

ных условиях, где сила сопротивления грунта разрушению носит периодический характер. Данные условия учтены в предложенных конструкциях рыхлителей с аккумулятором энергии [8, 9, 10, 11, 12]

Science and Technology Review. 哈爾濱 (哈爾濱). 2011. Vol. 10. P. 29-30.

Литература

1. Геллер Ю.А. Динамическая модель рыхлителя с аккумулятором энергии // Системы. Методы. Технологии. 2012. Вып.1 (13). С. 28-32
2. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. М.: Наука, 1971. 240 с.
3. Справочник конструктора-машиностроителя / под ред. В.И. Анурьева. 6-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1982. Т.1. 576 с.
4. Геллер Ю.А. Стенд для исследования рабочих органов землеройных машин: пат. 2239689, Рос. Федерация. Бюл. № 31. 9 с.
5. Ахназарова С.А., Кафаров В.В. Оптимизация эксперимента в химии и химической технологии. М.: Высш. школа, 1978. 319 с.
6. Баловнев В. И. Моделирование процессов взаимодействия со средней рабочих органов дорожно-строительных машин. М.: Машиностроение, 1994. 432 с.
7. Геллер Ю.А. Создание эффективной техники на примере машин для специальных земляных работ, действующих по принципу замыкания динамических нагрузок на рыхлительном оборудовании и грунте: моногр. Чита: ЗабГУ, 2011. 217 с.
8. Безручко Н.П., Геллер Ю.А., Киричек А.А. Рыхлитель для разработки мерзлых и прочных грунтов: а.с. 994650 СССР. Бюл. № 5. 4 с.
9. Геллер Ю.А., Киричек А.А., Безручко Н.П., Круглов Г.Р. Рыхлитель: а.с. 1016445 СССР. Бюл. № 17. 4 с.
10. Геллер Ю.А. Вибрационный рыхлитель: пат. 2222669 Рос. Федерация. Бюл. № 3. 5 с.
11. Геллер Ю.А. Рыхлитель с пружинным аккумулятором энергии двухстороннего действия: положительное решение на выдачу пат. по заявке Рос. Федерации 2010146238. Приоритет от 12.11. 2010.
12. Геллер Ю.А. Рыхлитель с жидкостным аккумулятором энергии двухстороннего действия: Заявка на предполагаемое изобретение. Рос. Федерация 2012146238. Приоритет от 23.04. 2012.
13. Geller U.A. ENERGY-SAVING CLASS OF THE MACHINES, WHICH ACCORDING TO THE PRINCIPLE OF CLOSING DYNAMIC LOADS ON THE LOOSENING EQUIPMENT // China

References

1. Geller Yu.A. Dynamic model of a ripper equipped with an energy storage device // Sistemy. Metody. Tehnologii. 2012. Vyp.1 (13). S. 28-32.
2. Panovko Ya.G. Introduction into the mechanical oscillations theory. M.: Nauka, 1971. 240s.
3. Reference-book of a mechanical designer / pod red. V.I. Anur'yeva. 6-e izd., pererab. i dop. M.: Mashinostroeniye, 1982. T.1. 576 s.
4. Geller Yu.A. Patent 2239689 (RF), MKI 7 E 02 F 3/00, G01M 19/00. Test bench to study the operating members of earth-moving machines / Zayavitel' i patentoobladatel' Chit. gos. un.t. № 2002122136/03; Zayav. 13.08.02; Opubl. 10.11.04. Byul. №31. 9 s.: il.
5. Akhnazarova S.A., Kafarov V.V. Experiment optimization in chemistry and chemical technology/ M.: Vyssh. shkola, 1978. 319 s.
6. Balovnev V.I. Modeling of interaction processes between the environment and operating members of road-building machines: uchebn. posob. dlya studentov vuzov. M.: Vyssh. shkola, 1981. 335s.
7. Geller Yu. A. Effective machinery designing through the example of special earth-moving machines operating on the principle of the dynamic loads closure on ripper's equipment and soil: monogr. Chita: ZabGU, 2011. 217s.
8. N.P. Bezruchko, Yu.A. Geller, A.A. Kirichek (SSSR). A.s. 994650 SSSR, MKI3 E 02 F 5/30. Ripper to excavate in frozen and durable soils. № 2892665/29-03; zayavl.07.03.80; opubl.07.02.83, Byul. № 5. 4 s.: il.
9. Yu. A. Geller, A.A. Kirichek, N.P. Bezruchko, G.R. Kruglov (SSSR). A.s. 1016445 SSSR, MKI3 E 02 F 5/30. Ripper. № 3399226/29-03; zayavl.24.02.82; opubl. 07.05.83, Byul. №17. 4 s.: il.
10. Yu.A. Geller (RF). Patent 2222669 (RF), MKI 7 E 02 F 5/30. Vibrating ripper; zayavitel' i patentoobladatel' Chit. gos. un.t. № 2001114130; Zayav. 23.05.01; Opubl. 27.01.04. Byul. № 3. 5 s.: il.
11. Geller Yu.A. Ripper equipped with double-acting spring energy storage device; Polozhitel'noe reshenie na vydachu patenta po zayavke RU 2010146238. Prioritet ot 12.11. 2010.
12. Geller Yu.A. Ripper equipped with double-acting liquid energy storage device; Zayavka na predpolagaemoe izobretenie. RU 2012146238. Prioritet ot 23.04. 2012.
13. Geller U.A. Energy-saving class of the machines, which according to the principle of closing dynamic loads on the loosening equipment // China Science and Technology Review.- 哈爾濱 (哈爾濱)- 2011. – Vol. 10.– P. 29–30.

