

Определение рациональных параметров рабочего оборудования гидравлического экскаватора с напорным звеном

Безкорвайный П. Г.¹, Шестаков В. С.^{2*}

¹ Карагандинский государственный технический университет, г. Караганда, Республика Казахстан

² Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия

*e-mail: shestakov.v.s@mail.ru

Реферат

Введение. Актуальность работы обусловлена необходимостью повышения эффективности гидравлических экскаваторов, от которых существенным образом зависит себестоимость добычи полезных ископаемых.

Цель работы – усовершенствование конструкции рабочего оборудования гидравлического экскаватора и разработка методики определения рациональных параметров рабочего оборудования, обеспечивающих снижение его массы.

Методология. За базовый объект, используемый для сравнения с предлагаемой конструкцией, принята модель гидравлического экскаватора с рабочим оборудованием, включающим стрелу, рукоять, ковш и гидроцилиндры поворота стрелы, рукояти и ковша. Для гидравлического экскаватора с рабочим оборудованием «прямая лопата» авторами разработана новая конструктивная схема, в которой исключаются гидроцилиндры поворота стрелы, используемые на базовой модели экскаватора, для перемещения стрелы применяется напорная штанга. В разработанной схеме рабочего оборудования на поворотной платформе установлена надстройка, в верхней части надстройки располагается напорный механизм для выдвигания напорной штанги. Напорная штанга соединена с головной частью стрелы и проходит внутри седлового подшипника. Такая схема позволяет исключить гидроцилиндры поворота стрелы, снизить изгибающий момент, действующий на стрелу, что позволит уменьшить сечение стрелы и, соответственно, ее массу. Составлены математическая модель расчета координат и усилий при копании, алгоритм и программа для ЭВМ на алгоритмическом языке Visual Basic для приложений, позволяющие определять возможные усилия в элементах рабочего оборудования в пределах рабочей зоны. Значения усилий используются при проведении оптимизации по критерию массы для подбора сечений стрелы и рукояти, для размещения гидроцилиндров. Применение критерия массы и ограничения в виде реализации требуемых технологических параметров при эксплуатации в заданных горно-технологических условиях позволит подобрать рациональные параметры элементов рабочего оборудования.

Результаты. Изменение расположения элементов (исключение гидроцилиндров поворота стрелы и расположение напорного механизма на оси вращения) дает возможность увеличения вместимости ковша, следовательно, производительности экскаватора. Разработанная методика определения конструктивных параметров экскаватора обеспечивает также построение рабочей зоны и расчет усилий на зубьях ковша в ее пределах для доказательства реализации рабочих функций проектируемой новой модели.

Ключевые слова: гидравлический экскаватор; стрела; рукоять; ковш; напорная штанга; гидроцилиндр; усилие.

Введение. Анализ существующих схем и определению параметров рабочего оборудования гидравлических экскаваторов посвящено большое число исследований. Авторами в [1–7] приведено описание и порядок определения параметров для

гидравлических экскаваторов по нескольким рабочим положениям ковша, в [8] показаны исследования определения рабочей зоны с возможными усилиями копания, работы [9–14] посвящены разработке моделей для исследования и управления рабочим процессом. Все указанные исследования рассматривают традиционные схемы рабочего оборудования, включающие гидроцилиндры поворота стрелы, рукояти и ковша.

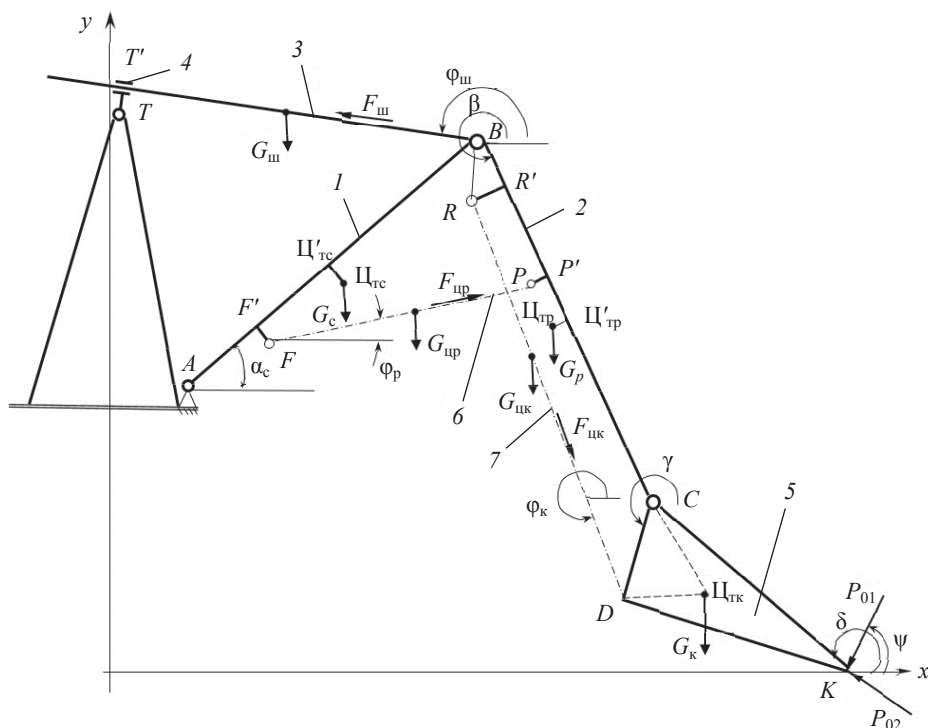


Рисунок 1. Схема рабочего оборудования с напорной штангой
Figure 1. Scheme of impeller with a pressure rod

