

# СТРОИТЕЛЬНЫЕ И ДОРОЖНЫЕ МАШИНЫ

CONSTRUCTION AND  
ROAD BUILDING MACHINERY

5/2015



**БЕЛАЗ**  
**BELAZ**

[www.belaz.by](http://www.belaz.by)

ТОРГОВЫЙ ДОМ

**БЕЛАЗ**

[www.tdbelaz.ru](http://www.tdbelaz.ru)

ИНФОРМАЦИЯ О НОВОЙ ТЕХНИКЕ  
«БЕЛАЗ» И «МОАЗ» БУДЕТ ТАКЖЕ  
ПРЕДСТАВЛЕНА ПОСЕТИТЕЛЯМ  
МЕЖДУНАРОДНОЙ ВЫСТАВКИ  
«СТРОИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИИ»  
Г. МОСКВА, КРОКУС-ЭКСПО, СТЕНД 14-670,  
2-6 ИЮНЯ 2015 ГОДА.



НОВЫЙ САМОСВАЛ ПОВЫШЕННОЙ  
ПРОХОДИМОСТИ МОАЗ-75035  
ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬЮ 50 ТОНН

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ  
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ  
ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ  
ЖУРНАЛ  
Зарегистрирован  
в Комитете РФ по печати.  
Рег. № 014898

Входит в перечень рецензируемых журналов,  
рекомендованных ВАК РФ

#### УЧРЕДИТЕЛИ

ЗАО «СТРОЙДОМАШ»  
ООО «СДМ-Пресс»  
ООО «КОНЦЕРН  
СТРОЙИНСТРУМЕНТ»

ИЗДАТЕЛЬ Лицензия ЛР № 071581  
ИЗДАТЕЛЬСТВО ТЕХНИЧЕСКОЙ  
ЛИТЕРАТУРЫ «СДМ-Пресс»

Генеральный директор  
Говоров А. Ю.

Главный редактор  
Оскерко В. Е.

Редакционный совет  
ГОВОРОВ А. Ю., ГОРБОВЕЦ М. Н.,  
ЮРИН В. А., КОРОБКИН В. А.,  
КРАВЧЕНКО И. Н., КУДРЯВЦЕВ Е. М.,  
КУЗИН Э. Н., ОСКЕРКО В. Е.,  
ПЛАВЕЛЬСКИЙ Е. П., ПРИМАК Л. В.,  
СЕРЯКОВ В. С., СМОЛЯНИЦКИЙ Э. А.,  
СУШКОВ С. И., ХМАРА Л. А.,  
ЩЕРБАКОВ В. Ф.

#### Почтовый адрес

Кому: ООО «СДМ-Пресс»  
Куда: а/я 248, Москва, 109147

Тел./факс: (499) 650-76-63, (903) 226-00-44,  
(905) 732-00-44  
E-mail: sdmpress@mtu-net.ru, sdmpress@bmail.ru  
http://www.sdmpress.ru

Компьютерная верстка издательства «СДМ-Пресс»  
Подписано в печать 15.04.2015.  
Формат 60 x 88 1/8.

Бумага мелованная.

Подписаться на журнал можно:

- в РЕДАКЦИИ;
- через ИНТЕРНЕТ ([www.sdmpress.ru](http://www.sdmpress.ru));
- в любом почтовом отделении по каталогам:
  - агентства «Урал-Пресс» (индекс журнала 70885Ж)
  - «ГАЗЕТЫ, ЖУРНАЛЫ» агентства «Роспечать» (индекс журнала 70885)
  - «ПОЧТА РОССИИ» (индекс журнала 12839)
  - «ПРЕССА РОССИИ» (индекс журнала 40767)

ЮРИДИЧЕСКУЮ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ  
за достоверность информации рекламы  
несет РЕКЛАМОДАТЕЛЬ

Внимание! Материал, опубликованный в журнале,  
охраняется законом РФ об авторском праве

Выпускающий редактор  
ХАРИТОНОВА С. В.

© ООО «СДМ-Пресс»,  
«Строительные и дорожные машины», 2015

# 5/2015

СТРОИТЕЛЬНЫЕ  
И ДОРОЖНЫЕ  
МАШИНЫ

CONSTRUCTION  
AND ROAD BUILDING  
MACHINERY

Издаётся с января 1956 г.



