

СТРОИТЕЛЬНЫЕ И ДОРОЖНЫЕ МАШИНЫ

CONSTRUCTION AND
ROAD BUILDING MACHINERY

3 / 2015

СА М



СТРОИТЕЛЬНЫЕ И ДОРОЖНЫЕ МАШИНЫ

Научно-
технический
журнал

распространяется ежемесячно
по подписке в России и за рубежом

Подписка на I полугодие 2015 года
оформляется с любого номера
журнала и на любой срок

Для этого передайте редакции заказ на подписку
с указанием количества экземпляров, периода
подписки (год, полугодие, квартал, месяц),
почтового адреса для пересылки
журнала подписчику:

- * по тел./ факсу (499) 178-14-97,
(495) 223-02-39
- * по электронной почте
sdmpress@mtu-net.ru,
govorov@post.ru
- * заполнив заявку на сайте
<http://www.sdmpress.ru>
- * или письмом:
Россия, 109147,
г. Москва, а/я 248

Редакция вышлет

Вам счёт на оплату заказа
по факсу или письмом.

После оплаты счёта редакция
будет ежемесячно высылать
вышедший номер журнала по ука-
занному Вами адресу или его можно
получить непосредственно в редакции.



Подписка на почте (каталог, индекс)

- Каталог агентства "Урал-Пресс" - 70885Ж
- "Газеты. Журналы" агентства "Роспечать" - 70885
- Каталог "Почта России" - 12839
- Объединённый каталог "Пресса России" - 40767

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ
ЖУРНАЛ

Зарегистрирован
в Комитете РФ по печати.
Reg. № 014898

Входит в перечень рецензируемых журналов,
рекомендованных ВАК РФ

УЧРЕДИТЕЛИ

ЗАО «СТРОЙДОММАШ»
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.,
ЗОРИН 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 16.02.2015.
Формат 60 x 88 1/8.

Бумага мелованная.

Подписаться на журнал можно:

- в РЕДАКЦИИ;
- через ИНТЕРНЕТ (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
НЕСЁТ 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

3/2015

СТРОИТЕЛЬНЫЕ
И ДОРОЖНЫЕ
МАШИНЫ
CONSTRUCTION
AND ROAD BUILDING
MACHINERY

Издаётся с января 1956 г.



СОДЕРЖАНИЕ

- 2** Использование проектного подхода для «прорывного» инновационного развития российских машиностроительных предприятий
Николаев С.Н.

СТРОИТЕЛЬНЫЕ МАШИНЫ

- 7** Мобильный «контроллер» дистанционного управления строительными и дорожными машинами
Северюгина Н.С., Волков Е.А.

ДОРОЖНЫЕ МАШИНЫ

- 11** Приборно-методическое обеспечение измерения прогиба грунта при работе землеройных машин
Рабат О.Ж., Кадыров Ж.Н., Кочетков А.В.

КОММУНАЛЬНЫЕ МАШИНЫ

- 16** Разработка конструкции гусеничного движителя робота-пожарного
Поезжаева Е.В., Федотов А.Г., Загладов П.В.

МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ЛЕСОПРОМЫШЛЕННОГО КОМПЛЕКСА

- 18** Проектирование «коленчато-вального» станка в рамках концепции его жизненного цикла
Блохин М.А., Гаврюшин С.С.

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ

- 24** Масштабированная визуализация виброзащиты рабочих процессов длинных винтовых роторов
Куклина И.Г., Кошурина А.А., Крашенинников М.С.

СИЛОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

- 28** Насосно-аккумуляторная система смазки двигателя
Чмил В.П.

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- 35** Прогнозирование долговечности лакокрасочных покрытий при эксплуатации транспортных машин
Суходоль А.В., Одиноква И.В., Птицын Д.А.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ

- 38** Оценка рисков использования фронтальных погрузчиков в неоптимальных условиях их эксплуатации
Баловнев В.И., Данилов Р.Г.