Постановка проблемы. В существующих моделях экскаваторов наиболее экономичный режим при копании поворотом ковша, при этом рукоять и стрела удерживаются в неподвижном положении соответствующими гидроцилиндрами. При копании на стрелу от гидроцилиндров стрелы действуют усилия изгиба и сжатия. На стрелу также действуют усилия со стороны рукояти и гидроцилиндров поворота рукояти. Сечение стрелы определяется по условиям прочности с учетом всех действующих усилий, причем усилия от гидроцилиндров поворота стрелы составляют значительную долю в суммарных усилиях. Наличие усилий от гидроцилиндров поворота стрелы приводит к увеличенному сечению стрелы и, соответственно, к увеличению ее массы. Это является недостатком существующей схемы рабочего оборудования.

Порядок исследования. Для исключения действия усилий гидроцилиндров поворота стрелы авторами разработана схема [15], показанная на рис. 1 (A, T, F, P, R, B, C, D – шарниры, штрих обозначает проекции шарниров на соответствующее звено рабочего оборудования; K – вершина зуба ковша; KCD – схема профиля ковша; CB – рукоять; AB – стрела; TB – расстояние от оси седлового подшипника до оси шарнира «стрела–рукоять»; FP, RD – гидроцилиндры поворота рукояти и ковша;

$G_c, G_p, G_k, G_{cp}, G_{ck}, G_{ш}$ – силы тяжести стрелы, рукояти, ковша, гидроцилиндров рукояти и ковша, напорной штанги соответственно; $\Pi_{tc}, \Pi_{cp}, \Pi_{ck}$ – центр тяжести стрелы, рукояти и ковша соответственно, штрих обозначает проекции центров тяжести на соответствующее звено рабочего оборудования; $\alpha_c, \beta, \gamma, \delta, \varphi_p, \varphi_k, \varphi_{ш}$ – углы наклона к горизонтали стрелы, рукояти, ковша, цилиндров рукояти, ковша, напорной штанги соответственно; ψ – угол наклона траектории копания к горизонту; P_{01}, P_{02} – касательная и нормальная составляющая усилия сопротивления копанию соответственно; $F_{ш}, F_{cp}, F_{ck}$ – усилия в напорной штанге, в гидроцилиндре рукояти и в гидроцилиндре ковша соответственно). В отличие от известных моделей экскаваторов в предлагаемой схеме рабочего оборудования удержание и перемещение стрелы обеспечивается напорной штангой, гидроцилиндры поворота стрелы исключаются.

Рабочее оборудование экскаватора включает стрелу 1, рукоять 2, напорную штангу 3, установленную в седловом подшипнике 4 на двуногой стойке и шарнирно соединенную с верхней частью стрелы 1, ковш 5, гидроцилиндры поворота рукояти 6 и поворота ковша 7. Решено было применить напорную штангу, а не гидроцилиндр ввиду значительного расстояния между головой стрелы и надстройкой. Гидроцилиндр такого размера окажется очень массивным, он будет увеличивать опрокидывающий момент, действующий на поворотную часть, и момент инерции поворотной части. Все это снизит эффективность предлагаемой схемы рабочего оборудования. Штанга работает от рабочих нагрузок только на сжатие, сечение будет сравнительно небольшим, масса значительно меньше массы гидроцилиндра. Штанга может перемещаться зубчато-реечным или канатным напорным механизмом, располагаемым на надстройке на оси вращения, поэтому опрокидывающий момент от напорного механизма и момент инерции поворотной части будут значительно меньшими по сравнению с базовой моделью, включающей гидроцилиндр стрелы, вынесенный на большое расстояние от оси вращения. Конструкции таких напорных механизмов применяются на канатных карьерных экскаваторах, они надежны и не усложняют кинематическую схему. Уменьшение опрокидывающего момента позволяет увеличить вместимость ковша при сохранении такого же, как на базовой модели, коэффициента устойчивости.

Рабочее оборудование экскаватора по предлагаемой схеме функционирует следующим образом. Копание производится ковшом 5 при повороте его относительно оси крепления к рукояти гидроцилиндром поворота ковша 7. Рукоять при копании поворотом ковша удерживается в неподвижном положении гидроцилиндром поворота рукояти 6, а стрела 1 удерживается напорной штангой 3.

