

С. В. Доронин, Д. В. Косолапов, Е. М. Сигова

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ НЕСУЩЕГО ПОВОРОТНОГО ЭЛЕМЕНТА РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА*

Рассматриваются особенности определения нагрузок и напряженного состояния несущего поворотного элемента рабочего оборудования экскаватора КТМ-405т модульного типа с электромеханическими толкателями.

Ключевые слова: экскаватор, рабочее оборудование, кинематика, напряженное состояние.

К принципиальным аспектам технологии проектирования сложных технических систем, к которым с полным основанием принадлежат и карьерные экскаваторы, следует отнести адекватное конструктивным решениям и условиям эксплуатации выполнение следующих основных этапов:

- анализ возможных случаев нагружения на этапах изготовления, транспортировки и эксплуатации;
- обоснование выбора ограниченного числа проектных расчетных случаев нагружения, которые являются наиболее критичными для прочности узлов и конструкций;
- установление комбинаций внешних нагрузок и их количественных значений для принятых проектных случаев нагружения.

Недостаточно тщательное выполнение этих этапов приводит к грубым системным ошибкам проектирования, устранение которых сопряжено со значительными материальными и временными затратами.

Для экскаватора как для электромеханической системы с переменной в течение цикла копания геометрией и многообразием рабочих движений анализ возможных случаев нагружения представляет собой нетривиальную задачу.

Экспериментально и теоретически установленные закономерности формирования условий нагружения получены в ходе многолетних расчетно-экспериментальных исследований экскаваторов – прямых лопат типа ЭКГ. В результате изучения и обобщения условий формирования режимов нагружения установлены четыре (пять) проектных расчетных положений рабочего оборудования [1] и определены комбинации усилий, действующих на рабочий орган и во всех элементах рабочего оборудования. Регламентация ряда проектных расчетных положений предопределяет комбинации проектных нагрузок, а также всю последовательность дальнейших расчетов элементов конструкций и оборудования.

При рассмотрении конструкции экскаватора КТМ-405т (рис. 1) ([URL: http://www.kztm.ru](http://www.kztm.ru)) с неклассической конфигурацией, кинематикой и напором возникает серьезное затруднение в определении как расчетных положений рабочего оборудования, так и расчетных случаев нагружения отдельных элементов оборудования. В пределе можно рассматривать бесконечно большое число различных положений элементов оборудования в пространстве. Трудности в выборе расчетных положений и

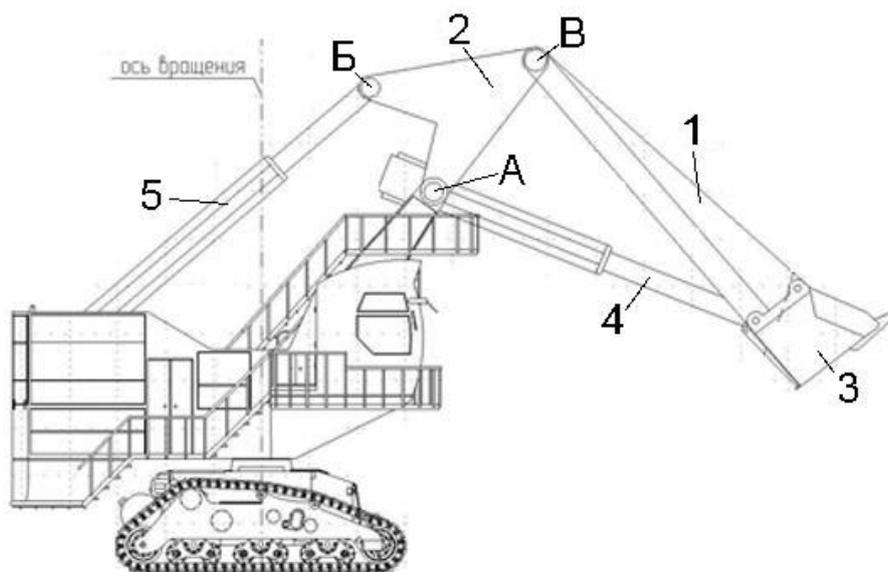


Рис. 1. Общий вид экскаватора КТМ-405т: 1 – рукоять; 2 – поворотный элемент рабочего оборудования («треугольник»); 3 – ковш; 4 – толкатель напора; 5 – толкатель подъема; А, Б, В – шарнирные соединения со стойкой, толкателем подъема и рукоятью

*Работа выполнена при финансовой поддержке КГАУ «Красноярский краевой фонд поддержки научной и научно-технической деятельности» (проект «Исследование конструктивных решений и технологии проектирования экскаваторов КТМ»).