ИССЛЕДОВАНИЯ

- 41** К вопросу определения области рационального применения скреперных агрегатов
Нилов В.А., Жулай В.А.
- 44** Обеспечение энергоэффективности разработки грунта за счёт оптимизации углов позиционирования рабочего оборудования экскаватора
Кузнецова В.Н., Савинкин В.В.
- 48** Методика обоснования режимов работы дорожных катков с учётом массы уплотняемого грунта в зоне активного действия вибрации
Савельев С.В., Бурый Г.Г.
- 52** Исследование процессов разрушения предохранительного модуля кабин грузовых автомобилей
Евграфов В.А., Орлов Н.Б., Карапетян М.А.

ИНФОРМАЦИЯ

- 56** Снегопогрузчики (окончание)
Лагунов А.Я.
- 58** Технические решения и изобретения
- 62** Обзор международной СДМ-информации
- 68** Информационный бюллетень цен на СДМ

Мнение редакции не всегда совпадает с мнением автора

- в определённой ОРП наибольшее внимание следует уделять восходящей ветви функциональной зависимости, поскольку именно в этой области ЗТМ имеет максимальную производительность по разработанному в плотном теле грунту;
- при расчёте ОРП бульдозера необходимо также учитывать потери грунта в боковые валики;
- существенную помощь для определения ОРП оказывает экономико-математическое моделирование СА, реализуемое на ЭВМ.

Список литературы

1. Борисенков В.А. Оптимизация скреперных агрегатов. Воронеж: Изд-во ВГУ, 1990. 248 с.
2. Агапов А.Б. Оптимальное проектирование скреперных агрегатов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 2013. 20 с.
3. Жулай В.А. О производительности землеройно-транспортных машин // Строительные и дорожные машины. 2013. № 3. С. 37–38.
4. Курилов Е.В., Трошин Д.И. Транспортирующие свойства отвала бульдозера // Механизация строительства. 2013. № 12. С. 59–61.
5. Нилов В.А., Быковский А.В., Пошвин А.И. Влияние потерь грунта при транспортировании на рациональную область применения бульдозера // Научный вестник Воронежского ГАСУ, серия «Высокие технологии. Экология». Воронеж, 2014. С. 208–213.
6. Нилов В.А., Иванищев П.И. Рациональная вместимость ковша скреперного агрегата // Строительные и дорожные машины. 2009. № 10. С. 7–8.
7. А.с. 1239213 СССР, МКИ⁴ E02F 3/64. Прицепной скрепер с догружающим устройством / В.А. Нилов, А.В. Гаврилов, В.П. Меньшиков (СССР). № 3711704/29-03; заявл. 13.03.84; опубл. 23.06.86, Бюл. № 23. 3 с.
8. Пат. 2215850 Российская Федерация, МПК⁷ E02F 3/64. Ножевая система скрепера / Нилов В.А., Великанов А.В., Косенко А.А.; заявитель и патентообладатель Воронежский государственный технический университет. № 2002107263; заявл. 21.10.2002; опубл. 10.11.2003, Бюл. № 31. 5 с.
9. А.с. 1301935 СССР, МКИ⁴ E02F 3/64. Ковш скрепера / В.А. Нилов, В.А. Борисенков, Н.Д. Высоцкий (СССР) № 3910037/29; заявл. 17.06.85; опубл. 07.04.87, Бюл. № 13. 5 с.

СДМ

УДК 621.879

Обеспечение энергоэффективности разработки грунта за счёт оптимизации углов позиционирования рабочего оборудования экскаватора

В.Н. КУЗНЕЦОВА,

д-р техн. наук
(СибАДИ),

В.В. САВИНКИН,

канд. техн. наук

(Северо-Казахстанский

государственный

университет

им. М. Козыбаева,

г. Петропавловск)

Решена задача по оценке энергоэффективности гидродвигателя экскаватора с учётом потерь на сопротивление и перемещение собственных масс рабочего оборудования. Обоснован оптимальный диапазон углов наклона рабочих элементов оборудования экскаватора, обеспечивающий снижение энергоёмкости тактов экскавации грунта в 1,5–1,8 раза при той же величине сопротивления разрушения его слоя.

Ключевые слова: энергоэффективность, экскаватор, моменты сил, полезная работа, инерционные массы.