Нагруженность стрелы 1 определяется составляющей равнодействующей сил, действующих в шарнире «стрела–рукоять» В, направленной на сжатие по оси стрелы, а также усилиями от гидроцилиндров поворота рукояти, прикладываемыми в шарнире F. Так как в предлагаемой схеме исключены гидроцилиндры поворота стрелы, то происходит соответствующее уменьшение нагрузок на стрелу. В результате за счет снижения нагруженности стрелы достигается уменьшение ее массы.

Для построения математической модели определения рабочей зоны экскаватора по предлагаемой схеме исходными данными служат линейные размеры элементов рабочего оборудования, размеры крепления и ход гидроцилиндров поворота рукояти ковша, положение седлового подшипника и ход выдвижения напорной штанги. Для расчета усилий используются силы тяжести элементов рабочего оборудования, усилия на штоках гидроцилиндров и в напорной штанге, усилия сопротивления копанию.

В выражениях для обозначения размеров элементов используются точки концов отрезков, углов (знак \angle с отрезками, образующими угол).

Алгоритм вычислений границ рабочей зоны организован циклами. Во внешнем цикле с равным шагом меняется вылет напорной штанги (отрезок TE по рис. 1) от минимального до максимального значения. Для каждого значения вылета штанги во втором цикле также от минимального до максимального значения меняется расстояние между шарнирами цилиндра рукоятки (отрезок FP). При каждом положении штока цилиндра рукоятки в третьем (внутреннем цикле) меняется с равным шагом от минимального до максимального значения расстояние между шарнирами цилиндра ковша (отрезок RD). По меняющимся в циклах длинам цилиндров рассчитываются координаты вершины зуба ковша, координаты всех звеньев рабочего оборудования, а по ним определяются усилия в элементах рабочего оборудования.

Координаты точек стрелы определяются по следующим выражениям:

$$\begin{aligned} \angle_{TAB} &= \arccos \frac{AT^2 + AB^2 - BT^2}{2AT \cdot AB}; & \angle_{TBA} &= \arccos \frac{BT^2 + AB^2 - AT^2}{2BT \cdot AB}; \\ \angle_{TAx} &= \arctg \frac{y_T - y_A}{x_T - x_A}; & \alpha_c &= \pi - \angle_{TAB} - \angle_{TAx}; \\ x_B &= x_A + AB \cos \alpha_c; & y_B &= y_A + AB \sin \alpha_c; \\ x_{F'} &= x_A + AF' \cos \alpha_c'; & y_{F'} &= y_A + AF' \sin \alpha_c'; \\ x_{Цтр} &= x_A + A\Pi_{цт} \cos(\alpha_c + \angle_{BA\Pi_{цт}}); & y_{Цтр} &= y_A + A\Pi_{цт} \sin(\alpha_c + \angle_{BA\Pi_{цт}}). \end{aligned}$$

Координаты точек рукоятки:

$$\begin{aligned} \angle_{FBP} &= \arccos \frac{BF^2 + BP^2 - FP^2}{2BF \cdot BP}; & \angle_{FPB} &= \arccos \frac{FP^2 + BP^2 - BF^2}{2FP \cdot BP}; \\ \beta &= \pi + \alpha_c - \angle_{BFF'} + \angle_{FBP} - \angle_{PBP'}; \\ x_C &= x_B + BC \cos \beta; & y_C &= y_B + BC \sin \beta; \\ x_{R'} &= x_B + BR' \cos \beta; & y_{R'} &= y_B + BR' \sin \beta; \\ x_{P'} &= x_B + BP' \cos \beta; & y_{P'} &= y_B + BP' \sin \beta; \\ x_{R'} &= x_B + BR' \cos \beta; & y_{R'} &= y_B + BR' \sin \beta; \\ x_{P'} &= x_B + BP' \cos \beta; & y_{P'} &= y_B + BP' \sin \beta; \\ x_{Цтр} &= x_B + B\Pi_{цт} \cos(\beta + \angle_{ЦтрB\Pi_{цт}}'); & y_{Цтр} &= y_B + B\Pi_{цт} \sin(\beta + \angle_{ЦтрB\Pi_{цт}}'). \end{aligned}$$

Координаты точек ковша:

$$\begin{aligned} \angle_{DCR} &= \arccos \frac{CD^2 + CR^2 - RD^2}{2CD \cdot CR}; & \angle_{RDC} &= \arccos \frac{CD^2 + RD^2 - CR^2}{2CD \cdot RD}; \\ \gamma &= \beta - \pi - \angle_{RCR'} + \angle_{DCR}; \\ x_D &= x_C + CD \cos \gamma; & y_D &= y_C + CD \sin \gamma; \\ x_K &= x_C + CK \cos(\gamma + \angle_{DCK}); & y_K &= y_C + CK \sin(\gamma + \angle_{DCK}); \\ x_{Цт} &= x_C + C\Pi_{цт} \cos(\gamma + \angle_{DC\Pi_{цт}}); & y_{Цт} &= y_C + C\Pi_{цт} \sin(\gamma + \angle_{DC\Pi_{цт}}). \end{aligned}$$

Усилие в напорной штанге определяется по условию равновесия относительно шарнира A :

$$F_{ш} = \left[G_c (x_{Цтс} - x_A) + G_p (x_{Цтр} - x_A) + G_k (x_{Цтк} - x_A) + \left(\frac{x_T + x_B}{2} - x_A \right) + G_{ш} + G_{цр} \left(\frac{x_F + x_P}{2} - x_A \right) + G_{цк} \left(\frac{x_R + x_D}{2} - x_A \right) + P_y (x_K - x_A) + P_x (y_K - y_A) \right] \times [AB \sin(\angle_{ТВА})]^{-1},$$

где $P_x = -P_{01} \cos \psi - P_{02} \sin \psi$, $P_y = -P_{01} \sin \psi + P_{02} \cos \psi$ – проекции на оси x и y касательной (P_{01}) и нормальной (P_{02}) составляющей усилия сопротивления копанью.

