

## ДИНАМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ЗЕМЛЕРОЙНО-ТРАНСПОРТНЫХ И ПОГРУЗОЧНЫХ МАЛОГАБАРИТНЫХ МАШИН

*Гудович М.И., Мурзахметова У.А., Сабралиев Н.С., Бельдибеков Е.Е.*

*Казахская автомобильно-дорожная академия им. Л.Б. Гончарова, г. Алматы*

**Ключевые слова:** землеройно-транспортные машины, малогабаритные погрузчики, бульдозеры, предохранительное устройство, деформация, динамические показатели.

**Аннотация.** Приведена методика расчета основных динамических показателей работы землеройно-транспортных машин (на примере бульдозера и малогабаритного коротко базового погрузчика). Даны результаты расчета по данной методике упругих деформаций предохранительных устройств, встраиваемых в рабочие органы бульдозеров и малогабаритных погрузчиков при упоре ими во время работы в жесткое препятствие.

## DYNAMIC INDICATORS OF WORK OF DIGGING AND TRANSPORT AND LOADING COMPACT CARS

*Gudovich M.I., Murzakhmetova U.A., Sabraliyev N.S., Beldibekov E.E.*

*Kazakh automobile and road academy of L.B. Goncharov, Almaty*

**Keywords:** earthmoving machines, small loaders, bulldozers, safety device, deformation, dynamic performance.

**Abstract.** The method of calculation of the main dynamic indicators of work of earthmoving transport machines (on the example of a bulldozer and a small-sized short base loader) is given. The results of the calculation according to this method, the elastic deformation of the safety devices built into the working bodies of small-sized bulldozers and loaders when you focus them during the hard obstacle.

В настоящее время на земляных работах применяются землеройно-транспортные машины (бульдозеры, скреперы и т.п.). Все шире на них применяют также коротко базовые малогабаритные погрузчики с бортовым поворотом, оснащенные ковшом специальной конструкции. Общей принципиальной особенностью этих средств механизации является реализация движущей силы, необходимой для копания, в результате взаимодействия с грунтом их ходовых устройств.

Нагрузки, возникающие при встрече рабочих органов данных машин с жестким препятствием могут быть весьма значительными, и их обычно относят к числу случайных нагрузок, т.е. совокупности самого неблагоприятного сочетания действующих сил. Поэтому необходимо предохранять от поломок наиболее ответственные и дорогостоящие детали рассматриваемых машин.

Работа землеройно-транспортной машины и малогабаритного погрузчика со специальным землеройным рабочим органом сопровождается формированием специальных динамических процессов. Поэтому следует рассматривать динамические показатели работы этих машин в процессе внедрения рабочего органа в разрабатываемую среду и упора в жесткое препятствие.

При составлении расчетных схем для определения динамических нагрузок, действующих на элементы землеройно-транспортной машины, необходимо знать жесткости препятствий и рабочего оборудования. К непреодолимым препятствиям относятся: массив мерзлого грунта, пни, камни, балки, сваи и т.п. Жесткости препятствий, встречающихся при работе данных машин, и металлоконструкции их навесного рабочего оборудования определяются экспериментально с учетом деформации самого препятствия и грунта, в котором оно находится [1].

Снижение жёсткости металлических конструкции рабочего оборудования землеройной машины может быть осуществлено путем введения специальных упругих элементов. Такими элементами могут быть пружины или торсионы, встроенные в металлическую конструкцию машины по схеме последовательного соединения.

Рассмотрим методику определения упругих деформации предохранительных устройств, встраиваемых в рабочий орган землеройной машины. Для этого массу агрегата приводим к двум сосредоточенным: массе машины  $m$  и массе рабочего оборудования  $m_{p.o}$  с учетом приведенных жёсткостей металлоконструкции  $C$ , упругого элемента  $C_{у.э.}$  и препятствия  $A_n$ .

1. Результирующая нагрузка на рабочий орган машины:

$$P_{p.o} = T_{\phi} - P_o + P_{дин}, \quad (1)$$

где:  $T_{\phi} = mg\phi$  – сила сцепления;  $g$  – ускорение силы тяжести;

$\phi$  – коэффициент сцепления;

$P_o = mgf$  – начальное сопротивление движению машины;

$f$  – коэффициент сопротивления качению

$P_{дин} = v_H \sqrt{A_{II} m_{p.o}}$  – динамическая нагрузка на рабочий орган;

$v_H$  – скорость, соответствующая режиму максимальной мощности на первой передаче;

$A_{II}$  – интенсивность возрастания сопротивлений;

$m_{p.o}$  – масса рабочего органа.