сочетаний нагрузок, по которым с большей степенью достоверности можно вести расчет на прочность, определяются также следующими причинами [2]:

- напряжения в элементах рабочего оборудования зависят от величины и направления внешних сил, от положения элементов в пространстве и относительно друг друга;
- основная внешняя нагрузка на рабочее оборудование – сопротивление перемещению режущей кромки – бывает наибольшей при встрече ковша с непреодолимым препятствием и может быть направлена под любым углом к направлению движения режущей кромки. Величина этой нагрузки зависит от ее направления;
- максимальные напряжения в различных элементах и даже в разных сечениях одного элемента возникают не одновременно.

Рассмотрим на примере несущего поворотного элемента рабочего оборудования («треугольника») практический подход к проектным расчетам прочности элементов рабочего оборудования экскаваторов с неклассической кинематической схемой.

В кинематической схеме экскаватора КТМ-405т (см. рис. 1) предполагается реализовывать требуемую траекторию ковша 3 путем независимой работы толкателя подъема 5 или совместной его работы с толкателем напора 4. Усилие, развиваемое толкателем подъема, передается на рукоять 1 посредством «треугольника» 2, который шарнирно соединен с толкателем подъема и рукоятью, а также с неподвижной стойкой, выполняющей функцию опорного элемента.

Очевидно, диапазон возможных положений «треугольника» в цикле копания полностью определяется ходом толкателя подъема, чего нельзя сказать об усилиях, воспринимаемых конструкцией «треугольника».

Рассмотрим расчетную схему (рис. 2) формирования нагрузок на конструкцию «треугольника» (рис. 3). «Треугольник» шарнирно закреплен в точке А на стойке и воспринимает усилия f_1 от стержня 1 (рукояти) и f_5 от стержня 5 (толкателя подъема). Проекции этих усилий на оси x, y в соответствующих шарнирах «треугольника» составляют

$$\begin{aligned} F_{xB} &= f_5 \cos \delta, \\ F_{yB} &= -f_5 \sin \delta, \\ F_{xB} &= f_1 \cos \theta, \\ F_{yB} &= -f_1 \sin \theta, \end{aligned}$$

где углы δ и θ вычисляются для любого положения рабочего оборудования, исходя из геометрии «треугольника» и кинематического анализа рабочего оборудования как плоского механизма. Эти проекции при номинальном режиме нагружения распределяются симметрично относительно вертикальной плоскости копания (см. рис. 3).

Исследование сходимости и обоснование требуемого уровня дискретизации сетки конечных элементов выполнено для 1/2 части «треугольника», имеющего плоскость симметрии, для положения рабочего оборудования, характеризующегося максимальным вылетом толкателя напора и максимальным ходом толкателя подъема. Ковш при этом находится в самом верхнем положении. Применительно к модели «треугольника» измельчение сетки конечных элементов для исследования сходимости выполнялось прямым заданием размера ребра

конечного элемента. При этом формировалась регулярная сетка из одинаковых 10-узловых тетраэдральных конечных элементов.

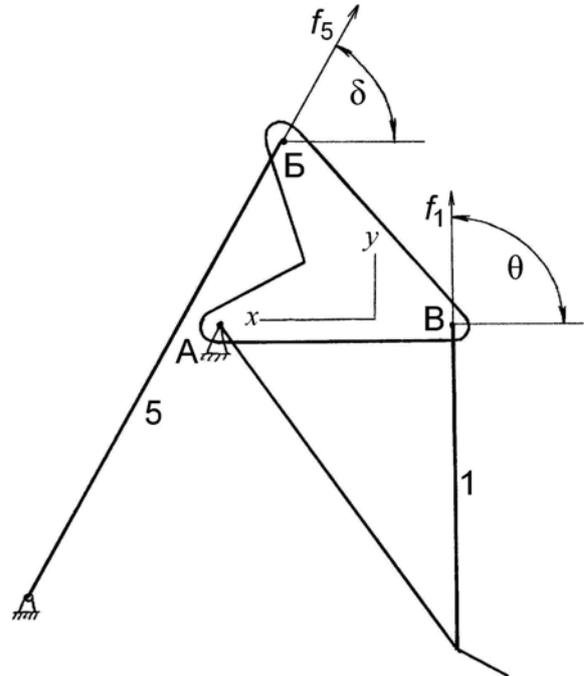


Рис. 2. Расчетная схема «треугольника»