Усилие на штоках гидроцилиндров рукоятки определяется по условию равновесия относительно шарнира B . На шарнир B , кроме усилия в штоке, действует также половина силы тяжести гидроцилиндра рукоятки:

$$F_{цр} = \left[G_p (x_{Цтр} - x_B) + G_k (x_{Цтк} - x_B) + G_{цк} \left(\frac{x_R + x_D}{2} - x_B \right) + P_y (x_K - x_B) + P_x (y_K - y_B) + 0,5G_{цр} (x_P - x_B) \right] \cdot [BP \sin \angle FPB]^{-1}.$$

Усилие на штоках гидроцилиндров ковша определяется по условию равновесия относительно шарнира C . На шарнир C , кроме усилия в штоке, действует также половина силы тяжести гидроцилиндра ковша:

$$F_{цк} = \frac{G_k (x_{Цтк} - x_C) + P_y (x_K - x_C) + P_x (y_K - y_C) - 0,5G_{цк} (x_D - x_C)}{CD \sin \angle RDC}.$$

Сложность в определении усилий представляет то, что усилие копания определяется работой всех механизмов. Нельзя задавать сразу всем механизмам максимальные усилия и по ним определять усилия на зубьях ковша. При копании, например, поворотом ковша рукоять должна удерживаться гидроцилиндрами рукоятки и напорным механизмом. Если при максимальной усилении на штоке гидроцилиндра ковша превышаются максимальные усилия гидроцилиндра рукоятки, то рукоять повернется и усилия на зубьях уменьшатся.

Для определения возможных усилий копания использован метод поиска допустимого решения. Суть алгоритма: на зубьях ковша вначале задается очень большое усилие копания, по нему рассчитываются усилия на штоках гидроцилиндров и в напорной штанге. Если в одном из механизмов усилие превышает максимальное, то уменьшается усилие на зубьях. Такое уменьшение усилий выполняется до тех пор, пока на штоках всех гидроцилиндров и в напорной штанге усилия будут не более допустимых.

Результаты выполненных расчетов координат и усилий по разработанной на алгоритмическом языке Visual Basic (*VBA*) программе приведены на рис. 2 (значения усилий копания в кН), пунктиром показана траектория движения зуба ковша. Диаграммы усилий на штоках и реакции в шарнирах показаны на рис. 3.

Анализ диаграмм позволяет сделать вывод: максимальные усилия на зубьях ковша определяются значениями максимальных усилий на штоках гидроцилиндров, показанных пунктирными линиями. Если окажется, что усилий на зубьях недоста-

точно для заполнения ковша, то по результатам вычислений определяется, в каких гидроцилиндрах необходимо увеличить максимальное усилие. Так, по приведенному на рис. 3 графику усилий на штоках гидроцилиндров рукояти видно, что в большинстве случаев усилия на штоках достигли максимальных значений и ограничили