2. Приведенная жесткость металлической конструкции машины с упругим элементом:

$$C_{МК} = \frac{(P_{p.o1} - T_{\phi} + P_o)}{v_H^2 m}, \quad (2)$$

где:  $P_{p.o1}$  – заданная предельная величина нагрузки, которую можно допустить для данного расчетного положения.

3. Считая препятствие весьма жестким, определяют общую приведенную жесткость металлоконструкции тяговой рамы с упругим элементом  $C$ :

$$\frac{1}{C} = \frac{1}{C_{МК}} - \frac{1}{C_{у.э.}} \quad (3)$$

Отсюда:  $C_{у.э.} = \frac{C \cdot C_{МК}}{C - C_{МК}}$  (4)

4. Упругая деформация предохранительного элемента

$$C_{у.э.} = \frac{P_{р.о1}}{C_{у.э}^d} \quad (5)$$

В качестве примера рассмотрим результаты расчета по приведенной методике основных нагрузок, действующих на бульдозер Д-159 (рис. 1) при работе в однородных грунтах, и величины упругой деформации предохранительного устройства.

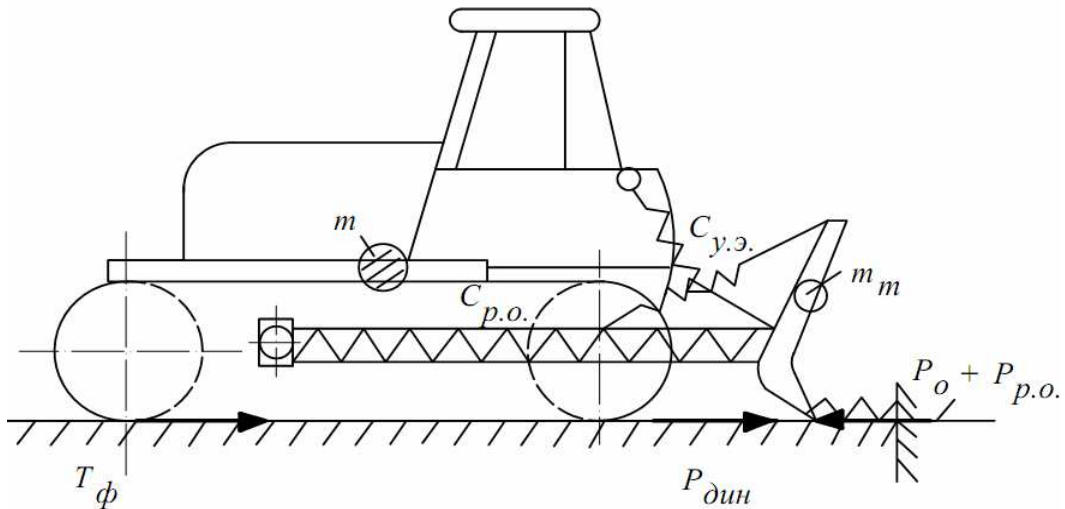


Рис. 1. Эквивалентная динамическая схема бульдозера

Исходные расчетные данные: масса трактора ДТ-54  $m_T = 5,4$  т; масса рабочего органа оборудования  $m_{p.o} = 0,95$  т; скорость  $v_H = 1,09$  м/с; коэффициенты: сцепления  $\phi = 0,8$ ; сопротивления качению  $f = 0,1$ ; расчетная максимальная интенсивность возрастания сопротивления копанью в однородных грунтах  $A = 95,5$  кН/м; жесткость рабочего оборудования  $C_{p.o} = 6200$  кН/м.

В результате расчета получено: по (1) результирующая нагрузка на рабочий орган машины  $P_{p.o} = 44$  кН, а динамическая нагрузка равна  $P_{дин} = 0,4$  кН. Жесткость абсолютно жесткого препятствия  $C = A_H = 6200$  кН/м. Жесткость предохранительного упругого элемента,

рассчитанная по формуле (4), равна  $C_{y.э} = 2160 \text{ кН/м}$ . Рассчитанная по (5) упругая деформация предохранительного устройства  $S_{y.э} = 0,121$ .