## СОДЕРЖАНИЕ

### ДОРОЖНЫЕ МАШИНЫ

- 2 Выбор бульдозерного оборудования и его основных характеристик для разных классов тракторов  
*Гусев С.А., Хайсаров Р.О.*
- 8 Дистанционно управляемые инженерные и дорожные машины  
*Корсунский В.А.*

### ОБОРУДОВАНИЕ ПРОМЫШЛЕННОСТИ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ

- 13 Факторы надежности энерготехнологических агрегатов для обжига вермикулита  
*Нижегородов А.И.*

### АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ

- 19 Автоматизация процесса перемешивания смесей с вяжущими компонентами  
*Ефремов И.М., Федоров В.С., Лобанов Д.В., Банищikov А.С., Банищikова Е.С.*

### СИЛОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

- 22 Оптимизация периодичности технического обслуживания и запаса элементов системы смазки двигателя  
*Чмиль В.П., Чмиль Ю.В.*

### ГИДРОПРИВОД

- 26 Математическая модель гравитационной жидкостно-газовой энергетической установки  
*Зенков И.Ф., Щербаков В.Ф., Демидова И.О.*

### ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- 29 Модель взаимодействия рабочих элементов смесительного оборудования с ударно-абразивной средой  
*Кравченко И.Н., Салаев Н.И., Бумарсков Д.А.*

### СТРОИТЕЛЬСТВО И СОДЕРЖАНИЕ ДОРОГ

- 34 Мировой опыт применения искусственных неровностей в виде шумовых полос  
*Юшков В.С., Кычкин В.И., Юшков Б.С., Бармин Н.Д.*

### ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ

- 38 Характеристика грунтовых условий эксплуатации строительной буровой техники  
*Бугаев В.Г., Ереско С.П., Бугаев И.В.*

### ИССЛЕДОВАНИЯ

- 42 Метод расчёта эксплуатационной производительности землеройно-планировочных машин  
*Ефремов А.Н.*
- 47 Метод расчёта грузоподъёмности пневмоколеса и прочности каркаса автошины транспортного средства  
*Тарасов В.Н., Бояркина И.В., Дегтярь В.В.*
- 52 Исследование влияния инерционной нагрузки рабочего оборудования экскаватора на формирование концентраций напряжений в его элементах  
*Кузнецова В.Н., Савинкин В.В., Яковлев В.Г.*

### ИНФОРМАЦИЯ

- 56 Анализ тенденций развития конструкций опорных катков гусеничного движителя  
*Копылов И.С.*
- 58 Техника холдинга «АМКОДОР»
- 62 Технические решения и изобретения
- 65 Обзор международной СДМ-информации
- 68 Информационный бюллетень цен на СДМ

Мнение редакции не всегда совпадает с мнением автора

# Исследование влияния инерционной нагрузки рабочего оборудования экскаватора на формирование концентраций напряжений в его элементах

**В.Н. КУЗНЕЦОВА,**

д-р техн. наук  
(СибАДИ),

**В.В. САВИНКИН,**

канд. техн. наук  
(Северо-Казахстанский  
государственный  
университет  
им. М. Козыбаева),

**В.Г. ЯКОВЛЕВ**

(ОО «Мехколонна-60»,  
Казахстан)

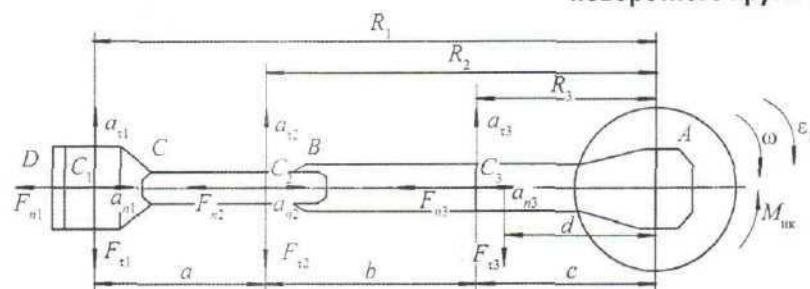
*По результатам исследований установлено, что наиболее энергозатратный период поворота платформы экскаватора приходится на её торможение. Авторами статьи обосновано влияние инерционной нагрузки оборудования экскаватора на долговечность механизма поворота его несущей платформы. Циклическая ударной нагрузки от сил и моментов инерции не только снижает долговечность механизма, но и повышает энергоёмкость рабочего процесса экскавации грунта.*