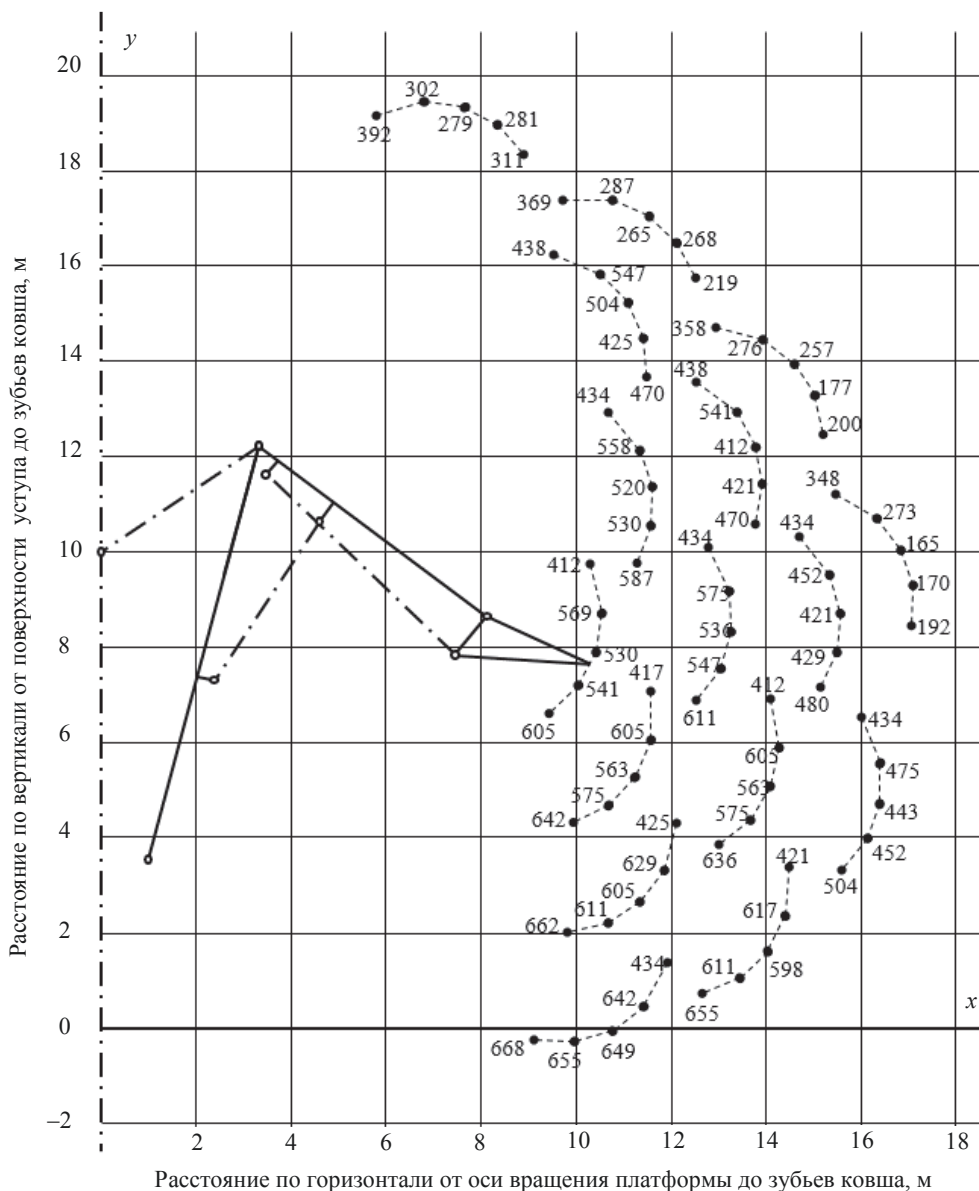


Рисунок 2. Результаты определения рабочей зоны и усилий на зубьях ковша, кН
 Figure 2. Results of determining the working area and forces on the bucket teeth

усилие копания. Для повышения усилий на штоках гидроцилиндров рукояти необходимо увеличить, например, диаметр поршня.

Этот же алгоритм поиска усилий на штоках по условию обеспечения требуемых для заполнения ковша усилий на зубьях применяется и при оптимизации точек крепления штоков к стреле. Полученные значения усилий применяются для расчета сечений стрелы, рукояти, штанги, суммарной массы рабочего оборудования.

