

## Транспорт

УДК 621.879.064

DOI: 10.30987/1999-8775-2020-4-11-20

Г.Г. Бурый, В.С. Щербаков, И.К. Потеряев

### СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ КОПАНИЮ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА СЕРИЙНЫЙ КОВШ ЭКСКАВАТОРА И КОВШ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ФОРМЫ

Проведен сравнительный анализ сил сопротивления копанию, действующих на серийный ковш экскаватора и ковш цилиндрической формы. В статье представлена актуальность темы повышения производительности одноковшовых гидравлических экскаваторов. Рассмотрена конструкция серийного ковша объемом  $0,25 \text{ м}^3$  и предложенного ковша новой конструкции того же объема. В статье рассмотрены силы, действующие на ковши двух конструкций в процессе копания. Проведён расчет

сил, действующих на ковши двух конструкций в процессе копания грунта IV категории. Расчет проведен для трёх наиболее нагруженных положений ковша в процессе копания. Представлены зависимости сил сопротивлений копанию, действующих на ковши, проведен их анализ.

**Ключевые слова:** экскаватор, ковш, момент силы, производительность, копание, грунт, гидроцилиндр.

G.G. Bury, V.S. Shcherbakov, I.K. Poteryaev

### COMPARATIVE ANALYSIS OF RESISTING TO DIGGING FORCES EFFECTING STOCK BUCKET OF EXCAVATOR AND CYLINDRICAL BUCKET

The purpose of the work consists in the productivity increase of a single-bucket excavator at the expense of bucket shape perfection. The improved and offered bucket design will allow scooping more soil without changing hydraulic drive characteristics.

This effect is achieved at the expense of the cylindrical shape of the rear wall of the bucket. There is presented a computation scheme of forces acting upon an improved bucket. The calculations of the advanced excavator bucket based on the YuMZ-6AKL tractor allowed drawing an outline of the supposed design and obtaining moment dependences of resistance on a bucket during digging upon a bucket rotation angle. The dependences of moment resistance on the bucket are formed for buckets with the capacity of  $0.25 \text{ m}^3$ ,  $0.35 \text{ m}^3$ ,  $0.45 \text{ m}^3$ ,  $0.55 \text{ m}^3$  and  $0.65 \text{ m}^3$ . The improved

bucket design will allow increasing the volume of soil scooped thereby increasing productivity of single-bucket hydraulic excavators.

Investigation methods – theoretical researches.

The investigation results and novelty: there is offered the improved design of a bucket, a calculation circuit of forces acting upon an improved bucket.

Conclusions: the advanced design of a bucket will allow scooping a larger volume of soil without changing hydraulic drive characteristics. In such a way, the productivity increase of single-bucket hydraulic excavators without changing hydraulic drive characteristic is achieved.

**Key words:** excavator, bucket, moment of force, productivity, digging, soil, hydro-cylinder.

#### Введение

Одной из самых востребованных машин, применяемых в строительстве, является одноковшовый гидравлический экскаватор. Данная машина используется при подготовке земляного полотна под строительство зданий, дорог, мостов и других инженерных сооружений. На строительство закупается техника исходя из объема

работ. Одним из способов сокращения единиц техники, тем самым снижения затрат на ее приобретение является повышение производительности машины. Производительность данных машин во многом зависит от объема ковша, однако он зависит от характеристик гидропривода. Увеличение объема ковша вынуждает уста-

навливать более дорогой привод с более высокими характеристиками. В работе рассматривается ковш цилиндрической формы, при копании которым возникают меньшие силы сопротивления в отличие от серийного. Это позволит устанавливать ковш большего объема без изменения ха-

### Основная часть

Для проведения анализа в качестве примера рассмотрен экскаватор на базе трактора ЮМЗ-6АКЛ рис. 1.

Для определения сил сопротивления копания необходимо знать геометрические параметры ковша. Эскиз серийного ковша представлен на рис. 2.

рактических гидродвигов и тем самым увеличить производительность одноковшовых гидравлических экскаваторов. Для подтверждения этой гипотезы проведен сравнительный анализ ковша серийного производства и ковша цилиндрической формы.

На основании анализа конструкции рабочего оборудования экскаватора был разработан эскиз цилиндрического ковша объемом  $0,25 \text{ м}^3$  (рис. 3) для установки на экскаватор ЮМЗ-6АКЛ. Угол поворота  $\beta$  ковша, представленного на рис. 3, равен  $0^\circ$ . Поворот ковша осуществляется против часовой стрелки [1, 2].



Рис. 1. Экскаватор с емкостью ковша  $0,25 \text{ м}^3$  на базе трактора ЮМЗ-6АКЛ

Для расчетов моментов сил, действующих на ковши, представлены схемы сил, действующих на ковши в процессе копания (рис. 4).

На схемах изображены векторы сил, создаваемых гидроцилиндрами поворота ковшей  $F_{ц}$ , Н;  $F_k$  – силы тяжести ковшей, Н;  $F_{рг}$  – силы сопротивления резанию на ножи с прямым углом затупления, Н;  $F_n$  – силы сопротивления наполнению ковшей, Н;  $F_{нз}$  – силы сопротивления на лезвиях ножей, Н;  $F_{рб}$  – силы сопротивления резанию на боковых стенках периметров ковшей, Н;  $F_{тб}$  – силы сопротивления трению

на боковых ножах, Н;  $l_1$  – расстояния от осей поворота ковшей до точек  $T$ , м;  $l_2$  – расстояния от осей поворота ковшей до центров тяжести в точках  $E$ , м;  $l_3$  – расстояния от оси поворота ковшей до точек  $O$  (центров тяжести призм грунта), м;  $l_4$  – расстояния от осей поворота ковшей до точек  $D$  режущего периметра, м;  $l_5$  – расстояния от осей поворота ковшей до точек  $C$  режущего периметра, м;  $l_6$  – расстояния от осей поворота ковшей до точек  $K$  зуба, м;  $l_7$  – расстояния от осей поворота ковшей до точек  $A$ , м [8, 10, 15].