УДК 630.370.4

Динамические нагрузки на гусеничные лесопогрузчики при движении через препятствие

В.Ф. Полетайкин¹

¹Сибирский государственный технологический университет, пр. Мира, 82, Красноярск, Россия. E-mail: poletaikin_vf@mail.ru
Статья поступила 02.03.2012, принята 05.09.2012

Рассмотрены внешние динамические нагрузки на корпус базового трактора и рабочее оборудование гусеничных лесопогрузчиков классов грузоподъемности 25, 35, 63 кН. При движении через препятствия одновременно двумя бортами под действием сил инерции масс в переносном движении возникают продольно-угловые колебания и связанные с ними внешние динамические нагрузки в продольно-вертикальной плоскости. При движении через препятствие одним бортом возбуждаются поперечно-угловые колебания и внешние нагрузки в боковом направлении. При анализе указанных нагрузок принималось допущение о движении лесопогрузчика через препятствия косинусоидального профиля. Возникающие при этом внешние нагрузки (входные сигналы) изменяются по этому же закону. При рассмотрении линейных динамических систем, подчиняющихся принципу суперпозиции, принимается положение о том, что нагрузки на выходе системы (выходные сигналы) изменяются во времени по закону изменения входных воздействий (входных сигналов), но отличаются по частоте и сдвинуты по фазе на

некоторый угол. Таким образом, полученные результаты позволяют выполнять анализ динамических нагрузок на элементы конструкции лесопогрузчиков.

Ключевые слова: лесопогрузчики гусеничные, корпус, рабочее оборудование, динамические нагрузки

Dynamic load on caterpillar loggers when moving through obstacles

V.F. Poletaykin¹

¹Siberian State Technological University, 82 Mira av., Krasnoyarsk, Russia. E-mail:poletaikin_vf@mail.ru
The article received 02.03.2012, accepted 05.09.2012

The external dynamic loads on the top utility tractor case and the caterpillar loggers operational equipment of 25, 35, 63 kN load-carrying capacity classes have been considered. When moving through obstacles with both sides simultaneously, pitching fluctuations and external dynamic loads caused by them arise in the longitudinal-vertical plane under the influence of the mass inertia forces in transport motion. When moving through obstacles with one side, the lateral rolling fluctuations and external loads are excited. Analyzing the mentioned loads, the assumption of a logger movement through cosine-type obstacles was accepted. The arising external loads (input signals) change under the same law. When considering the linear dynamic systems conforming to a superposition principle, the proposition that loads on the system output (output signals) change in time under the law of input action change (input signals) but differ in their frequency and are phase-shifted at some angle is assumed. Thus, the obtained results make it possible to carry out the dynamic loads analysis on the loggers structural members.

Keywords: caterpillar loggers, case, operational equipment, dynamic loads.

Постановка задачи. При выполнении технологических операций погрузки (грузовой ход, разгон, остановка) возникают сложные динамические процессы взаимодействия элементов конструкции лесопогрузчика с предметом труда и опорной поверхностью. Так, при движении лесопогрузчика через препятствия одновременно двумя бортами возникают продольно-угловые колебания и связанные с ними динамические нагрузки в продольно-вертикальной плоскости. При движении через препятствие одним бортом возбуждаются поперечно-угловые колебания и нагрузки в боковом направлении.