По приведенной выше методике нами проведен также расчет основных динамических показателей работы универсальных малогабаритных погрузчиков с бортовым поворотом (рис. 2).

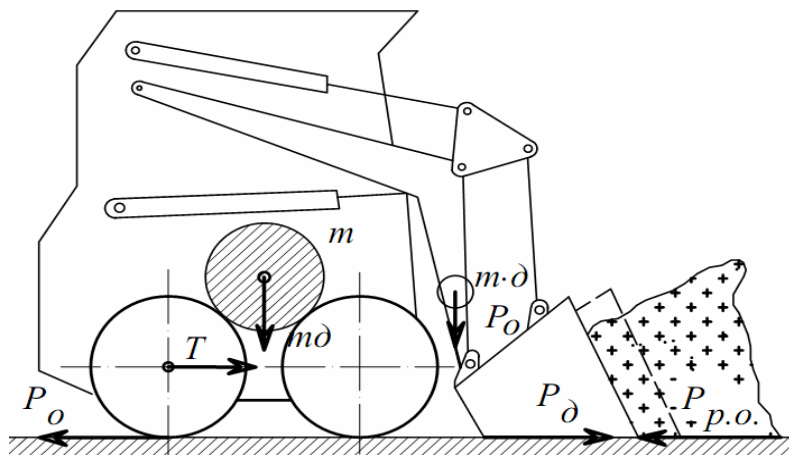


Рис. 2. Расчетная динамическая схема универсального малогабаритного погрузчика

Универсальные малогабаритные пневмоколесные погрузчики отличаются малой эксплуатационной массой и размерами. Одним из вариантов испытания погрузчиков данного типа может быть рабочее оборудование с ковшем, оснащенным специальными зубьями для разработки твердых грунтов.

Результаты расчета упругих деформации предохранительных устройств погрузчиков коротко базовых и традиционной конструкции при одинаковой (для каждой пары сопоставленных моделей) грузоподъемности приведены в таблице 1.

По данным таблицы 1. Можно установить, что коротко базовые погрузчики по сравнению с сопоставляемыми по грузоподъемности погрузчиками традиционной конструкции имеют меньшее значения тягового усилия, мощности двигателя, массы и транспортной скорости. Грузоподъемность коротко базовых погрузчиков составляет 21...28% от их массы, а традиционной конструкции – 13...21% от своей массы. Это расхождение можно объяснить меньшей высоты расположения центра тяжести первых (коротко базовых) машин по отношению к основанию, что позволяет при их применении получить сравнительно большую производительность.

Из таблицы 1 следует также, что максимальная упругая деформация предохранительного упругого элемента, вводимого в конструкцию рабочего оборудования малогабаритных коротко базовых погрузчиков, по сравнению с такими же элементами погрузчиков традиционной конструкции составляет

меньшую величину за счет большой приведенной жесткости металлоконструкции.

Табл. 1. Сопоставление технических параметров погрузчиков коротко базовых и традиционной конструкции

Параметры	ПУМ-500	ТО-19	ПУМ-600	ТО-31	МКСМ-800	ТО-15	ПУМ-1000	Д-380
Грузоподъемность $Q$ , кг	500	500	600	600	800	800	1000	1000
Вместимость ковша $V$ , м <sup>3</sup>	0,24... 0,38	0,28	1,0... 1,25	1,0	0,46	0,4	0,85	0,8
Тяговое усилие, $T_n$ , кН	11,6	19	13,5	15	14,25	19	18,5	28
Мощность двигателя $N$ , кВт	22,1	30	22,1	24	34	36,8	44	45,5
Транспортная скорость $v$ , км/ч	9	27	9	27	12	30	12	30
Масса погрузчика $m$ , кг	2400	3900	2700	3000	2850	3800	3700	5600
Масса рабочего оборудования, $M_{p.o.}$ , кг	700	820	800	900	850	950	900	1100
Относительная грузоподъемность $q = Q/m$	0,21	0,13	0,23	0,2	0,28	0,21	0,27	0,18
Деформация упругого элемента, $S_{y.э.}$ , см	7,84	9,0	7,9	9,3	8,2	9,5	8,6	9,7

**Выводы.** Расчетные формулы для определения нагрузок, возникающих на рабочих органах погрузчиков малогабаритных коротко базовых и традиционной конструкции при встрече с жесткими препятствиями большой массы, могут быть положены в основу определения максимальных случайных нагрузок, которые необходимо знать при расчетах машин на прочность. При этом использование выражения (1) обеспечивает достаточно точные результаты для использования в конструкторской практике.