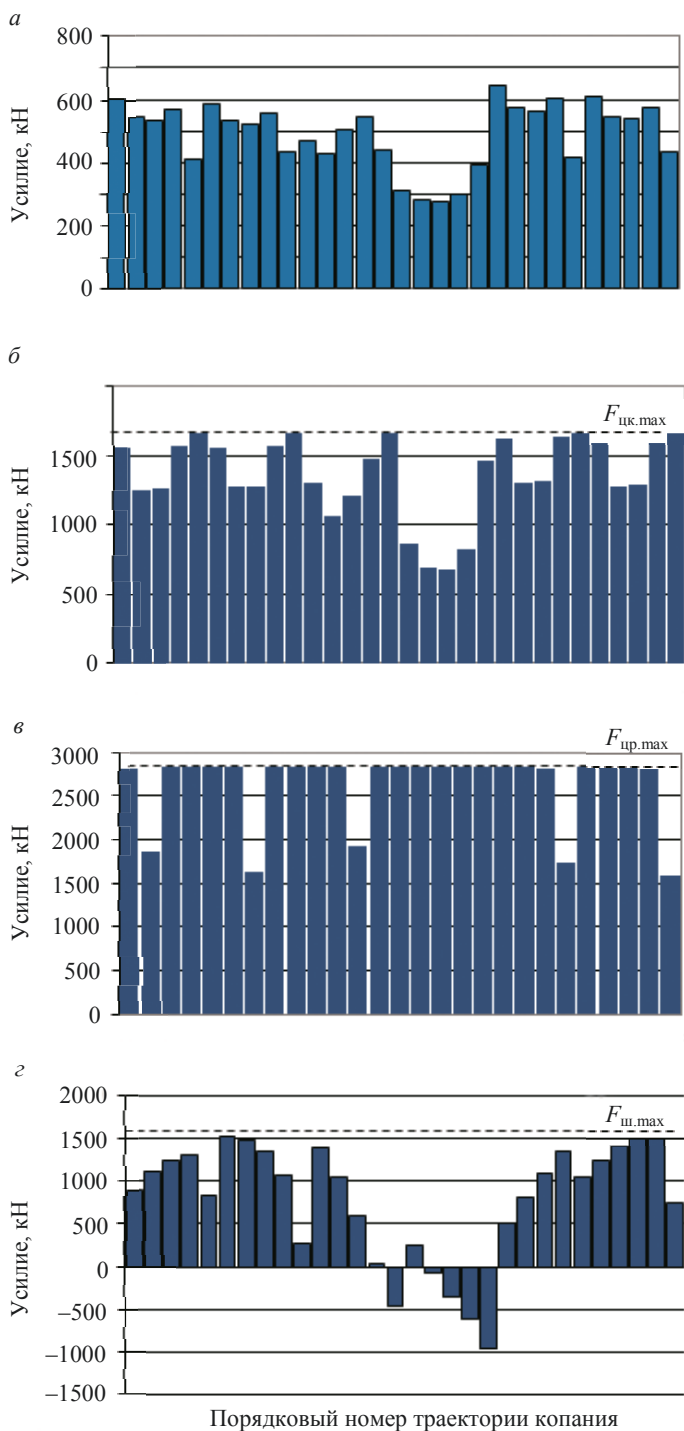


Рисунок 3. Результаты расчета усилий, кН: а – копания; б – на штоке цилиндра ковша; в – на штоке цилиндра рукояти; г – в напорной штанге

Figure 3. The results of calculating the efforts, кН: а – digging; б – on the bucket cylinder rod; в – on the arm cylinder rod; г – on the pressure rod

Оптимизацию рабочего оборудования предлагается проводить по критерию массы при ограничениях по прочности и по обеспечению рабочего процесса (усилие на зубьях должно обеспечивать копание).

Для оптимизации на стадии эскизного проектирования расчет масс выполняется по приближенным формулам. Стрела и рукоять – это сварные конструкции корыччатого сечения. Толщина листов определяется по известным формулам условий прочности для балок, работающих на изгиб и сжатие. Массы гидроцилиндров также можно определять по приближенным формулам по длине и усилию. В данной статье методика расчета сечений стрелы и рукояти и их масс не приведена – это обычная методика сопротивления материалов.

На этапах технического и рабочего проектирования, применяя специальные расчетные системы, например, Российскую систему АРМ WinMachine, выполняется проверка на прочность оптимального варианта и, при необходимости, уточняются сечения.

Выполненными расчетами на этапе эскизного проектирования определено, что масса стрелы для экскаватора с ковшом 12 м³ может быть уменьшена на 15 %, возможно также уменьшение массы рукояти и ковша в результате более точных расчетов.

В настоящее время работы по поиску рациональных параметров предлагаемой схемы рабочего оборудования, в том числе и точного определения массы экскаватора, продолжаются. Составляется модель расчета сечений, расчетная модель для системы АРМ WinMachine. Результаты планируется представить в следующей статье. Но уменьшение массы в разработанной схеме для повышения эффективности экскаватора (его производительности) не является главным. Эффект повышения производительности достигается за счет увеличения вместимости ковша. Увеличение вместимости ковша возможно за счет того, что гидроцилиндры поворота стрелы исключены, а они очень массивны (4–6 т), напорный механизм расположен на оси вращения платформы, все это снижает опрокидывающий момент относительно роликового круга. Достижением этого момента значения, как у базовой модели, и возможно увеличение вместимости ковша. В результате расчетов установлено, что вместимость ковша и, соответственно, производительность могут быть увеличены примерно на 10 %. При принятии решения об увеличении вместимости ковша выполняются повторные расчеты на прочность элементов рабочего оборудования.

Заключение. Составленное для разработанной авторами схемы рабочего оборудования с напорной штангой математическое описание и алгоритм обеспечивают:

- построение рабочей зоны;
- определение возможного усилия на зубьях ковша;
- определение усилий во всех звеньях рабочего оборудования при копании.

Алгоритм поиска возможного решения позволяет определять значения усилий на штоках гидроцилиндров и в напорной штанге, уточнять параметры гидроцилиндров для обеспечения необходимого усилия копания.

Предложенный алгоритм расчета усилий позволяет проводить оптимизацию рабочего оборудования на этапе эскизного проектирования.

Рабочий процесс предлагаемого рабочего оборудования остается таким же, как у базовой модели, копание чаще всего выполняется поворотом ковша, поэтому не происходит изменения динамических характеристик процесса копания.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Машины для земляных работ / Д. П. Волков [и др.]. М.: Машиностроение, 1992. 448 с.
2. Комиссаров А. П., Лагунова Ю. А., Шестаков В. С. Проектирование карьерных экскаваторов. М.: Инновационное машиностроение, 2017. 228 с.

3. Побегайло П. А. Мощные одноковшовые гидравлические экскаваторы: выбор основных геометрических параметров рабочего оборудования на ранних стадиях проектирования. М.: ЛЕНАНД, 2014. 296 с.

4. Lukashuk O. A., Komissarov A. P., Letnev K. Y. Increasing power efficiency of open-pit excavators // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. 709(2). No. 022083.

5. Комиссаров А. П., Лагунова Ю. А., Лукашук О. А., Телиман И. В. Обоснование рабочей характеристики карьерного экскаватора // Горное оборудование и электромеханика. 2017. № 2. С. 7–10.