Момент сил сопротивления копанью для цилиндрического ковша определяется

по зависимости (1), для серийного ковша по зависимости (2)

$$M_p = F_n \cdot l_4 + F_{pr} \cdot l_4 + F_{pb} \cdot \frac{l_4 + l_5}{2} + F_{т6} \cdot l_3; \quad (1)$$

$$M_p = F_{нз} \cdot \frac{l_4 + l_6}{2} + F_n \cdot \frac{l_6 + l_7}{2} + F_{pr} \cdot l_4 + F_{pb} \cdot \frac{l_5 + l_6}{2} + F_{т6} \cdot l_3. \quad (2)$$

В цилиндрической конструкции ковша силы  $F_n$  и  $F_{pr}$  действуют на нож, точки которого равноудалены от оси поворота и находятся на расстоянии  $l_4$ . В серийном ковше точки ножа на линии  $DK$  на разном расстоянии от оси поворота. В связи с этим сила  $F_{нз}$  будет воздействовать на плечо, равное среднему арифметическому расстояний  $l_4$  и  $l_6$ . Сила  $F_{pb}$  воздействует на участок  $СК$  глубины резания, соответственно плечо действия силы принято от оси пово-

рота ковша до середины участка  $СК$ . Сила  $F_{т6}$  воздействует по площади контакта грунта с боковой стенкой. Плечо этой силы – расстояние  $l_3$  от оси поворота до центра тяжести грунта в ковше. Для силы  $F_n$  плечо принять равным среднему арифметическому расстояний  $l_6$  и  $l_7$ .

Для определения сил сопротивления копанью использованы зависимости Баловнева В. И. Зависимости приведены для прямоугольного периметра ковша (рис. 5).