В соответствии с принятой технологией погрузочных работ грузовой ход лесопогрузчика выполняется при вертикальном или близком к нему положении стрелы. Это диктуется необходимостью обеспечения достаточной продольной устойчивости, равномерного распределения силы тяжести машины и груза по опорной поверхности гусениц и, следовательно, создания меньшего удельного давления на грунт. Учет динамических нагрузок при проектировании лесопогрузчиков позволяет повысить надежность машин и эффективность их использования.

Динамические нагрузки на элементы конструкции гусеничных лесопогрузчиков при движении с грузом через препятствие. Динамические нагрузки в режиме грузового хода при проектировании могут быть учтены непосредственно в расчетах, если их значения установлены заранее, или введением в расчеты коэффициентов динамики (K_d), если известны статические, но не известны действительные значения динамических нагрузок.

Под коэффициентом динамики в данном случае понимается отношение динамической нагрузки к статической, т. е.

$$K_d = (P_d + P_{ст}) / P_{ст} = 1 + P_d / P_{ст}, \quad (1)$$

где P_d – динамическая нагрузка (сила, момент силы);
 $P_{ст}$ – статическая нагрузка.

На величину динамических нагрузок на элементы конструкции лесопогрузчика в процессе грузового хода и K_d оказывает влияние большое количество факторов. Наибольшее из них – скорость движения машины, высота препятствий, условия движения (коэффициенты сопротивления движению f и сцепления $\phi_{сц}$). Кроме этого, существенное значение имеют вид транспортируемого груза (хлысты, сортименты), тип подвески корпуса трактора (жесткая, полужесткая, эластичная), жесткость рабочего оборудования.

Источником возбуждения вынужденных колебаний упругих элементов лесопогрузчика являются силы инерции масс в переносном движении, т. е. силы инерции, возникающие при движении через препятствие. Указанные силы, возбуждая относительные перемещения масс при динамических деформациях в процессе упругих колебаний элементов конструкции, повышают общий уровень нагруженности конструкции.

На рис. 1 представлена расчетная схема для определения сил инерции масс и их моментов в переносном движении в продольно-вертикальной плоскости при перемещении гусеничного лесопогрузчика через препятствие одновременно двумя бортами.

Силы инерции масс m_i в переносном движении и их моменты относительно оси заднего балансира ходовой системы лесопогрузчиков трех классов грузоподъемности (25, 35, 63 кН) определялись по основным уравнениям динамики:

$$\begin{aligned} Q_i(t) &= m_i h_i''(t); \\ M_i(t) &= J_i \varepsilon, \end{aligned} \quad (2)$$

где $h_i''(t)$ – ускорение масс в переносном движении; $h_i(t)$ – перемещение центров масс в переносном движении при переезде препятствия; J_i – моменты инерции масс относительно оси заднего балансира; $\varepsilon = \ddot{\alpha}(t)$ – угловое ускорение центров масс; $\alpha(t)$ – угол поворота (угловое перемещение) корпуса трактора относительно оси заднего балансира (рис. 1).

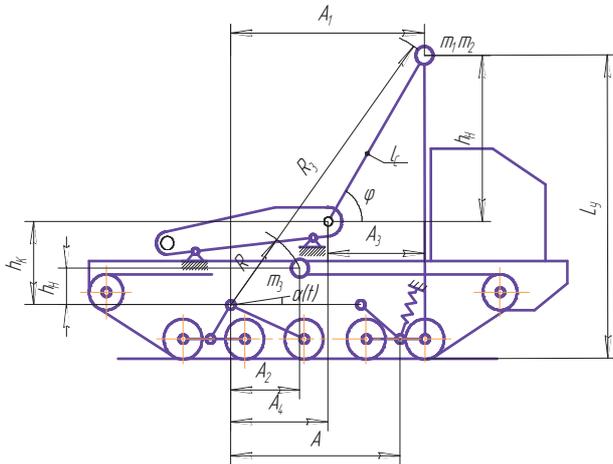


Рис. 1. Расчетная схема определения сил инерции масс при движении лесопогрузчика через препятствие: m_1, m_2 – массы рабочего оборудования и груза, приведенные к концу стрелы; m_3 – поддресоренная масса трактора и неподвижных частей рабочего оборудования; R, R_3 – радиусы инерции масс; l_c – длина стрелы; $\alpha(t)$ – угловое перемещение корпуса трактора.

При определении $h_i(t)$ и $h_i''(t)$ исходим из допущения о том, что машина движется по неровностям пути косинусоидального профиля, который описывается выражением вида:

$$h(t) = \frac{h_{\max}}{2} (1 - \cos 2\pi vt / L), \quad (3)$$

где $h(t)$ – текущее значение высоты препятствия; v – скорость движения машины; L – длина препятствия; t – время движения машины через препятствие.

