Техническая механика», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, abyzovaa@susu.ru.

Мухиддинзода Камолиддин Джамолиддин, аспирант, кафедра «Колесные и гусеничные машины», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, kamoliddin.mukhiddinov@bk.ru.

Некрасов Сергей Геннадьевич, доктор технических наук, профессор, кафедра «Информационно-измерительная техника», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, nekrasovsg@susu.ru.

Поступила в редакцию 6 марта 2023 г.

SIMULATION OF DYNAMICS OF INDUSTRIAL TRACTOR UNDER LOW-FREQUENCY VIBRO-EXCITATION FROM THE TRACKED MOVER

A.A. Abyzov, abyzovaa@susu.ru

K.Dzh. Mukhiddinzoda, kamoliddin.mukhiddinov@bk.ru

S.G. Nekrasov, nekrasovsg@susu.ru

South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation

The article is devoted to the development of a mathematical model of an industrial tractor with a semi – rigid suspension. The model is intended for the computational study of vibrations at the driver's seat caused by low – frequency impact from the caterpillar mover.

A review of well-known mathematical models describing the dynamics of the system “soil – caterpillar mover – tractor body – cabin – vibration protection seat – driver” is made. Various methods of soil modeling and tractor caterpillars are considered. It is proposed to use the ANSYS Motion software package to simulate the subsystem “soil – caterpillar – track rollers – bogie”. The model describes in detail the undercarriage system, taking into account the actual geometry of the tracks, the arrangement of the track rollers, as well as other design features. To describe the deformation of the soil in the software package, are used the relations by Becker and Wong.

The article presents the results of modeling the dynamics of the tracked bogie of the industrial tractor T-130 of the Chelyabinsk Tractor Plant when moving on deformable soil. Calculations were made for three types of soil and for different locations of road wheels. The processes of vertical and angular displacements of the bogie are obtained. An analysis of the calculation results showed that the proposed model reveals the influence of soil properties and the design of the running system on the vibrations of a moving tractor.

The processes obtained as a result of the simulation will be used as an input for the model describing the subsystem “tractor body – cab – vibration protection seat – driver”. The model will be used for computational studies when optimizing the vibration protection of the tractor operator. Recommendations will be developed to change the arrangement of the road wheels and the elastic-damping characteristics of the vibration protection elements to minimize the vibration impact on the tractor operator

Keywords: mathematical model, tractor, caterpillar mover, dynamic action.

References

1. Micyn G.P., Berezin I.Ya., Hripunov D.V. [Simulation of the Process of Interaction of the Caterpillar Mover of an Industrial Tractor with the Ground]. *Inzhenernaya zashchita okruzhayushchej sredy v transportno-dorozhnom komplekse* [Engineering Environmental Protection in the Transport and Road Complex]. Moscow, MADI Publ., 2002, pp. 217–236. (in Russ.)
2. Halturin V.K., Berezin I.Ya., Abyzov A.A., Bondar' V.N., Kostyuchenko V.I. [Operational Load and Simulation of the Dynamics of a Caterpillar Bulldozer-Loosening Unit] *Traktory sel'hozmashiny*, 2013, no. 2, pp. 16–19. (in Russ.)
3. Berezin I.Ya., Pronina Yu.O., Bondar' V.N., Vershinskij L.V., Taranenko P.A. [Modeling the Process of Formation of Vibration Loading of the Workplace of the Operator of an Industrial Tractor] *Traktory sel'hozmashiny*, 2016, no. 8, pp. 14–18. (in Russ.)
4. SN 2.2.4/2.1.8.566-96. *Federal'nye sanitarnye pravila, normy i gigienicheskie normativy. Proizvodstvennaya vibratsiya, vibratsiya v pomeshcheniyakh zhilykh i obshchestvennykh zdaniy.* [SN 2.2.4/2.1.8.566-96. Federal Sanitary Rules, Standards and Hygienic Standards. Industrial Vibration, Vibration in Premises of Residential and Public Buildings]. Moscow, Standartinform Publ., 1997. 20 p.
5. Ginzburg Yu.V., Shved A.I., Parfenov A.P. *Promyshlennye traktory* [Industrial Tractors]. Moscow.: Mashinostroenie Publ., 1986. 296 p.
6. Nguyen Q.H., Furch J. Mathematical Model for Vibration Analysis of Tracked Vehicle. *International Conference on Military Technologies (ICMT)*, IEEE, 2019, pp. 1–4. DOI: 10.1109/MILTECHS.2019.8870060.