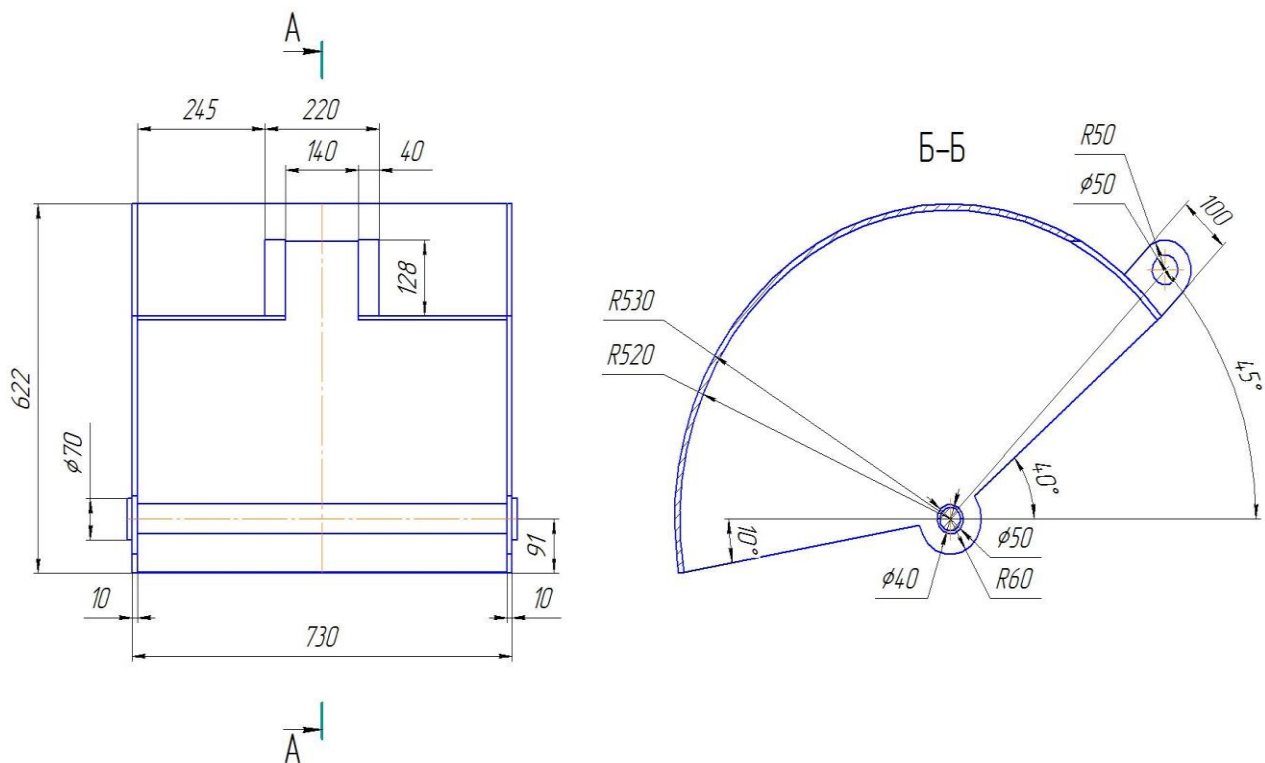
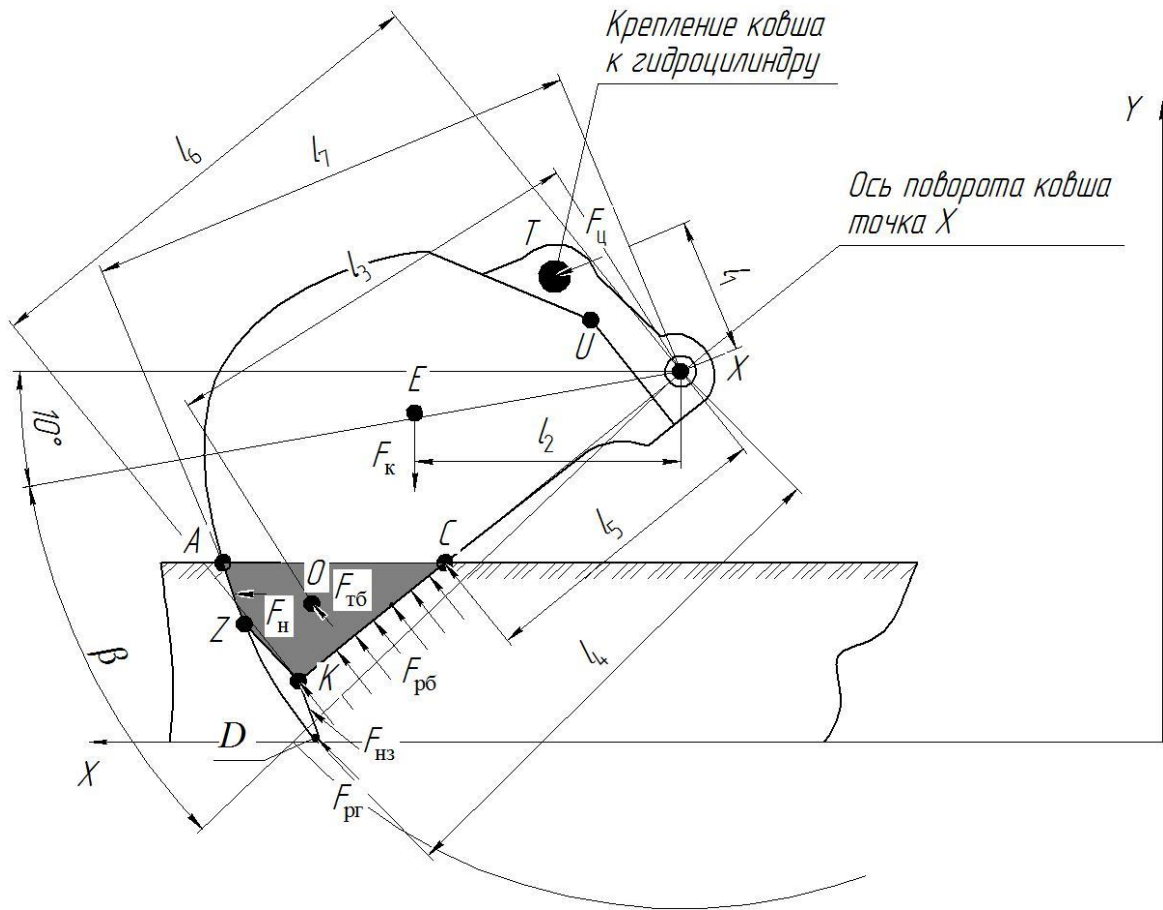
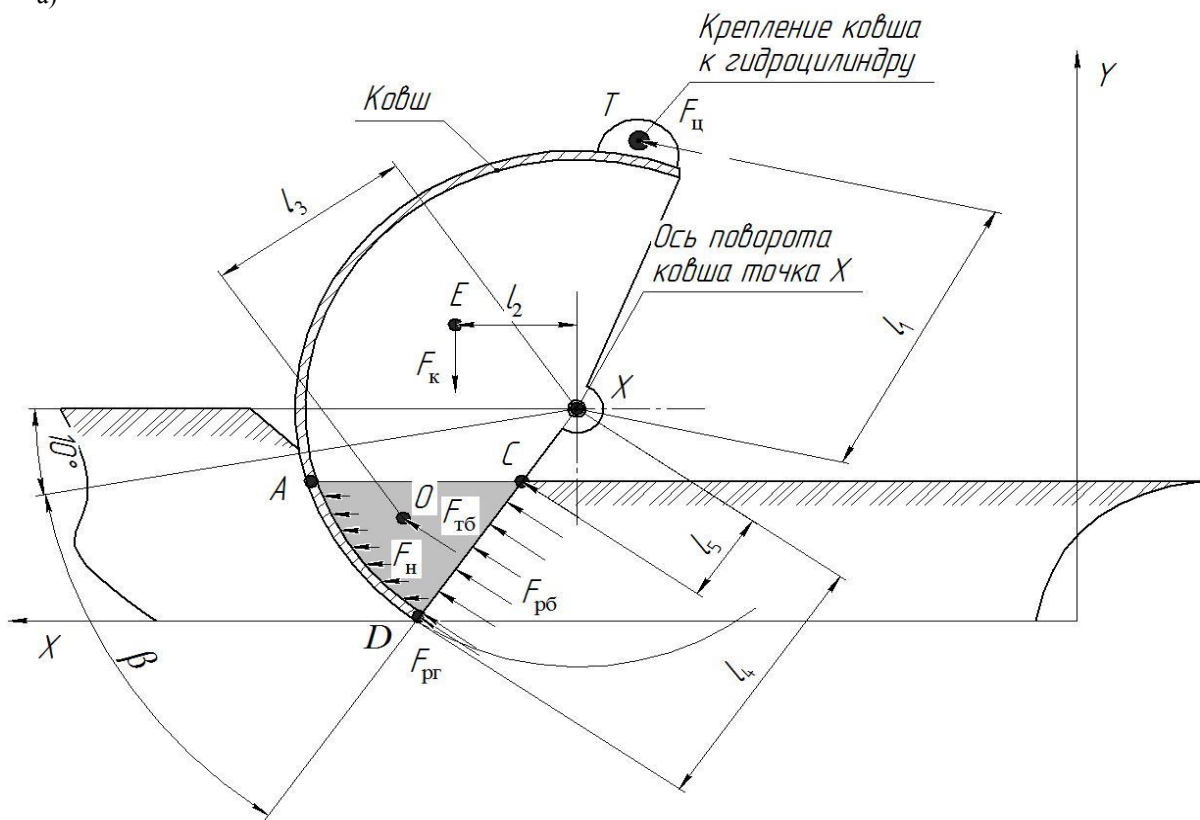