Главными факторами, влияющими, на нагрузки, возникающие при встрече рабочих органов сопоставляемых по техническим параметрам погрузчиков с жесткими тяжелыми препятствиями, являются начальная скорость  $v_n$  движения, жесткость металлоконструкций  $C$  и масса машины  $m$ . Весьма существенную роль играет также сцепление с грунтом движителей погрузчиков, являясь фактором, предохраняющим машину от перегрузок.

Возможности ограничения динамических погрузок в рассмотренных расчетных условиях следует искать в снижении жёсткости силовой цепи, передающей усилия от движителей рабочему органу машины. Этого можно достигнуть введением упругого элемента в конструкцию рабочего органа погрузчика в виде пружинных или других систем, деформации которых достаточно велики для этой цели.

### Список литературы

1. Холодов А.М. Основы Динамики землеройно-транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1968. – 168с.
2. Гудович М.И., Косжанов Д.К. Методы повышения эффективности работы малогабаритных погрузчиков с бортовым поворотом // Материалы международной научно-практической конференции «Подготовка инженерных кадров в контексте глобальных вызовов XXI века» в рамках Сатпаевских чтений. – Алматы: КазНТУ, 2013. – С. 29-32.
3. Гудович М.И., Кульгильдинов Б.М. Сопоставление технических параметров строительных башенных и самоходных кранов // Труды международной научно-практической конференции «Механика и строительство транспортных сооружений». – Алматы: КазГАСА, 2010. – С. 370-374.
4. Беркман Л.И., Раннев А.В., Рейш А.К. Универсальные одноковшовые строительные экскаваторы. – М.: Машиностроение, 1994. – 304 с.
5. Крикун В.Я., Манасян В.Г. Расчет основных параметров гидравлических экскаваторов с рабочим оборудованием обратная лопата: учебное пособие. – М.: МИСИ, 2002. – 110 с.

### References

1. Holodov A.M. Bases of Dynamics of digging transport vehicles. – М.: Mechanical engineering, 1968. – 168 p.
2. Gudovich M.I., Koszhanov D.K. Methods of increase in efficiency of work of small-sized loaders with onboard turn // Materials of the international scientific and practical conference "Preparation of Engineering Shots in the context of Global Challenges of the 21st Century" into Satpayevsky readings. – Almaty: KazNTU, 2013. – P. 29-32.
3. Gudovich M.I., Kulgildinov B.M. Comparison of technical parameters of construction tower and self-propelled cranes // Works of the international scientific and practical conference "Mechanics and Construction Transport Construction". – Almaty: KazGASA, 2010. – P. 370-374.
4. Berkman L.I., Rannev A.V., Reysh A.K. Universal one ladle men construction excavators. – М.: Mechanical engineering, 1994. – 304 p.
5. Shouter V.Ya., Manasyan V.G. Calculation of key parameters of hydraulic excavators with the working equipment the return shovel: education guidance – М.: MISI, 2002. – 110 p.

#### Сведения об авторах:

#### Information about authors:

<b>Гудович Михаил Иванович</b> – к.т.н., доцент, профессор кафедры	<b>Gudovich Mikhail</b> – candidate of technical sciences, associated professor, professor of department
<b>Мурзахметова Ульбала Аскарбековна</b> – к.т.н., доцент, заведующий кафедрой, u_murzakhmetova@mail.ru	<b>Murzakhmetova Ulbala</b> – candidate of technical sciences, associated professor, head of department, u_murzakhmetova@mail.ru
<b>Сабралиев Нурлан Сабралиев</b> – к.т.н., доцент, профессор кафедры	<b>Sabraliyev Nurlan</b> – candidate of technical sciences, associated professor, professor of department
<b>Бельдибеков Ердос Еркинбекович</b> – преподаватель	<b>Beldibekov Erdos</b> – teacher
Кафедра «Транспортная техника и организация перевозок», Казахская автомобильно-дорожная академия им. Л.Б. Гончарова, Алматы	Department of Transport Technology and Organization of Transportations, Kazakh automobile and road academy of L.B. Goncharov, Almaty

Получена 25.03.2019