6. Комиссаров А. П., Лагунова Ю. А., Шестаков В. С., Телиман И. В. Соотношения активных и реактивных нагрузок в механизмах рабочего оборудования гидравлического экскаватора // Горное оборудование и электромеханика. 2018. № 1. С. 7–10.

7. Shestakov V., Bezkorovainyy P., Franz T. Determination of the working area of a hydraulic excavator // XVIII Scientific Forum “Ural Mining Decade” (UMD 2020). E3S Web of Conferences. Ekaterinburg, Russia. April 2–11. 2020. Vol. 177. P. 100–104.

8. Le Q. H., Yang S.-Y. Study on the architecture of the remote control system for hydraulic excavator // Proc. on 11th International Conference on Control, Automation and Systems, Gyeonggi-do, Korea (South), 26–29 Oct. 2011. P. 941–945.

9. Koivo A. J., Thoma M., Kocaoglan E., Andrade-Cetto J. Modeling and control of excavator dynamics during digging operation // Journal of Aerospace Engineering. 1996. Vol. 9. P. 10–18.

10. Frimpong S., Hu Y., Inyang H. Dynamic modeling of hydraulic shovel excavators for geomaterials // International Journal of Geomechanics. 2009. Vol. 8(1). P. 20–29.

11. Geu Flores F., Kecskemethy A., Pottker A. Workspace analysis and maximal force calculation of a face-shovel excavator using kinematical transformers // 12th IFToMM World Congress, Besancon, June 18–21. 2007. P. 1–6.

12. Bradley D. A., Seward D. W., Mann J. E., Goodwin M. R. Artificial intelligence in the control and operation of construction plant the autonomous robot excavator // Automation in Construction. 1993. Vol. 2(3). P. 217–228.

13. Лукашук О. А., Летнев К. Ю. Определение режимных параметров рычажного механизма карьерного экскаватора // Известия вузов. Горный журнал. 2021. № 2. С. 94–102.

14. Лагунова Ю. А., Хорошавин С. А., Набиуллин Р. Ш., Калянов А. Е. Анализ металлоконструкций стрелы карьерного экскаватора методом неразрушающего контроля // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. 2022. № 15. С. 115–123.

15. Gruening G. T., Kunze G., Katterfeld A. Simulating the working process construction machines // In: Bulk Solids Europe 2010. Glasgow, Scotland, 2010. 10 p.

16. Рабочее оборудование экскаватора: пат. 2772037 Рос. Федерация С1 E02F 3/30; заявл. № 2021122144; опубл. 16.05.2022. Бюл. № 14.

Поступила в редакцию 1 июля 2022 года

Сведения об авторах:

Безкороваинный Павел Геннадьевич – старший преподаватель кафедры теоретической механики Карагандинского государственного технического университета. E-mail: bpg82_karlion@mail.ru

Шестаков Виктор Степанович – кандидат технических наук, профессор, профессор кафедры горных машин и комплексов Уральского государственного горного университета. E-mail: shestakov.v.s@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0001-9468-6696>

DOI: 10.21440/0536-1028-2023-1-25-35

Determining rational parameters for the impeller of a hydraulic excavator with a crowding mechanism

Pavel G. Bezkorovainyi¹, Viktor S. Shestakov²

¹Karaganda State Technical University, Karaganda, Kazakhstan.

²Ural State Mining University, Ekaterinburg, Russia.

Abstract

Introduction. The rationale for the research is conditioned by the need to improve the efficiency of hydraulic excavators which affect the prime cost of mining significantly.

Research objective is to improve the design of hydraulic excavator impeller and develop the methods of determining impeller's rational parameters ensuring its weight reduction.

Methods of research. A model of hydraulic excavator with an impeller including a boom, a dipper arm, bucket, and hydraulic slewing cylinders for a boom, a dipper arm, and a bucket.

For a front shovel hydraulic excavator, a new design has been developed that excludes hydraulic cylinders for a boom which are used in a base model of hydraulic excavator; a pressure rod is used for boom travel. In the developed scheme of the impeller, a superstructure is installed on the slewing ring, a crowding mechanism for the pressure rod extension is installed in the upper part of the superstructure. The pressure rod is connected to the fore boom and runs inside the saddle bearing. Such scheme allows excluding boom slewing cylinders, reduce the bending moment that has effect on the boom, which is going to reduce the boom cross section and therefore its mass. A mathematical calculation model for excavation coordinates and forces has been developed, as well as an algorithm and software on the Visual Basic language for applications, allowing to determine possible forces in the impeller elements within the limits of the working area. The force values are used when optimizing according to the mass criterion to select the cross section of a boom and dipper arm and for cylinders' location. The mass criterion application and a restriction in a form of the required technological parameters implementation when operating in the preset mining and technological conditions will allow selecting rational parameters for the impeller's elements.