Результаты исследований по оценке энергозатрат выемочно-погрузочных машин при перемещении горной массы в зависимости от геомеханического состояния массива, проведённых А.М. Завьяловым, Р.А. Сунарчиным, Д.Б. Соловьевым и другими учёными, свидетельствуют о

том, что экскаваторы занимают лидирующие позиции по выполнению энергоёмких операций [1, 2]. При увеличении числа включений исполнительных механизмов и перемещений рабочего оборудования (РО) энергоёмкость тактов экскавационного цикла возрастает. Авторами настоящей статьи сделано теоретическое предположение о том, что значительная часть мощности силовой энергетической установки и гидропривода расходуется на перемещение собственных масс элементов РО. Также выдвинута гипотеза о том, что чёткий контроль и управление динамическими нагрузками (нормальное и касательное ускорения, силы и моменты инерции, углы поворота несущей платформы) снижают энергоёмкость цикла и повышают ресурс работы оборудования и машины в целом.

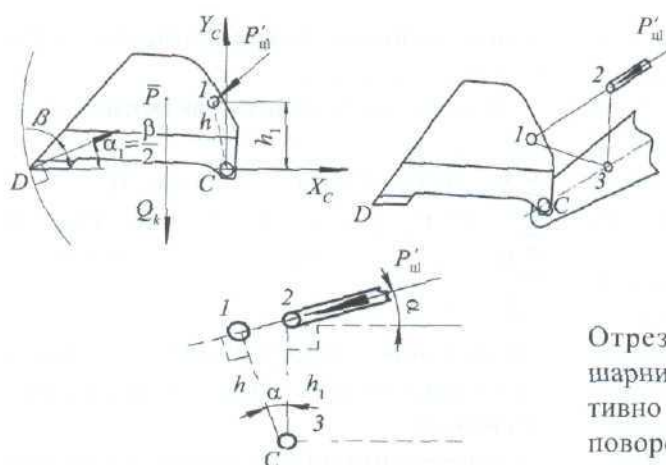


Рис. 1. Схема передачи силы на ковш через шарнирный механизм его соединения с рукоятью:

α – угол между стержнем 12 и горизонтом (в положении DC); высота стержня $h = h_1$



Рис. 2. Схема распределения сил относительно шарнира B рукояти

Технологические операции осуществляются посредством гидропривода при значительных затратах энергии, большая доля которой приходится на преодоление сил сопротивления и перемещение с учётом инерционных собственных масс исполнительных механизмов машины. Мощные гидромеханизмы и элементы РО испытывают динамические нагрузки при подъёме, опускании и работе поворотной платформы, сопротивлении ветра, изменении распределения нагрузок, что снижает энергоэффективность и ресурс работы гидропривода.

Для подтверждения теоретического предположения были проведены **исследования действующих сил и моментов при работе РО экскаватора**, результаты которых должны определить наиболее оптимальные и критические позиции РО при эксплуатации машины.

Рассмотрим силы, действующие на каждое звено РО экскаватора. Расчёт проведём от зуба ковша с учётом заданной силы при сопротивлении резания грунта. Методика расчёта позволит определить необходимую величину силы для преодоления сопротивления резанию грунта и оценить, какая её часть затрачивается на полезную работу.

Отрезок $\overline{13} \neq \text{const}$ (рис. 1), поскольку шарнирное соединение позволяет конструктивно увеличить момент от силы P'_{u1} для поворота ковша. Соответственно необходимо выяснить, каким образом распределяется сила P'_{u1} по стержням $\overline{12}$ и $\overline{23}$.

Уравнения равновесия будут выглядеть следующим образом:

$$\sum X_i = 0; X_C + P \cos \alpha_1 - P'_{u1} \cos \alpha = 0;$$

$$\sum Y_i = 0; Y_C + P \sin \alpha_1 - P'_{u1} \sin \alpha - Q_k = 0;$$

$$\sum M_C = 0;$$

$$-P \cdot DC \sin \alpha_1 + P'_{u1} h + Q_k \frac{DC}{2} = 0,$$

или

$$-P \cdot DC \sin \alpha_1 + P'_{u1} \frac{h}{\cos \alpha} = 0, \text{ если } h \neq h_1,$$

где X_C и Y_C – силы в шарнире C (ковш – рукоять); P'_{u1} – сила, передающаяся стержнем $\overline{12}$.