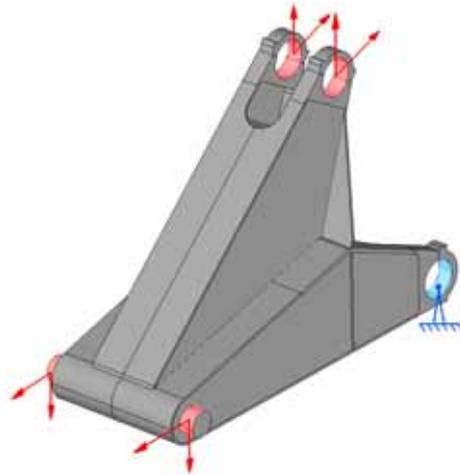


Рис. 3. Твердотельная модель «треугольника»

При последовательном измельчении сетки конечных элементов сходимость результатов достигнута при размере ребра конечного элемента 20 мм (рис. 4): максимальные напряжения $\sigma_{\max} = 151,0$ МПа, полученные при длине ребра 20 мм (468 167 узлов и 247 035 элементов), практически не отличаются от максимальных напряжениях $\sigma_{\max} = 149,7$ МПа, полученных при длине ребра 15 мм (949 329 узлов и 517 473 элемента). При этом наиболее нагруженными, как показывает уточненный расчет всей конструкции «треугольника», оказываются узлы шарнирных соединений «треугольника» со стойкой, рукоятью и толкателем подъема с зоной максимума в области конструктивного концентратора напряжений.

Дальнейшее увеличение степени измельчения сетки приводит к резкому росту размерности модели и флуктуации результатов вокруг некоторого уровня, что сви-

детельствует о неустойчивости результатов. Так, при длине ребра 10 мм количество узлов и элементов исчисляется уже миллионами (2 772 996 узлов и 1 671 730 элементов), максимальные напряжения достигают 189,6 МПа. В связи с этим все дальнейшие расчеты выполнены при сетке конечных элементов, формирующейся при длине ребра элемента 20 мм.

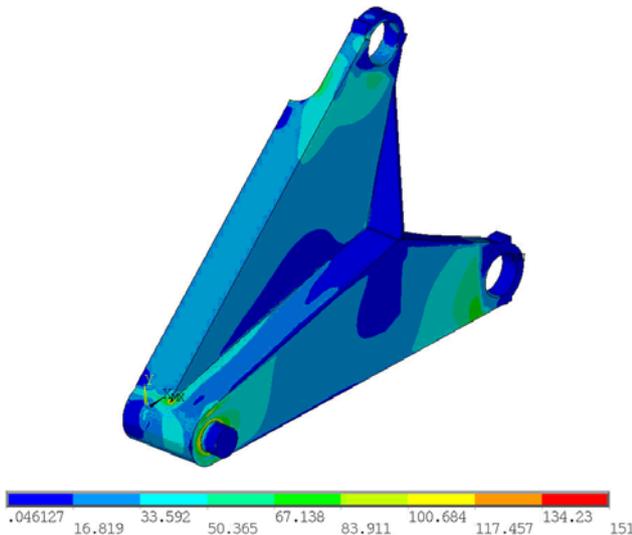


Рис. 4. Распределение интенсивности напряжений в «треугольнике» при длине ребра конечного элемента 20 мм

Для оценки вклада горизонтальных и вертикальных составляющих внешней нагрузки в формирование характера изменения работы «треугольника» в цикле копания осуществлено моделирование его напряженно-деформированного состояния при максимальном вылете толкателя напора при действии единичных горизонтального и вертикального усилий на кромке ковша.

Напряженное состояние «треугольника», вызываемое горизонтальным единичным усилием на ковше, характеризуется следующим образом. В начале цикла копания наиболее нагруженным является узел шарнирного соединения «треугольника» со стойкой. В этом узле возникают наибольшие и наименьшие абсолютные значения напряжений, наибольшие градиенты напряжений. Вторым по степени нагруженности является узел шарнирного соединения «треугольника» с рукоятью.