7. Sojka M., Čorňák Š. Mathematical Model of Suspension of Tracked Vehicles. *International Conference on Military Technologies (ICMT)*, IEEE, 2017, pp. 111–114. DOI: 10.1109/MILTECHS.2017.7988741.

8. Li S., Zhang J., Y. Du. Vibration analysis and simulation verification for suspension of track tractor. *AIP Conference Proceedings*, AIP Publishing LLC, 2019, vol. 2154, no. 1. 020041 p. DOI: 10.1063/1.5125369.

9. Balovnev, V.I. *Modelirovanie processov vzaimodejstviya so sredoj rabochih organov dorozhno-stroitel'nyh mashin* [Modeling the Processes of Interaction with the Environment of the Working Bodies of Road-Building Machines]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1981. 335 p.

10. Kacygin V.V. *Osnovy teorii vybora optimal'nyh parametrov mobil'nyh sel'skohozyajstvennyh mashin i orudij* [Fundamentals of the Theory of Choosing the Optimal Parameters of Mobile Agricultural Machines and Implements]. Minsk, Urozhaj Publ, 1965. 241 p.

11. Bekker M.G. Theory of Land Locomotion. The Mechanics of Vehicle Mobility University of Michigan Press, 2016. – 530 p.

12. Wong J.Y. Theory of ground vehicles 3rd ed. John Wiley & Sons 3rd ed. – 2001. – 528 p.

13. Asaf Z. Rubinstein D., Shmulevich I. Evaluation of Link – Track Performances Using DEM. *Journal of Terramechanics*, 2006, no. 43, pp. 141–161. DOI: 10.1016/j.jterra.2004.10.004.

14. Zhang R., Li J. Simulation on Mechanical Behavior of Cohesive Soil by Distinct Element Method. *Journal of Terramechanics*, 2006, no. 43, pp. 303–316. DOI: 10.1016/j.jterra.2005.05.006.

15. Hambleton J.P., Drescher A. Modeling Wheel-Induced Rutting in Soils. *Indentation Journal of Terramechanics*, 2008, no. 45, pp. 201–211. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2008.11.001>.

16. Maclaurin B.A. Skid Steering Model with Track Pad Flexibility. *Journal of Terramechanics*, 2007, no. 44, pp. 95–110. DOI: 10.1016/j.jterra.2006.03.002.

17. Matsumoto Y., Griffin M.J. Mathematical Models for the Apparent Masses of Standing Subjects Exposed to Vertical Whole-Body Vibration. *Journal of Sound and Vibration*, 2003, vol. 260, no. 3, pp. 431–451. DOI: 10.1016/S0022-460X(02)00941-0.

18. Szczepaniak J., Tanas W., Kromulski J. Vibration Energy Absorption in the Whole-Body System of a Tractor Operator. *Ann Agric Environ Med*, 2014, no. 21(2), pp. 399–402. DOI: 10.5604/1232-1966.1108612.

19. Behari N., Noga M. Vibration transmissibility behaviour of high order biodynamic models used in vehicle seat design. *Journal of KONES*, 2016, vol. 23, no. 3, pp. 33–40. DOI: 10.5604/12314005.1216399.

20. ISO 5982:2001. International Organization for Standardization. Mechanical vibration and shock: Range of idealized values to characterize seated-body biodynamic response under vertical vibration. International Organization for Standardization, 2002. 28 p.

21. Ansys Motion Multibody Dynamics Simulation Software. Available at: <https://www.ansys.com/products/structures/ansys-motion> (accessed 10.01.2023).

22. *Modelirovanie gusenichnyh dvizhitelej v ANSYS Motion* [Modeling caterpillar propellers in ANSYS Motion]. Available at: <https://cae-club.ru/publications/modelirovanie-gusenichnyh-dvizhiteley-v-ansys-motion> (accessed 10.01.2023).

Received 6 March 2022

ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Абызов, А.А. Моделирование динамики промышленного трактора при низкочастотном вибровозбуждении со стороны гусеничного движителя / А.А. Абызов, К.Дж. Мухиддинзода, С.Г. Некрасов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2023. – Т. 23, № 1. – С. 63–72. DOI: 10.14529/engin230106

FOR CITATION

Abyzov A.A., Muhiddinzoda K.Dzh., Nekrasov S.G. Simulation of dynamics of industrial tractor under low-frequency vibro-excitation from the tracked mover. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2023, vol. 23, no. 1, pp. 63–72. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin230106