В общем виде эти уравнения позволяют проанализировать величины сил в каком-либо определённом положении ковша. Исследуя только эти положения, можно установить пределы и значения сил в критических углах поворота.

Исследуем усилие, возникающее в шарнире B (рис. 2). В первом приближении рассматриваем кинематическую связь «ковш – рукоять» (отрезок $\overline{CB}$) как единую систему (рис. 3). Отрезок $\overline{BB'}$ (см. рис. 2) рассчитан как рычаг, увеличивающий момент от действующей силы P_{u2} при повороте рукояти (см. рис. 3, отрезок $\overline{CB}$).



Рис. 3. Схема уточнения плеч конструкции РО на длине AD для составления уравнений моментов

Изменение длины отрезка BD зависит от положения ковша относительно рукояти CB в процессе эксплуатации. Пунктиром обозначены мнимые линии, продолженные от направления приложенных сил, а также горизонты, относительно которых опущен перпендикуляр.

Расстояние между шарнирами рукояти $BB' = \text{const}$. Плечо h_B , на которое действует сила P_{u2} относительно шарнира B , изображено на рис. 2 как перпендикуляр, опущенный из точки B на шток цилиндра. Угол α_1 можно представить как $\beta/2$. Расчёт сил P и P_{u2} представим в виде двух составляющих в проекциях на оси X и Y (см. рис. 3). Угол $\alpha_2 = 0$, так как является углом между плоскостью грунта и плоскостью зуба ковша. В исходном положении ковш лежит на грунте всей своей плоскостью. На схеме, приведённой на рис. 3, силы P' и P'' показывают распределение тангенциальной силы P по осям X и Y соответственно. Аналогичное распределение происходит и в шарнире B' .

С учётом схемы уравнения равновесия примут следующий вид:

$$\begin{aligned} \sum X_i &= 0; X_B + P_1 \cos \alpha - P_{u2} \cos \varphi = 0; \\ \sum Y_i &= 0; \\ \sum M_B &= 0; \\ \overbrace{P \sin \alpha_1}^{P''} (l_{DC} \cos \alpha_2 + l_{CB} \cos \alpha_3) + \overbrace{P \cos \alpha_1}^{P'} \times \\ &\times (l_{DC} \sin \alpha_2 + l_{CB} \sin \alpha_3) + Q_k \left(l_{CB} \cos \alpha_3 + \frac{l_{DC}}{2} \right) + \\ &+ Q_{CB} \left(\frac{l_{CB} \cos \alpha_3}{3} \right) + P_{u2} h_B = 0. \end{aligned}$$

При работе цилиндра ковша отрезок DC начинает изменять своё положение в пространстве, образуя угол α_2 . Далее при расчётах для более точного описания плечо l_{DC} представлено как произведение $l_{DC} \cos \alpha_2$.

Уточним диапазон значений предельно возможных рабочих углов, когда ковш, а соответственно, и гидроцилиндр могут выполнять работу. Из условий эксплуатации максимальный угол раскрытия и закрытия ковша составляет $45^\circ \leq \alpha_2 \leq 180^\circ$. Поскольку для расчётной схемы выбрано положение ковша, равное уровню стояния, условие будем рассматривать при $0^\circ \leq \alpha_2 \leq 180^\circ$.

При работе цилиндра рукояти длина плеча CB изменяется, увеличивая тем самым угол α_3 . Более подробно проанализировать изменение длины плеча CB в зависимости

от выхода штока можно применив графо-аналитический метод.

На этом этапе имеются три неизвестных: X_B, Y_B, P_{u2} .

$$\begin{aligned} \sum X_i &= 0; X_B + P \cos \alpha_1 - P_{u2} \cos \varphi = 0; \\ \sum Y_i &= 0; Y_B + P \sin \alpha_1 - P_{u2} \sin \varphi - Q_k - Q_{CB} = 0; \\ \sum M_B &= 0; P_{u2} h_B - P \cdot BD \sin \alpha_1 + Q_k (CB + CD/2) + \\ &+ Q_{CB} CB/3 = 0. \end{aligned}$$

Отношение $CB/3$ принимаем из условия, что Q_{CB} приложена к $1/3$ части стрелы ближе к основанию.