Вынужденные колебания в этом случае являются следствием кинематического возбуждения и действия сил инерции масс в переносном движении. Скорость переносного (вертикального) перемещения – $h'(t)$, ускорение – $h''(t)$.

Угловые перемещения масс в переносном движении $\alpha(t)$, выраженные через вертикальные $h(t)$ и размеры ходовой системы (рис. 1), определялись по выражению:

$$\alpha(t) = h(t)K_{II} / A,$$

где A – база трактора; K_{II} – коэффициент, учитывающий влияние размеров звеньев кинематики ходовой системы трактора на вертикальные перемещения масс при движении через препятствие.

По физическому смыслу коэффициент K_{II} представляет собой передаточное число кинематической схемы ходовой системы (таблица 1)

На рис. 2 показана схема ходовой системы трактора ТТ-4М (базы лесопогрузчиков класса 35...42 кН), в таблице 2 – размеры звеньев кинематики.

Момент силы инерции массы m_1 в переносном движении

$$M_1(t) = (J_{C_1} + m_1 R_3^2) \ddot{\alpha}(t). \quad (4)$$

При $A_1 > A_4$ (рис. 1 – наклонное положение стрелы):

$$R_3^2 = A_1^2 + (h_k + h_n)^2. \quad (5)$$

Здесь

$$h_n = \sqrt{l_c^2 - (A_1 - A_4)^2},$$

где J_{C_1} – центральный момент инерции массы m_1 .

Угол поворота системы относительно оси заднего балансира при движении через препятствие:

$$\alpha(t) = h(t)K_{II} / A.$$

Таблица 1

Значения коэффициентов K_{II}

Пары опорных катков, интервалы времени t_i	Грузоподъемность лесопогрузчика, кН		
	25	35	63
1. $0 \leq t_1 \leq T$	$l_1 / l = 0,6176$	$l_1 / l = 0,6176$	$l_1 / l = 0,6176$
2. $T \leq t_2 \leq 2T$	$l_2 / l = 0,3823$	$l_2 / l = 0,3823$	$l_2 / l = 0,3823$
3. $2T \leq t_3 \leq 3T$	$l_2 / l = 0,3823$	$a_1 / \rho = 0,2363$	$0,5l / l = 0,5$
4.	$l_1 / l = 0,6176$	$\frac{l_2 b_1}{l \rho} = 0,292$	$\frac{0,5l}{l} = 0,5$
5. $4T \leq t_5 \leq 5T$	–	$\frac{l_1 b_1}{l \rho} = 0,4716$	$l_2 / l = 0,3823$
6. $5T \leq t_6 \leq 6T$	–	–	$l_1 / l = 0,6176$

Таблица 2

Размеры звеньев кинематики ходовой системы трактора ТТ-4М, м

l	l_1	l_2	b_1	a_1	ρ	ρ_1	α	C
0,68	0,42	0,26	0,84	0,26	1,1	0,335	43°	0,211

Таблица 3

Значения $Q_i(t)$, $M_i(t)$ в интервалы $0 \leq t_i \leq 6T$

Обозначения величин	Интервалы времени t_i					
	0-T	T-2T	2T-3T	3T-4T	4T-5T	5T-6T
<i>Кл. 25кН</i>						
$Q_1(t)$, кН	18,657	11,54	11,54	18,65	–	–
$Q_2'(t)$	8,634	5,344	5,344	8,643	–	–
$Q_2''(t)$	16,672	10,32	10,32	16,67	–	–
$Q_3(t)$	25,713	16,91	16,91	25,71	–	–
$M_1(t)$, кНм	77,959	48,25	48,25	77,95	–	–
$M_2'(t)$	35,949	22,2	22,25	35,94	–	–
$M_2''(t)$	69,42	42,97	42,97	69,42	–	–
$M_3(t)$	43,786	26,1	27,10	43,78	–	–
<i>Кл. 35 кН</i>						
$Q_1(t)$, кН	26,166	16,8	10,39	12,84	20,74	–
$Q_2'(t)$	9,696	6,001	3,709	4,584	7,246	–
$Q_2''(t)$	21,498	13,70	8,225	10,16	16,41	–
$Q_3(t)$	23,2	14,3	8,876	10,96	16,71	–
$M_1(t)$, кНм	135,35	87,7	51,78	63,99	103,9	–
$M_2'(t)$	48,188	29,8	18,43	22,78	36,79	–
$M_2''(t)$	105,943	66,13	40,87	50,51	81,58	–
$M_3(t)$	42,283	28,65	17,708	21,882	35,342	–
<i>Кл. 63 кН</i>						
$Q_1(t)$, кН	22,78	14,1	18,44	18,44	14,1	22,78
$Q_2'(t)$	13,78	8,53	11,15	11,15	8,53	13,78
$Q_2''(t)$	26,53	16,42	21,48	21,48	86,42	26,53
$M_1(t)$, кНм	124,64	77,15	200,9	100,9	77,15	124,64
$M_2'(t)$	75,140	46,51	60,83	60,83	46,51	75,124
$M_2''(t)$	144,67	89,55	117,12	117,12	89,55	144,67