Рис. 3. Эскиз цилиндрического ковша объемом  $0,25 \text{ м}^3$  для экскаватора ЮМЗ-6АКЛ



а)



б)

Рис. 4. Схемы сил, действующих в процессе копания на ковш: а) серийный ковш; б) цилиндрический ковш

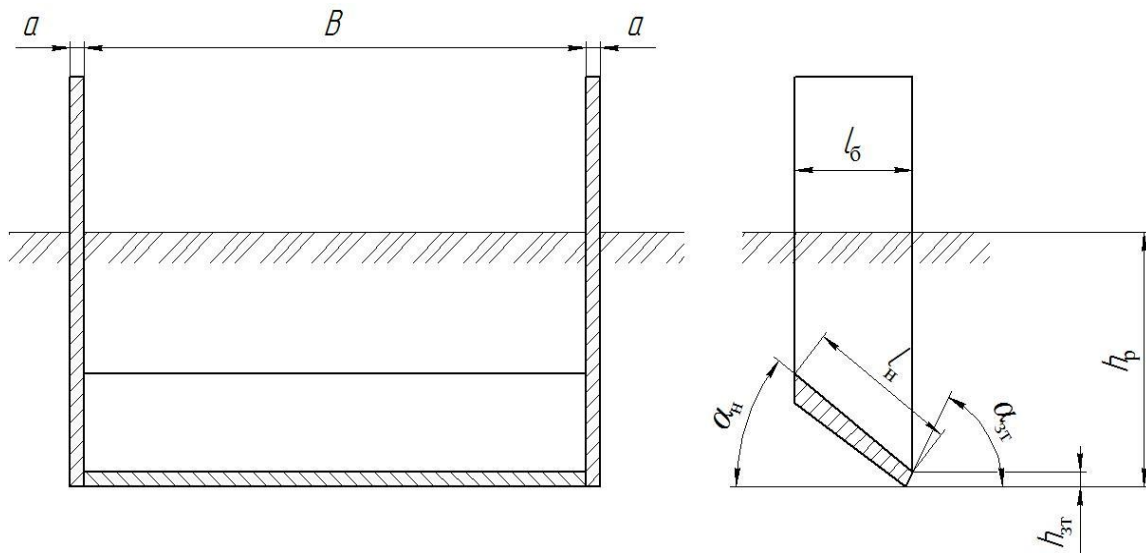


Рис. 5. Прямоугольный периметр ковша

$$F_H = (1 + \operatorname{ctg} \alpha_H \cdot \operatorname{tg} \delta) A_1 \cdot B_K \cdot l_H \cdot \sin \alpha_H \cdot g \left[ \frac{\rho \cdot l_H \cdot \sin \alpha_H}{2} + c_\omega \cdot \operatorname{ctg} \varphi \left( 1 - \frac{1}{A_1} \right) + \frac{1 + \sin \varphi}{1 - \sin \varphi} \cdot \rho (h_p - l_H \cdot \sin \alpha_H) \right]; \quad (2)$$

$$F_{H3} = (1 + \operatorname{ctg} \alpha_{H3} \cdot \operatorname{tg} \delta) A_{13} \cdot B_3 \cdot l_{H3} \cdot \sin \alpha_{H3} \cdot g \left[ \frac{\rho \cdot l_{H3} \cdot \sin \alpha_{H3}}{2} + c_\omega \cdot \operatorname{ctg} \varphi \left( 1 - \frac{1}{A_{13}} \right) + \frac{1 + \sin \varphi}{1 - \sin \varphi} \cdot \rho (h_p - l_{H3} \cdot \sin \alpha_{H3}) \right]; \quad (3)$$

$$F_{\text{пр}} = (1 + \operatorname{ctg} \alpha_{3T} \cdot \operatorname{tg} \delta) \cdot A_2 \cdot B_3 \cdot h_{3T} \cdot g \cdot \left[ \frac{\rho \cdot h_{3T}}{2} + c_\omega \cdot \operatorname{ctg} \varphi \cdot \left( 1 - \frac{1}{A_2} \right) + \frac{1 + \sin \varphi}{1 - \sin \varphi} \cdot \rho \cdot h_p \right]; \quad (4)$$

$$F_{\text{п6}} = 2 \cdot A_3 \cdot a \cdot h_p \cdot g \cdot \left[ \frac{\rho \cdot h_p}{2} + c_\omega \cdot \operatorname{ctg} \varphi \cdot \left( 1 - \frac{1}{A_3} \right) + \frac{1 + \sin \varphi}{1 - \sin \varphi} \cdot \rho \cdot (h_p - l_H \cdot \sin \alpha_H) \right]; \quad (5)$$

$$F_{\text{т6}} = 4 \cdot \operatorname{tg} \delta \cdot A_4 \cdot l_6 \cdot h_p \cdot g \cdot \left[ \frac{\rho \cdot h_p}{2} + c_\omega \cdot \operatorname{ctg} \varphi \cdot \left( 1 - \frac{1}{A_4} \right) + \frac{1 + \sin \varphi}{1 - \sin \varphi} \cdot \rho \cdot (h_p - l_H \cdot \sin \alpha_H) \right]; \quad (6)$$