Особое внимание уделяется степени распределения усилия P_{u2} , создаваемого штоком цилиндра рукояти по направлению. Данное распределение усилий поможет установить долю полезной работы, выполняемой гидроцилиндром на перемещение РО и грунта в ковше. Следовательно, это позволит определить энергоэффективность работы гидродвигателя с учётом потерь на сопротивление и перемещение собственных масс.

Исследования действующих сил в шарнирах A основания стрелы экскаватора позволили составить общие уравнения сил и момента (см. рис. 3):

$$\begin{aligned} \sum X_i &= 0; X_A + P \cos \alpha_1 - P_{u3} \cos \delta = 0; \\ \sum Y_i &= 0; Y_A + P \sin \alpha_1 - Q_k - Q_{CB} - Q_{AB} + \\ &+ P_{u3} \sin \delta = 0; \\ \sum M_A &= 0; \\ &- P \cdot AD \sin \alpha_1 + Q_k (AD + DC/2) + Q_{BC} (AD - \\ &- DC - 2/3 CB) + Q_{AB} AB/2 + P_{u3} h = 0. \end{aligned}$$

Уточнив плечи $l_{DC}, l_{CB}, l_{BK}, l_{KA}$ для отрезка AD , получим **уравнения моментов**:

$$\begin{aligned} \sum M_A &= 0; \\ &- P \sin \alpha_1 (l_{DC} \cos \alpha_2 + l_{CB} \cos \alpha_3 + l_{BK} \cos \alpha_4 + \\ &+ P \cos \alpha_1 (l_{DC} \sin \alpha_2 + l_{CB} \sin \alpha_3 + l_{BK} \sin \alpha_4 - \\ &- l_{KA} \sin \alpha_5) + Q_k \left(\frac{l_{DC} \cos \alpha_2}{2} + l_{CB} \cos \alpha_3 + \right. \\ &+ l_{BK} \cos \alpha_4 + l_{KA} \cos \alpha_5) + Q_{CB} \left(\frac{l_{CB} \cos \alpha_3}{2} + \right. \\ &+ l_{BK} \cos \alpha_4 + l_{KA} \cos \alpha_5) + Q_{BEA} l_{KA} \cos \alpha_5 + \\ &+ P_{u3} \sin \delta l_{KA} \cos \alpha_5 - P_{u3} \cos \delta l_{KA} \sin \alpha_5 = 0. \end{aligned}$$

При работе экскаватора в реальных условиях эксплуатации в зависимости от режимов включения звеньев РО углы $\alpha_1 - \alpha_5$ либо будут изменяться, либо будут постоянны в интервале времени dt . Для решения задачи с работой разных гидроцилиндров по очереди и совместно рационально задать пределы изменения углов α_i в предельных положе-

ниях цилиндра. При этом уравнения равновесия вид не меняют.

После расчёта сил и моментов с учётом массы конструкции РО и без него была определена энергоёмкость работы. По результатам расчёта действующих сил и моментов РО установлено, что при изменении углов наклона ковша, рукояти и стрелы изменяется и влияние силы сопротивления грунта на энергоёмкость процесса. При оптимальном сочетании углов наклона элементов РО можно выполнять работу с меньшими усилиями, создаваемыми гидроцилиндрами. Уравнения силового баланса подтвердили теоретическое положение о том, что около 41% энергии гидроцилиндров расходуется на перемещение собственных масс оборудования.