В течение цикла копания (по мере увеличения хода толкателя подъема Δl) наблюдается постепенное смещение максимума напряжений от узла шарнирного соединения «треугольника» со стойкой к узлу шарнирного соединения «треугольника» с рукоятью. При этом узел шарнирного соединения «треугольника» со стойкой характеризуется наибольшим градиентом напряжений в течение всего цикла копания.

Напряженное состояние «треугольника», вызываемое вертикальным единичным усилием на ковше, характеризуется следующим образом. В течение всего цикла копания максимум напряжений наблюдается в зоне конструктивного концентратора напряжений вблизи узла шарнирного соединения «треугольника» с рукоятью. Весь этот узел, как и узел шарнирного соединения «треугольника»

со стойкой, характеризуется большими градиентами напряжений. Причем минимум напряжений в течение всего цикла копания наблюдается именно в последнем узле.

Таким образом, поскольку единичные горизонтальные и единичные вертикальные нагрузки на кромке ковша приводят к возникновению зон относительно высоких напряжений и градиентов только в двух шарнирных узлах, можно предположить, что любое сочетание по направлению и величинам горизонтальных и вертикальных составляющих нагрузок на кромке ковша не приведет к кардинальному изменению характера напряженного состояния «треугольника». В этом случае задача сводится к количественному анализу уровней максимальных напряжений.

Оценка напряженного состояния «треугольника» в цикле копания от веса горной массы в ковше и рабочих нагрузок при равномерном их распределении по длине кромки ковша осуществлялась для конфигурации, характеризующейся максимальным вылетом толкателя напора), при этом рассматривались дискретные состояния положения рабочего оборудования, определяемые ходом толкателя подъема в цикле копания, равным $\Delta l = 0; 735; 1176; 1764; 2352; 3040$ мм.

Напряженное состояние «треугольника» для определенных таким образом положений рабочего оборудования характеризуется следующим образом. Характер распределения интенсивности напряжений в течение цикла копания не изменяется. Зоны максимальных значений интенсивности напряжений локализованы в узле шарнирного соединения «треугольника» со стойкой и области конструктивного концентратора напряжений вблизи узла шарнирного соединения «треугольника» с рукоятью.

Количественные значения максимальных напряжений, составляя 161 МПа в начале цикла копания, к концу цикла снижаются до 119 МПа. При таких уровнях напряжений существует опасность возникновения и развития трещин многоциклового усталости.

Оценка напряженного состояния «треугольника» от рабочих нагрузок при неравномерном их распределении по длине кромки ковша представляет особый интерес при работе экскаватора в структурно неоднородных забоях с переменными значениями сопротивления породы внедрению ковша.

В связи с этим решена серия задач при различных значениях k_1 и k_2 ($k_1 + k_2 = 1$) для оценки чувствительности напряженного состояния «треугольника» к неравномерному распределению усилий по оси шарниров (рис. 5).

Кроме ранее решенной задачи для соотношения $k_1 : k_2 = 0,5 : 0,5$ (см. рис. 4), дополнительно получены результаты для $k_1 : k_2 = 0,6 : 0,4$, $k_1 : k_2 = 0,7 : 0,3$, $k_1 : k_2 = 0,8 : 0,2$ (рис. 6); $k_1 : k_2 = 0,9 : 0,1$, $k_1 : k_2 = 0,95 : 0,05$.

При возрастании степени неравномерности распределения нагрузки вдоль оси шарниров уровень максимума интенсивности напряжений возрос от 149,7 МПа до 227,1 МПа, что подтверждает опасность неравномерного распределения усилий по кромке ковша для напряженного состояния элементов конструкций и узлов экскаватора.

По результатам выполненного исследования сделаны следующие выводы.

Наиболее нагруженными узлами «треугольника» являются узел шарнирного соединения со стойкой и узел шарнирного соединения с рукоятью. В области последнего имеется конструктивный концентратор напряжений, представляющий собой пересечение двух наклонных и одного вертикального листов. В номинальных условиях нагружения (при равномерном распределении реакции забоя по кромке ковша) максимальные уровни напряжений в течение цикла копания достигают 160 МПа и могут явиться причиной возникновения трещин многоциклового усталости.