**Ключевые слова:** инерционная нагрузка, надёжность, угол поворота.

**Диапазон изменения циклической нагрузки существенно зависит от режимов функционирования рабочего оборудования экскаватора, а также суммы сил и моментов, возникающих в разные периоды экскавации грунта, в том числе при повороте соответствующей платформы.**

**Проведём исследования действующих угловых и касательных ускорений во втором приближении при безусловном учёте инерционных нагрузок, возникающих при вращении поворотной платформы экскаватора, и оценим их влияние на концентрацию внутренних напряжений контакта и изгиба в зацеплении «ведущая шестерня редуктора привода – венец поворотного круга».**

Рис. 1. Схема действия инерционной нагрузки на основные элементы РО экскаватора (вид сверху)



**П**онимание структуры и принципа влияния множества технических, технологических и эксплуатационных факторов на энергоёмкость процесса экскавации грунта позволит расширить горизонт моделирования многих конструктивно-технологических систем с эффективной эксплуатацией строительно-дорожной техники. Несмотря на наличие множества работ с адекватными результатами, исследователям не удалось чётко сформулировать закон изменения нагрузки в разные временные интервалы поворота платформы, объяснить потери значительной доли энергии гидропривода платформы и механизм формирования эффективной мощности кинематически связанных элементов зацепления.

Результаты исследования должны определить наиболее нагруженный интервал работы поворотной платформы и охарактеризовать переходные процессы при высоких скоростях формирования удельных энергетических составляющих. Составим обобщённую расчётную схему действия инерционных нагрузок рабочего оборудования (РО) и поворотного круга экскаватора (рис. 1) [1]. В связи с тем, что платформа экскаватора и РО уравновешены и сбалансированы заводом-изготовителем, центры вращения РО и круга графически совмещены. В соответствии с рис. 3, приведённым в работе [2], и с учётом конечных преобразований уравнений моментов и сил, получим плечи:

$$a = \frac{I_{DC} \cos \alpha_2}{2} + \frac{2I_{BC} \cos \alpha_3}{3};$$

$$b = \frac{I_{BC} \cos \alpha_3}{3} + \frac{I_{BE} \cos \alpha_4 + I_{AE} \cos \alpha_2}{2};$$

$$c = \frac{I_{BE} \cos \alpha_4 + I_{AE} \cos \alpha_2}{2}.$$

Кинематическими параметрами являются угол  $\varphi$  поворота платформы с РО и время  $T_{пов}$

поворота, которое можно представить в виде суммы времени трёх основных периодов при выполнении технологического цикла экскавации грунта:

$$T_{\text{пов}} = t_1 + t_2 + t_3,$$

где  $t_1$  – время разгона поворотной платформы;  $t_2$  – время равномерного её вращения при установившейся скорости;  $t_3$  – время торможения до полной остановки.

Время  $t_2$  не рассматриваем, так как в этом интервале касательных ускорений нет. Остальные динамические параметры исследуем в конце времени разгона (экстремальная точка временного периода  $dt$ ).

Угол поворота платформы с РО определим из состояния покоя (угловая скорость  $\omega_0 = 0$ ):

$$\varphi = \frac{\varepsilon_1 t_1^2}{2}.$$

В момент разгона платформы возникает угловое ускорение, влияющее на динамические нагрузки:

$$\varepsilon_1 = \frac{2\varphi}{t_1^2}.$$

На пограничном интервале времени между разгоном и установившимся движением платформы определим угловую скорость в конце периода разгона:

$$\omega = \varepsilon_1 t_1.$$

Имеющиеся силы тяжести не влияют на расчёт, так как находятся в плоскости, перпендикулярной плоскости силового расчёта. Определим нормальные  $F_{ni}$  и касательные  $F_{ti}$  силы инерции с учётом масс ковша  $m_1$ , рукояти  $m_2$  и стрелы  $m_3$ .