Зависимости усилия на штоке гидроцилиндра от угла наклона РО (рис. 4) характеризуют энергоёмкость такта в разном пространственном положении в заданном интервале времени. Для зависимости, описывающей усилие на штоке работающего гидроцилиндра ковша, $R_{\text{ш}}^{\text{к}} = 0,0093\alpha_2^2 - 0,9989\alpha_2 + 116,9$ характерны оптимальные углы наклона относительно горизонта забоя $\alpha_2 = 47-53^\circ$. Уменьшение или увеличение угла наклона ковша приводит к изменению направления распределения усилий $R_{\text{ш}}\cos\alpha_2$, $R_{\text{ш}}\sin\alpha_2$, $R_{\text{ш}}\tan\alpha_2$ и длины плеча приложения в разном процентном соотношении. Увеличение необходимой силы $R_{\text{ш}}$ для отрыва грунта до 120 кН вызвано возрастающими силами сопротивления грунта резанию и нарушению баланса углов позиционирования РО при энергоёмких тактах. Аналогичные процессы описывают и корреляционные зависимости при работе рукояти $R_{\text{ш}}^{\text{р}} = 0,0153\alpha_3^2 - 2,1012\alpha_3 + 149,16$ и стрелы $R_{\text{ш}}^{\text{с}} = 0,0561\alpha_5^2 - 3,2993\alpha_5 + 80,164$, но диапазон изменения углов при позиционировании отличается от предыдущего. Согласно приведённым зависимостям (см. рис. 4), наименьшие значения сил $R_{\text{ш}}^{\text{к}} = 115$ кН, $R_{\text{ш}}^{\text{р}} = 65$ кН и $R_{\text{ш}}^{\text{с}} = 34$ кН, приложенных к штокам гидроцилиндров, справедливы при условии $46^\circ \leq \alpha_2 \leq 55^\circ$, $55^\circ \leq \alpha_3 \leq 60^\circ$ и $25^\circ \leq \alpha_5 \leq 30^\circ$ соответственно.

Подтверждено теоретическое предположение о том, что значительная часть энергии силовой установки и гидропри-

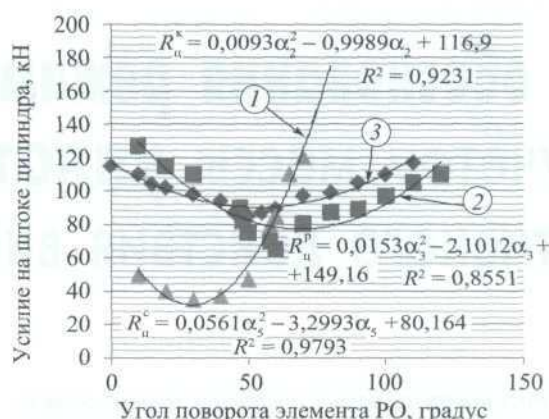


Рис. 4. Зависимости усилия на штоке гидроцилиндра, необходимого для копания грунта, от угла поворота элемента РО – стрелы (1), рукояти (2) и ковша (3)

вода экскаватора затрачивается на преодоление сил сопротивления. Преобладающие факторы, негативно воздействующие на энергоэффективность циклов, – это моменты касательных сил, значения которых изменяются в зависимости от угла наклона элементов РО относительно поверхности разрабатываемой среды.

Обоснованные оптимальные диапазоны углов наклона элементов РО экскаватора $46^\circ \leq \alpha_2 \leq 55^\circ$, $55^\circ \leq \alpha_3 \leq 60^\circ$ и $25^\circ \leq \alpha_5 \leq 30^\circ$ обеспечивают наименьшие значения соответствующих сил $R_{\text{ш}}^{\text{к}}$, $R_{\text{ш}}^{\text{р}}$ и $R_{\text{ш}}^{\text{с}}$, необходимых для разрушения слоя грунта при такой же его величине сопротивления разрушения. Рекомендуемый диапазон оптимального сочетания углов позиционирования обеспечивает снижение энергоёмкости тактов экскавации грунта в 1,5–1,8 раза.

Список литературы

1. Завьялов А.М. Основы теории взаимодействия рабочих органов дорожно-строительных машин со средой: дис. ... д-ра техн. наук. Омск, 1999. 252 с.
2. Соловьев Д.Б. Оценка энергозатрат выемочно-погрузочных машин на перемещение горной массы в зависимости от геомеханического состояния массива // Новые технологии. Горное оборудование и электромеханика. М.: Машиностроение, 2010. № 5. С. 22–26.
3. Кузнецова В.Н., Савинкин В.В. Обоснование критериев оценки эффективности экскаватора Komatsu PC300 // Строительные и дорожные машины. 2014. № 3. С. 9–12.