Results. Changes in the arrangement of elements (elimination of boom slewing hydraulic cylinders and the arrangement of the crowding mechanism on the rotation axis) makes it possible to improve the bucket tonnage, and therefore, the excavator's capacity. The developed methods of determining the excavator design parameters also ensures the working zone construction and bucket teeth forces calculation within its limits in order to prove the possibility of implementing the operating functions of the new model designed.

Keywords: hydraulic excavator; boom; dipper arm; bucket; pressure rod; hydraulic cylinder; force.

REFERENCES

1. Volkov D. P. et al. *Earth-moving machines*. Moscow: Mashinostroenie; 1992. (In Russ.)
2. Komissarov A. P., Lagunova Iu. A., Shestakov V. S. *Open-pit excavators design*. Moscow: Innovatsionnoe mashinostroenie; 2017. (In Russ.)
3. Pobegailo P. A. *Heavy-duty hydraulic shovels: selecting main dimensions for excavator implements at early stages of design*. Moscow: LENAND; 2014. (In Russ.)
4. Lukashuk O. A., Komissarov A. P., Letnev K. Y. Increasing power efficiency of open-pit excavators. In: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020. 709(2). No. 022083.
5. Komissarov A. P., Lagunova Iu. A., Lukashuk O. A., Teliman I. V. Rationale for the working characteristics mining shovel. *Gornoe oborudovanie i elektromekhanika = Mining Equipment and Electromechanics*. 2017; 2: 7–10. (In Russ.)
6. Komissarov A. P., Lagunova Iu. A., Shestakov V. S., Teliman I. V. Relations of active and reactive loads in mechanisms of working equipment of a hydraulic excavator. *Gornoe oborudovanie i elektromekhanika = Mining Equipment and Electromechanics*. 2018; 1: 7–10. (In Russ.)
7. Shestakov V., Bezkorovainy P., Franz T. Determination of the working area of a hydraulic excavator. In: *XVIII Scientific Forum "Ural Mining Decade" (UMD 2020). E3S Web of Conferences*. Ekaterinburg, Russia. April 2–11. 2020. Vol. 177. P. 100–104.
8. Le Q. H., Yang S.-Y. Study on the architecture of the remote control system for hydraulic excavator. In: *Proc. on 11th International Conference on Control, Automation and Systems, Gyeonggi-do, Korea (South), 26–29 Oct. 2011*. P. 941–945.
9. Koivo A. J., Thoma M., Kocaoglan E., Andrade-Cetto J. Modeling and control of excavator dynamics during digging operation. *Journal of Aerospace Engineering*. 1996; 9: 10–18.
10. Frimpong S., Hu Y., Inyang H. Dynamic modeling of hydraulic shovel excavators for geomaterials. *International Journal of Geomechanics*. 2009; 8(1): 20–29.
11. Geu Flores F., Kecskemethy A., Pottker A. Workspace analysis and maximal force calculation of a face-shovel excavator using kinematical transformers. *12th IFToMM World Congress, Besancon, June 18–21. 2007*. P. 1–6.
12. Bradley D. A., Seward D. W., Mann J. E., Goodwin M. R. Artificial intelligence in the control and operation of construction plantthe autonomous robot excavator. *Automation in Construction*. 1993; 2(3): 217–228.
13. Lukashuk O. A., Letnev K. Iu. Determining operation parameters of the leverage mechanism in a mining excavator. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Gornyi zhurnal = News of the Higher Institutions. Mining Journal*. 2021; 2: 94–102. (In Russ.)
14. Lagunova Iu. A., Khoroshavin S. A., Nabiullin R. Sh., Kalianov A. E. Evaluation of metal structures of a mining excavator boom by non-destructive testing. *Transportnoe, gornoe i stroitelnoe mashinostroenie: nauka i proizvodstvo = Transport, Mining and Construction Engineering: Science and Production*. 2022; 15: 115–123. (In Russ.)

15. Gruening G. T., Kunze G., Katterfeld A. Simulating the working process construction machines. *Bulk Solids Europe 2010*. Glasgow, Scotland, 2010. 10 p.

16. Bezkorovainyi P. G., Komissarov A. P., Shestakov V. S. *Excavator impeller*. Patent RF no. 2772037; 2022. (In Russ.)

Received 1 July 2022

Information about the authors:

Pavel G. Bezkorovainyi – senior lecturer, Department of Theoretical Mechanics, Viktor S. Shestakov. E-mail: bpg82_karlion@mail.ru

Viktor S. Shestakov – PhD (Engineering), Professor, professor of the Department of Mining Machines and Complexes, Ural State Mining University. E-mail: shestakov.v.s@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0001-9468-6696>

Для цитирования: Безкорвайный П. Г., Шестаков В. С. Определение рациональных параметров рабочего оборудования гидравлического экскаватора с напорным звеном // Известия вузов. Горный журнал. 2023. № 1. С. 25–35. DOI: 10.21440/0536-1028-2023-1-25-35

For citation: Bezkorovainyi P. G., Shestakov V. S. Determining rational parameters for the impeller of a hydraulic excavator with a crowding mechanism. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Gornyi zhurnal = Minerals and Mining Engineering*. 2023; 1: 25–35. DOI: 10.21440/0536-1028-2023-1-25-35