$$A_1 = \frac{1 - \sin \varphi \cdot \cos 2\alpha_H}{1 - \sin \varphi}; \quad (7)$$

$$A_{13} = \frac{1 - \sin \varphi \cdot \cos 2\alpha_{H3}}{1 - \sin \varphi}; \quad (8)$$

$$A_2 = \frac{\cos \delta \cdot (\cos \delta + \sqrt{\sin^2 \varphi - \sin^2 \delta})}{1 - \sin \varphi} \cdot 2,718^{\left( \pi - 2\alpha_{3T} + \delta + \arcsin \frac{\sin \delta}{\sin \varphi} \right) \operatorname{tg} \varphi}; \quad (9)$$

$$A_3 = \frac{\cos \delta (\cos \delta + \sqrt{\sin^2 \varphi - \sin^2 \delta})}{1 - \sin \varphi} \cdot 2,718^{\left( \delta + \arcsin \frac{\sin \delta}{\sin \varphi} \right) \operatorname{tg} \varphi}; \quad (10)$$

$$A_4 = \frac{\sin \delta (\cos \delta + \sqrt{\sin^2 \varphi - \sin^2 \delta})}{1 - \sin \varphi} \cdot 2,718^{\left( \delta + \arcsin \frac{\sin \delta}{\sin \varphi} \right) \operatorname{tg} \varphi}, \quad (11)$$

где  $a$  – толщина боковой стенки ковша, м;  $h_p$  – толщина резания ( $h_p = l_4 - l_5$ ), м;  $\rho$  – плотность грунта, кг/м<sup>3</sup>;  $\varphi$  – угол внутреннего трения грунта (для грунта IV категории  $\varphi = 23^\circ$ ), град.;  $\delta$  – угол трения грунта о сталь (для грунта IV категории  $\delta = 22^\circ$ ), град;  $c_\omega$  – коэффициент сцепления грунта

(для грунта IV категории  $c_\omega \approx 6116$  кг/м<sup>2</sup>);  $l_6$  – ширина призмы грунта в ковше, м;  $\alpha_{3T}$  – угол затупления ножа к траектории движения ковша, град.;  $B_K$  – ширина стенки ковша, м;  $B_3$  – суммарная ширина зубьев, м;  $h_{3T}$  – высота затупленной части, м;  $\alpha_H$  – угол наклона стенки к траектории движе-

ния ковша, град.;  $\alpha_{нз}$  – угол наклона зуба к траектории движения ковша, град.;  $l_n$  – длина стенки, м;  $l_{нз}$  – длина зуба, м;  $g$  – ускорение свободного падения,  $m/c^2$  [3, 4, 11, 12, 13, 14].

Расчеты проведены для копания горизонтальной поверхности грунта IV категории, к которой относятся тяжелый суглинок и глина.

Расчет цилиндрического ковша выполнен с определенными допущениями. Траектория перемещения ножа имеет круглую форму, что совпадает с формой самого ковша,  $\alpha_n=0^\circ$ . Режущая кромка не имеет заострения, так как более тонкая поверхность быстрее подвергается износу. Следовательно,  $\alpha_{зт}=90^\circ$ . У серийного ковша (рис. 4а) зуб имеет затупление в точке  $D$  с углом к траектории движения  $\alpha_{зт}=50^\circ$ . При расчете серийного ковша рассматривался грунт в объеме плоскости  $AZKC$  (рис. 4а);  $F_n$ ,  $F_{рб}$  и  $F_{тб}$  угол  $\alpha_n$  равен углу

между линией  $KA$  и касательной к траектории поворота ковша (рис. 4а). При расчете силы  $F_n$  длина ножа  $l_n$  равна длине линии  $AZK$ . Это допущение о том, что давление на грунт оказывает только ковш. Сила, создаваемая гидроцилиндром поворота ковша, равна 80380 Н.

Наибольшее сопротивление копанию на ковше создается при угле  $\beta \leq 80^\circ$ , при повороте ковша на угол  $\beta > 80^\circ$  сопротивление на ковш уменьшается и создается весом грунта в ковше и силами трения грунта о ковш [5, 6, 7, 9].

При расчете сил  $F_{нз}$  и  $F_{рг}$ , ширина  $B$  принималась равной средней ширине зуба, помноженной на 4, т.е. 0,32 м.

При расчете серийного ковша было учтено, что гидроцилиндр поворота ковша воздействует на систему рычагов в точке  $A$  (рис. 6), сила  $F_{ц}$  в точке  $T$  была найдена из уравнения суммы моментов относительно точки  $O$  (12)

$$F_{ц} \cdot l_{от} - 80380 \cdot \sin \chi \cdot l_{оА} - 80380 \cdot \cos \chi \cdot l_{от} = 0. \quad (12)$$