*Нормальные силы инерции*, действующие на поворотную платформу:

$$F_{n1} = m_1 a_{n1}; F_{n2} = m_2 a_{n2}; F_{n3} = m_3 a_{n3},$$

где  $a_{n1}$ ,  $a_{n2}$  и  $a_{n3}$  – нормальные составляющие ускорений центров масс, определяемые как произведение угловой скорости  $\omega^2$  на радиус поворота  $R_i$  каждого элемента РО:  $a_{ni} = \omega^2 R_i$ .

*Касательные силы инерции*, действующие на поворотную платформу:

$$F_{t1} = m_1 a_{t1}; F_{t2} = m_2 a_{t2}; F_{t3} = m_3 a_{t3},$$

где  $F_{t1}$ ,  $F_{t2}$  и  $F_{t3}$  – касательная сила инерции, приложенная соответственно к центру тяжести ковша, в смещённом центре тяжести участка СВ стрелы и к центру тяжести треугольника эпюры сил инерции по длине стрелы (в прямоугольном треугольнике

центр тяжести приходится на  $1/3$  катета);  $a_{t1}$ ,  $a_{t2}$ ,  $a_{t3}$  – касательные составляющие ускорений, определяемые как  $a_{ti} = \varepsilon_i R_i$ .

*Собственный момент инерции поворотного круга*

$$M_{\text{и}} = \varepsilon_1 J_s; J_s = \frac{mr^2}{2},$$

где  $r$  – радиус делительной окружности зубчатого колеса поворотной платформы.

*Касательные составляющие ускорений* определим как  $a_{ti} = \varepsilon_i R_i$ .

$$R_1 = a + b + c; R_2 = b + c; R_3 = c.$$

Исследованные значения действующих сил и моментов инерции в каждый момент времени поворота платформы  $t_1$ ,  $t_2$ ,  $t_3$  позволяют определить критические углы поворота, а результаты анализа этих углов – закон распределения динамической нагрузки и энергоёмкость такта в интервале  $dt$ . Критическими моментами времени являются время ускорения  $t_1$  и торможения  $t_3$ . На поворот платформы экскаватора затрачивается  $T_{\text{пов}} \approx 7,4$  с. Полезная работа гидромотора совершается 2,8–3 с из 7 с общего времени работы. Всё остальное время затрачивается на расход мощности гидропривода при разгоне и практически сразу же на торможение платформы. В этом случае рабочий процесс энергонасыщается в момент торможения платформы, когда к касательной силе инерции поворотной платформы добавляется негативное влияние сил инерции и угловых скоростей РО с соответствующей массой грунта.

При угле поворота платформы  $\varphi = 70$ – $180^\circ$  механизмы обеспечивают получение оптимальной мощности, при  $\varphi < 60^\circ$  в момент разгона используется лишь 0,6–0,7% мощности, и скорость поворота платформы экскаватора при заданных параметрах не достигает максимальных значений вследствие необходимости её торможения. Сокращение времени поворота на выгрузку за счёт увеличения скорости разгона и торможения может быть достигнуто увеличением мощности гидронасосной установки экскаватора [3, 4]. Полученная экономия времени в каждом цикле 0,3–0,5 с потребует увеличения мощности его силовой энергетической установки на 25–30%. Для улучшения технико-экономических показателей работу проводят при разном угле наклона стрелы.

Вследствие изменения инерционных масс изменяется и время поворота платформы экскаватора на выгрузку.

Общее сокращение времени цикла работы и увеличение производительности должно быть осуществлено за счёт уменьшения угла поворота. Одновременно возрастает удельная энергоёмкость рабочего процесса и степень влияния сил сопротивлений на загрузённость кинематических пар поворотного механизма несущей платформы экскаватора.