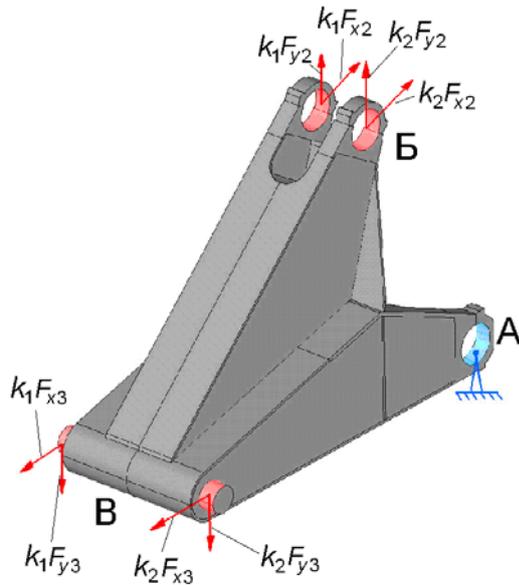


Рис. 5. Распределение усилий между зонами нагружения «треугольника»

Неравномерное распределение усилий между двумя зонами нагружения одного шарнира «треугольника», являющееся следствием неравномерного распределения реакции забоя по длине кромки ковша, приводит к повышению максимальных значений действующих напряжений свыше 200 МПа и снижению прогнозируемых значений усталостной долговечности.

Библиографический ссылки

1. Хмызников К. П., Лыков Ю. В. Горные машины для открытых работ. Карьерные экскаваторы : учеб. пособие / С.-Петерб. горный ин-т. СПб., 1999.
2. Павлов В. Анализ расчетных положений рабочего оборудования экскаватора в среде SolidWorks-visualNASTRAN [Электронный ресурс] // САПР и графика. 2007. № 2. URL: <http://www.sapr.ru/Article.aspx?id=17587> (дата обращения: 20.10.2010).

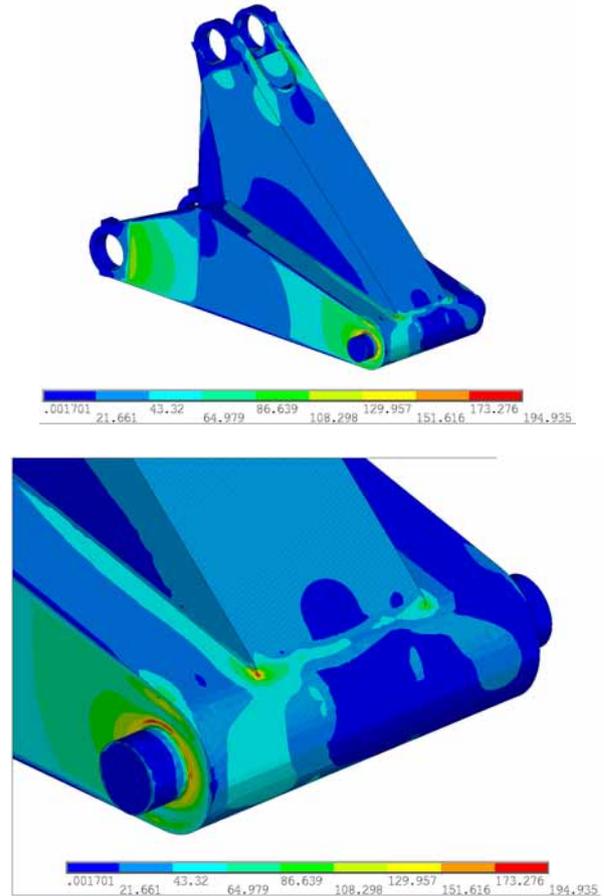


Рис. 6. Распределение интенсивности напряжений в «треугольнике» при $k_1 : k_2 = 0,8 : 0,2$

S. V. Doronin, D. V. Kosolapov, E. M. Sigova

RESEARCH OF STRESS STATE OF CARRYING ROTARY DETAIL OF OPEN-MINE EXCAVATOR OPERATIONAL EQUIPMENT

In the article we consider characteristic properties of determination of loads and stress state of carrying rotary detail of operational equipment of modular open-mine excavator KTM-405m with electromechanical pushers.

Keywords: excavator; operational equipment; kinematics; stress state.

© Доронин С. В., Косолапов Д. В., Сигова Е. М., 2010