Authors of article, solved a task on estimates of energy efficiency of a hydraulic engine taking into account losses on resistance and movement of own masses. The optimum range of tilt angles of elements of the equipment of the excavator providing decrease in power consumption of steps of excavation of soil in 1,5 ... 1,8 times at the same size of resistance of destruction of a layer of earth is reasonable.

Keywords: energy efficiency, excavator, moments of forces, useful work, inertial masses.



ДоркомЭкспо

XVIII международный форум
дорожного строительства и благоустройства

2015



**Безопасные дороги/
SafetyRoadsExpo**
Выставка по организации
и безопасности
дорожного движения



СитиТрансЭкспо
Специализированная
выставка городского
пассажирского транспорта

31 марта – 2 апреля 2015 г., Москва, ВДНХ, павильон № 75

Официальная поддержка и участие:



ТЕМАТИЧЕСКИЕ РАЗДЕЛЫ ВЫСТАВОК

ДОРКОМЭКСПО-2015:

- Дорожное строительство и благоустройство
- Дорожно-строительная и дорожно-эксплуатационная техника
- Коммунальная техника и оборудование
- Выставка городского пассажирского транспорта «СитиТрансЭкспо»

БЕЗОПАСНЫЕ ДОРОГИ/ SafetyRoadsExpo:

- Технические средства организации дорожного движения
- Материалы и оборудование для дорожной разметки
- Системы управления дорожным движением. ИТС
- Средства обеспечения безопасности пассажиров и водителя

В РАМКАХ ДЕЛОВОЙ ПРОГРАММЫ «ДОРКОМЭКСПО» И «СИТИТРАНСЭКСПО»:

- Международная конференция «Современные технологии и материалы для строительства и содержания объектов дорожно-транспортной инфраструктуры»;
- Второй Всероссийский конгресс машиностроителей с участием стран СНГ «Инновационная стратегия развития транспортного и специального машиностроения»;
- Конференция «Современные решения в использовании газомоторного топлива для автомобильного пассажирского транспорта, дорожной и коммунальной техники»;
- Встречи формата B2B с иностранными партнерами;
- Собрания ассоциаций и союзов – партнеров форума;
- Презентация продукции участников.

В РАМКАХ ДЕЛОВОЙ ПРОГРАММЫ ВЫСТАВКИ «БЕЗОПАСНЫЕ ДОРОГИ/SAFETYROADSEXPO»:

- Международная конференция по безопасности дорожного движения;
- Круглый стол "ИТС на автомобильных дорогах России";
- Презентация продукции участников.

Общая статистика выставок 2014 года:

178 участников из 11 стран; целевых посетителей: 6540 из 47 регионов России и 7 стран.

Соорганизаторы:



СРО Некоммерческое
Партнерство «СПЕЦАВТОПРОМ»



ООО «Выставочно-
маркетинговый центр»



ITE Group PLC

Оргкомитет:

Тел./факс: +7(495) 580 3028,

E-mail: info@dorkomexpo.ru; info@safety-roads.com

Web: www.dorkomexpo.ru; www.safety-roads.com

СТТ

2—6 ИЮНЯ

СТРОИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИИ 2015

№1 В МИРЕ СРЕДИ ЕЖЕГОДНЫХ
ВЫСТАВОК СТРОИТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ
И ОБОРУДОВАНИЯ

СПЕЦИАЛИСТЫ ЗНАЮТ!

WWW.CTT-EXPO.RU

**КРОКУС
ЭКСПО**

ОРГАНИЗАТОР



ПРИ ПОДДЕРЖКЕ



МЕЖДУНАРОДНЫЕ ПАРТНЕРЫ



ИНФОРМАЦИОННЫЕ ПАРТНЕРЫ



ИНДЕКС 70885

ISSN 0039-2391. Строительные и дорожные машины. 2015. № 3