В процессе постоянно действующих циклически изменяющихся нагрузок возрастают усталостные напряжения на кон-

тактных поверхностях зубьев шестерён (рис. 2). В результате происходит выкрашивание или облом зуба (рис. 3). Отсутствие хотя бы одного зуба на венце соответствующего колеса поворотного круга несущей платформы экскаватора увеличивает свободный ход шестерни редуктора её привода. Действие ударной силы на последующий зуб значительно увеличивается.

Совокупность указанных факторов резко снижает долговечность и безотказность работы, увеличивая энергоёмкость процесса при низкой производительности [4]. Решить эту проблему путём совершенствования гидроэлементов привода технически сложно, её также усугубляет слишком короткое время работы в указанных периодах технологического цикла. Вследствие этого *разработка энергоэффективного привода поворота несущей платформы становится актуальной*.

На рис. 4 приведены зависимости напряжений  $\sigma_{изг}$  изгиба, действующих в паре зацепления ведущей и ведомой шестерни механизма поворота, от времени работы редуктора в такте поворота. В режиме разгона и ускорения напряжения изгиба и контакта начинают стремительно возрастать при  $t_1 = 1,3$  с. В конце ускорения пик напряжений достигает  $\sigma_{изг} = 900\text{--}1000$  МПа на ведущей шестерне и  $\sigma_{изг} = 800$  МПа на ведомой. Период времени от 1,3 до 3,2 с характеризует момент установившегося скоростного режима  $t_2$  и описывает процесс работы редуктора за счёт сил инерции. Циркуляция рабочей жидкости происходит за счёт вращения вала редуктора. В этот момент наблюдается смягчение условий работы, так как напряжение изгиба незначительно снижается до  $\sigma_{изг} = 960$  МПа. В конце периода торможения, происходящего за время  $t_3 = 1,66$  с, наблюдается резкое возрастание напряжения изгиба до  $\sigma_{изг} = 1700\text{--}1800$  МПа, приходящегося на ограниченную зубом шестерни контактную поверхность (см. рис. 2).

При рассмотрении тех же процессов, но при пустом ковше, наблюдается аналогичная динамика всплесков напряжений  $\sigma_{изг}$ , однако крутизна графика больше, и в момент торможения напряжения изгиба  $\sigma_{изг}$  больше, хоть и незначительно. Это объясняется тем, что время разгона  $t_1$  и время торможения  $t_3$  поворотной платформы с пустым ковшом

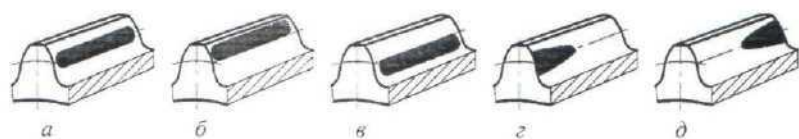


Рис. 2. Распределение пятна контакта при реализации циклических нагрузок в переходных процессах:

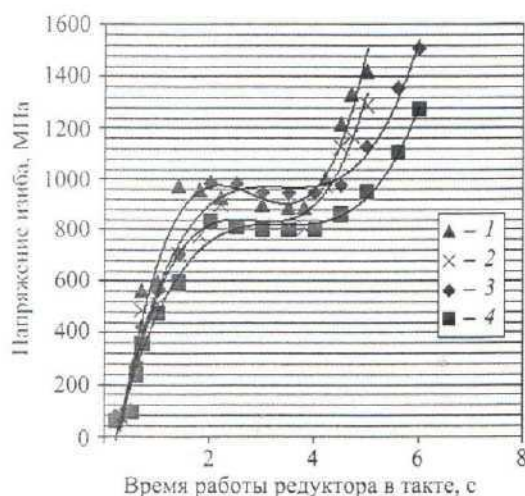
а – правильное зацепление; б и в – межцентровое расстояние увеличено и уменьшено; г, д – оси валов перекошены

Рис. 3. Венец зубчатого колеса поворотного круга экскаватора ОП-1600.3.2.14.2Р У1 с обломленными зубьями



Рис. 4. Зависимости напряжений изгиба, действующих в кинематической паре зацепления, от времени работы редуктора в такте:

1 и 3 – ведущая шестерня при пустом и загруженном ковше; 2 и 4 – ведомая шестерня при пустом и загруженном ковше



сокращается соответственно до 1,5 и 1,06 с. Таким образом, увеличение значений касательных сил инерции и удельной окружной силы приводит к возникновению высоких динамических нагрузок в зацеплении кинематической пары.