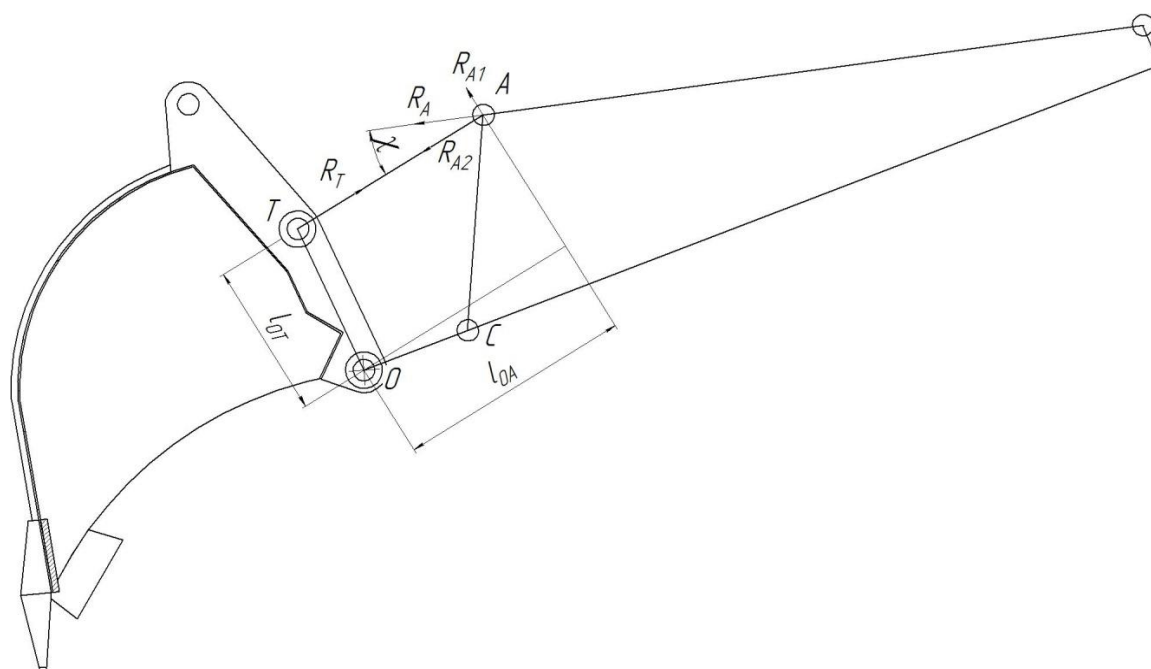


Рис. 6. Расчетная схема механизма поворота серийного ковша

В качестве примера представлен расчет для углов  $\beta$  поворота ковша  $30^\circ$ ,  $60^\circ$ ,  $90^\circ$ .

Для определения параметров:  $h_p$ ;  $l_5$ ;  $l_3$  использовался программный продукт Компас-3D. Для проведения расчетов ис-

пользовался программный продукт Microsoft Visual Basic, были введены следующие исходные данные:

Для серийного ковша:

Фиксированные параметры:  $l_1=0,36$  м,  $l_2=0,545$  м,  $F_k=1399$  Н;

$l_4=1\text{ м}$ ,  $\sin\varphi=0,39$ ,  $h_{зт}=0,011\text{ м}$ ,  $\rho=2500\text{ кг/м}^3$ ,  $c_\omega=6116\text{ кг/м}^2$ ,  $\text{ctg}\varphi=2,36$ ,  
 $\sin\delta=0,375$ ,  $\cos\delta=0,927$ ,  $\text{tg}\delta=0,4$ ,  
 $\alpha_{зт}=0,87\text{ рад.}$ ,  $a=0,014\text{ м}$ ,  $\text{tg}\varphi=0,42$ ,  $B_3=0,32\text{ м}$ ,  
 $B_k=0,7\text{ м}$ ,  $l_6=0,88\text{ м}$ ,  $l_{нз}=0,182\text{ м}$ ;  $\alpha_{нз}=0,82\text{ рад.}$

Варьируемые параметры:

при  $\beta=30^\circ$ :  $F_{ц}=123154\text{ Н}$ ,  $h_p=0,528\text{ м}$ ,  
 $l_5=0,523\text{ м}$ ,  $l_3=0,72\text{ м}$ ,  $\alpha_n=0,59\text{ рад.}$ ,  $l_n=0,293\text{ м}$ ,  
 $l_7=0,793\text{ м}$ ,  $l_6=0,266\text{ м}$ ;

при  $\beta=60^\circ$ :  $F_{ц}=123902\text{ Н}$ ,  $h_p=0,786\text{ м}$ ,  
 $l_5=0,265\text{ м}$ ,  $l_3=0,613\text{ м}$ ,  $\alpha_n=0,72\text{ рад.}$ ,  
 $l_n=0,698\text{ м}$ ,  $l_7=0,763\text{ м}$ ,  $l_6=0,658\text{ м}$ ;

при  $\beta=90^\circ$ :  $F_{ц}=123154\text{ Н}$ ,  $h_p=0,817\text{ м}$ ,  
 $l_5=0,187\text{ м}$ ,  $l_3=0,547\text{ м}$ ,  $\alpha_n=0,8\text{ рад.}$ ,  $l_n=1,062\text{ м}$ ,  
 $l_7=0,658\text{ м}$ ,  $l_6=0,938\text{ м}$ .

Для цилиндрического ковша:

Фиксированные параметры:

$l_4=0,53$ ;  $\sin\varphi=0,39$ ;  $h_{зт}=0,01\text{ м}$ ;  
 $\rho=2500\text{ кг/м}^3$ ;  $c_\omega=6116\text{ кг/м}^2$ ;  $\text{ctg}\varphi=2,36$ ;  
 $\sin\delta=0,375$ ;  $\cos\delta=0,927$ ;  $\text{tg}\delta=0,404531$ ;  
 $\delta=0,38\text{ рад.}$ ;  $a=0,01\text{ м}$ ;  $\text{tg}\varphi=0,42$ ,  $B=0,71\text{ м}$ .