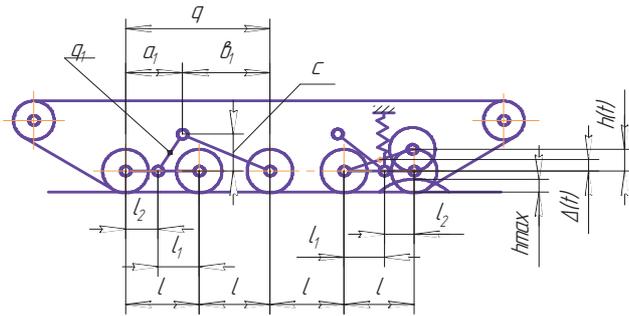


Рис. 2. Схема ходовой системы трактора ТТ-4М.

Угловое ускорение:

$$\ddot{\alpha}(t) = \varepsilon = \ddot{h}(t)K_{II} / A = \frac{2K_{II}h_{\max}\pi^2v^2}{AL^2} \cos \frac{2\pi vt}{L}. \quad (6)$$

Момент силы инерции:

$$M_3(t) = (J_{C_3} + m_3R^2)\ddot{\alpha}(t). \quad (7)$$

J_{C_3} – центральный момент инерции массы m_3 .

Моменты сил инерции масс m_2, m'_2, m''_2 определяются аналогично.

При движении лесопогрузчиков с хлыстами или деревьями колебания верхней и комлевой частей пакета создают дополнительные нагрузки

$Q'_2(t), Q''_1(t), M'_2(t), M''_2(t)$, которые определяются по формулам, аналогичным (1) – (7). Максимальные значения сил и моментов сил при движении лесопогрузчика через препятствия различными опорными катками, полученные в результате исследований, приведены в таблице 3.

Данные таблицы 3 показывают, что в режиме грузового хода при переезде препятствий на элементы конструкции лесопогрузчиков действуют значительные внешние динамические нагрузки. Наибольшие их значения наблюдаются при переезде препятствий крайними опорными катками. Это обусловлено особенностью

конструкции ходовых систем базовых тракторов: крайние опорные катки установлены на меньших плечах относительно оси вращения балансиров, что снижает плавность хода машины и, соответственно, увеличивает динамические нагрузки на машину.

Данные нагрузки являются внешними возмущающими воздействиями на элементы динамической системы лесопогрузчика (входными сигналами) и обуславливают упругие колебания. Закон изменения их во времени детерминирован и определяется функцией профиля преодолеваемых препятствий (косинусоидальный).

При исследовании и расчетах линейных динамических систем, подчиняющихся принципу суперпозиции, принимается положение о том, что нагрузки на выходе системы (выходные сигналы) изменяются во времени по закону изменения входных воздействий (входных сигналов), но отличаются по частоте и сдвинуты по фазе на некоторый угол. Указанные отличия определяются параметрами динамических систем (массами, коэффициентами жесткости, демпфирующими сопротивлениями).

Таким образом, полученные результаты позволяют выполнять анализ динамических нагрузок на элементы конструкции лесопогрузчиков трех классов грузоподъемности с учетом влияния ряда факторов (размеров препятствий L , h_{\max} , скорости движения машины, вида транспортируемого груза и других).

Литература

1. Александров В.А. Моделирование технологических процессов лесных машин: моногр. М.: Экология, 1995. 257 с.
2. Полейкин В.Ф. Прикладная механика лесных подъемно-транспортных машин: моногр. Красноярск: СибГТУ, 2010. 247 с.

References

1. Aleksandrov V. A. Modeling of technological processes of forestry machinery: monogr. M: Ekologiya, 1995. 257 s.
2. Poletaykin V. F. Applied mechanics of wood hoisting-and-transport machines: monogr. Krasnoyarsk: SibGTU, 2010. 247 s.