Учитывая существенные значения  $\sigma_{\text{н}}$  при суммарном значении времени  $t_1$  и  $t_3$  (что составляет 2/3 работы механизма поворота), можно утверждать, что основная часть совершаемой работы  $A_p$  направлена на преодоление сил сопротивления в зацеплениях кинематической цепи привода. Исследуемое явление объясняет низкий коэффициент полезного действия (КПД) механизма поворота платформы  $\eta = 0,6-0,65$ , который не совпадает с предписываемым в технической документации заводом-изготовителем значением  $\eta = 0,85-0,9$ .

Корреляционные кривые, приведённые на рис. 4, описывают закон изменения напряжений  $\sigma_{\text{н}}$  изгиба в функции времени и соответствующих ему сил сопротивления. Вследствие сложности распределения значений в интервале времени закономерность представлена полиномом третьей степени. Корреляционная зависимость для ведущей шестерни при загруженном ковше представлена в виде  $\sigma_{\text{н}} = 32,185t_i^3 - 324,45t_i^2 + 1082,8t_i - 226,09$ ; для ведомой шестерни при загруженном ковше  $\sigma_{\text{н}} = 26,086t_i^3 - 264,75t_i^2 + 893,63t_i - 182,17$ ; для ведущей шестерни при пустом ковше  $\sigma_{\text{н}} = 72,307t_i^3 - 609,75t_i^2 + 1627,4t_i - 422,69$ ; для ведомой шестерни при пустом ковше  $\sigma_{\text{н}} = 53,134t_i^3 - 451,09t_i^2 + 1258,8t_i - 318,59$ .

#### Выводы:

- наиболее энергозатратный период поворота несущей платформы экскаватора приходится на её торможение. Из общего объёма затраченной энергии на поворот платформы порядка 45% расходуется на полезную работу, остальная часть – на преодоление сопротивлений, вызванных угловым ускорением, касательными силами инерции, действующими на поворотную платформу и каждый элемент размещённого на ней РО, и собственных моментов их инерции;

- в процессе эксплуатации РО экскаватора под действием указанных сил и моментов образуется ударная нагрузка

циклического характера. Последствия таких нагрузок выражаются в виде превышающих допустимые значения напряжений контакта и изгиба, приводящих к облому зубьев в кинематической паре зацепления механизма поворота несущей платформы;

- предложенные корреляционные зависимости описывают изменение физических процессов и их основных параметров в наиболее нагруженных элементах РО, соответствующих переходным режимам работы поворотной платформы экскаватора.

Главное достоинство полученных зависимостей в том, что происходит чёткое разграничение степени энергоёмкости протекающих рабочих процессов за короткий промежуток времени.

#### Список литературы

1. Тарасов В.Н., Бояркина И.В., Коваленко М.В. Применение методов аналитической механики при проектировании строительных машин // Строительные и дорожные машины. 2003. № 1. С. 28–30.
2. Кузнецова В.Н., Савинкин В.В. Обеспечение энергоэффективности разработки грунта за счёт оптимизации углов позиционирования рабочего оборудования экскаватора // Строительные и дорожные машины. 2015. № 3. С. 44–47.
3. Кузнецова В.Н., Савинкин В.В. Обоснование критериев оценки эффективности экскаватора Komatsu PC300 // Строительные и дорожные машины. 2014. № 3. С. 9–12.
4. Шестаков В.С. Эффективность внутренней рекуперации энергии гидравлических экскаваторов // Новые технологии. Горное оборудование и электромеханика. М.: Машиностроение, 2010. № 5. С. 17–21.

*By researches it is established that the most energy-intensive period of turn of a platform is the share of its braking. Authors of article proved influence to inertial load of the equipment of the excavator of durability of the mechanism of turn of a platform. Recurrence of shock loading from forces and the moments of inertia not only reduces durability of the mechanism, but also increases power consumption of a step.*

**Keywords:** inertial loading, reliability, angle of rotation.