Варьируемые параметры:

при  $\beta=30^\circ$ :  $h_p=0,37\text{ м}$ ;  $l_6=0,249\text{ м}$ ;  
 $l_n=0,27\text{ м}$ ;  $l_3=0,394\text{ м}$ ;  $l_5=0,159\text{ м}$ ;

при  $\beta=60^\circ$ :  $h_p=0,421\text{ м}$ ;  $l_6=0,444\text{ м}$ ;  
 $l_n=0,542\text{ м}$ ;  $l_3=0,363\text{ м}$ ;  $l_5=0,109\text{ м}$ ;

при  $\beta=90^\circ$ :  $h_p=0,426\text{ м}$ ;  $l_6=0,52\text{ м}$ ;  
 $l_n=0,814\text{ м}$ ;  $l_3=0,337\text{ м}$ ;  $l_5=0,104\text{ м}$ .

На рис. 7 представлены результаты сравнительного анализа моментов сил сопротивления копанью на серийном ковше и цилиндрическом ковше.

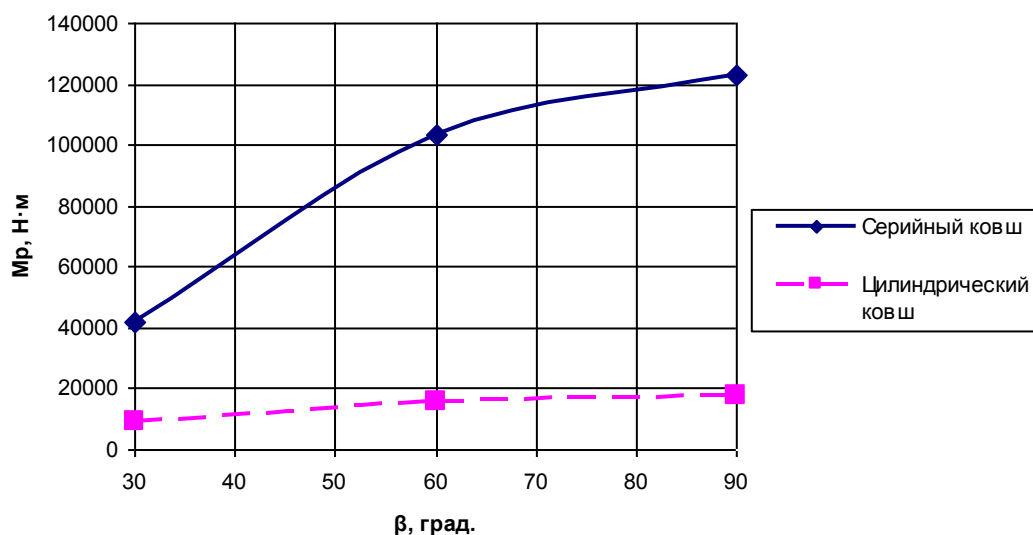


Рис. 7. Зависимости момента сил сопротивления копанью  $M_p$  на ковшах в процессе копания от угла поворота  $\beta$

На серийном экскаваторе помимо гидроцилиндра поворота ковша в копании участвуют гидроцилиндры поворота рукояти. Для экскаватора на базе трактора ЮМЗ-6АКЛ с емкостью ковша  $0,25\text{ м}^3$  используются 2 гидроцилиндра с толкающей силой  $80,38\text{ кН}$  каждый. Расстояние от точки приложения силы гидроцилиндров

до оси поворота рукояти составляет  $0,56\text{ м}$ . Таким образом момент сил от гидроцилиндров поворота рукояти составит  $90025\text{ Н·м}$ . Суммарный момент сил от гидроцилиндров поворота рукояти и ковша составит более  $133\text{ кН·м}$ , такого момента вполне хватает для преодоления сил сопротивления копанью.

### Заключение

В работе проанализированы моменты сил, воздействующие на ковш объемом  $0,25\text{ м}^3$  серийной конструкции и цилиндрического ковша. Сравнительный анализ показал, что моменты сил сопротивлений копанью на серийном ковше значительно

больше, чем на цилиндрическом ковше. Таким образом, появляется возможность установки ковшей большего объема без изменения гидропривода, что ведет к повышению производительности одноковшовых гидравлических экскаваторов.



## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Патент РФ №2656286, МПК E02F 3/28. Ковш экскаватора сферический; заявитель и патенто-обладатель Бурый Г. Г.
2. Бурый Г.Г., Щербаков В.С., Скобелев С.Б., Ковалевский В.Ф. Совершенствование конструкции ковша гидравлического экскаватора // Вестник СибАДИ. 2019. №3. С. 202-213.
3. Баловнев В.И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин. М.: Высшая школа, 1981. 335 с.
4. Зеленин А.Н., Павлов В.П., Агароник М.Я., Королев А.В., Перлов А.С. Исследование разработки грунта гидравлическими экскаваторами // Строительные и дорожные машины. 1976. № 10. С. 9-11.
5. Ананин В.Г. Результаты экспериментальных исследований и моделирования рабочего оборудования одноковшового экскаватора / Вестник Томского государственного архитектурно-строительного университета. 2013. № 1 (38). С. 205-213.
6. Кузнецова В.Н., Савинкин В.В. Анализ эффективности работы одноковшового экскаватора / Вестник СибАДИ. 2014. № 6. С. 26-33.
7. Павлов В.П., Абрамов А.Н. Рекомендации по выбору параметров экскаваторных ковшей // Транспортное строительство. 1984. № 7. С. 35-36.
8. Тарасов В.Н., Коваленко М.В. Механика копания грунтов, основанная на теории предельных касательных напряжений // Строительные и дорожные машины. 2003. № 7. С.38-43.
9. Кузнецова В.Н., Савинкин В.В. Обеспечение энергоэффективности разработки грунта за счет оптимизации углов позиционирования рабочего оборудования экскаватора // Строительные и дорожные машины. 2015. № 3. С. 44-47.
10. Тарасов В.Н., Коваленко М.В. Механика копания грунтов ковшем гидравлического экскаватора // Строительные и дорожные машины. 2003. № 8. С. 41-45.
11. Домбровский, Н.Г., Гальперин М.И. Землеройно-транспортные машины. М.: Машиностроение, 1965. 276 с.
12. Зеленин А.Н., Баловнев В.И., Керов И.П. Машины для земляных работ. М.: Машиностроение, 1975. 424 с.
13. Федоров Д.И. Рабочие органы землеройных машин. М.: Машиностроение, 1990. 360 с.
14. Ветров Ю. А. Резание грунтов землеройными машинами. М.: Машиностроение, 1971. 357 с.
15. Sinclair R. Hydraulic Excavators: Quarrying & Mining Applications. London, Sinclair Publishing, 2011. 388 p.
1. Patent of the RF No. 2656286, IPC E02F 3/28. Spherical Excavator Bucket; applicant pant holder: Bury G.G.
2. .Bury G.G., Shcherbakov V.S., Skobelev S.B., Kovalevsky V.F. Bucket design improvement of hydraulic excavator // Bulletin of SibADI. 2019. No.3. pp. 202-213.
3. .Balovnev V.I. Modeling of Interaction Processes with Environment of Working Units of Road-Construction Machines. Higher School, 1981. 335 p.
4. Zelenin A.N., Pavlov V.P., Agaronik M.Ya., Korolyov A.V., Perlov A.S. Investigations of soil scooping by hydraulic excavators // Construction and Road Machines. 1976. No.10. P, 9-11.
5. Ananin V.G. Results of experimental investigations and modeling of single-bucket excavator working equipment / Bulletin of Tomsk State Architectural and Construction University. 2013. No.1 (38). P. 205-213.
6. Kuznetsova V.N., Savinkin V.V. Analysis of single-bucket excavator operation effectiveness / Bulletin of SibADI. 2014. No. 6. P. 26-33.
7. .Pavlov V.P., Abramov A.N. Recommendations on choice of excavator bucket parameters // Transport Construction. 1984. No.7. P. 35-36.
8. Tarasov V.N., Kovalenko M.V. Soil digging mechanics based on theory of extreme tangential stresses // Construction and Road Machines. 2003. No.7. P. 38-43.
9. Kuznetsova V.N., Savinkin V.V. Ensuring power effectiveness of soil digging at the expense of angle positioning optimization of excavator working equipment // Construction and Road Machines. 2015. No.3. P. 44-47.
10. Tarasov V.N., Kovalenko M.V. Mechanics of soil digging with hydraulic excavator bucket // Construction and Road Machines. 2003. No.8. P. 41-45.
11. Dombrovsky, N.G., Galperin M.I. Soil-Digging and Transport Machines. M.: Mechanical Engineering, 1965. 276 p.
12. Zelenin A.N., Balovnev V.I., Kerov I.P. Machines for Soil Works/ M.: Mechanical Engineering, 1975. 424 p.
13. .Fyodorov D.I. Operation Units of Digging Machines. M.: Mechanical Engineering, 1990. 360 p.
14. Vetrov Yu.A. Soil Cutting with Digging Machines. M.: Mechanical Engineering, 1971. 357 p.
15. Sinclair R. Hydraulic Excavators: Quarrying & Mining Applications. London, Sinclair Publishing, 2011. 388 p.

Ссылка для цитирования:

Бурый Г.Г., Щербаков В.С., Потеряев И.К. Сравнительный анализ сил сопротивления копанью, действующих на серийный ковш экскаватора и ковша цилиндрической формы // Вестник Брянского государственного технического университета. 2020. № 4. С. 11–20. DOI: 10.30987/1999-8775-2020-4-11-20.

*Статья поступила в редакцию 02.12.19.  
Рецензент: д.т.н., профессор Брянского государственного  
технического университета  
Кобищанов В.В.,  
член редсовета журнала «Вестник БГТУ».  
Статья принята к публикации 26. 03. 20.*

**Сведения об авторах:**

**Бурый Григорий Геннадьевич**, к.т.н., доцент кафедры «Автомобили, конструкционные материалы и технологии» Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета (СибАДИ), тел.: 8 913 621 92 33, e-mail: buryy1989@bk.ru

**Щербаков Виталий Сергеевич**, д.т.н., профессор, профессор кафедры «Автоматизация производственных процессов и электротехника» Сибирского государственного автомобильно-дорожного уни-

**Bury Grigory Gennadievich**, Can. Sc. Tech., Assistant Prof. of the Dep. "Motor-Cars, Construction Materials and Technologies", Siberian State Auto-Road University (SibADI), phone: 8 913 621 92 33, e-mail: buryy1989@bk.ru

**Shcherbakov Vitaly Sregeevich**, Dr. Sc. Tech., Prof., Prof. of the Dep. "Manufacturing Process Automation and Electrical Engineering", Siberian State Auto-Road University (SibADI), phone: 8 962 058 40 38,

верситета (СибАДИ), тел.: 8 962 058 40 38, e-mail: sherbakov\_vs@sibadi.org.

**Потеряев Илья Константинович**, к.т.н., доцент, доцент кафедры «Эксплуатация и сервис транспортно-технологических машин и комплексов в строительстве» Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета (СибАДИ), тел.: 8 923 686 80 77, e-mail: poteryaev\_ik@mail.ru.

e-mail: sherbakov\_vs@sibadi.org.

**Poteryaev Ilya Konstantinovich**, Can. Sc. Tech., Assistant Prof., Assistant Prof. of the Dep. "Operation and Service of Transport-Technological Machines and Complexes in Construction", Siberian State Auto-Road University (SibADI), phone: 8 923 686 80 77, e-mail: poteryaev\_ik@mail.ru.