

МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

DOI: 10.34031/2071-7318-2024-9-8-98-110

Качаев А.Е.

Коломенский институт (филиал) Московского политехнического университета

E-mail: doctor_cement@mail.ru

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИЧИН ПРЕЖДЕВРЕМЕННОЙ ПОЛОМКИ КОРОНКИ СТОЙКИ РЫХЛИТЕЛЯ, ПРОИЗВЕДЕННОЙ С ПОМОЩЬЮ ТЕХНОЛОГИЙ ПРЯМОГО РЕИНЖИНИРИНГА

Аннотация. При испытаниях импортозамещенных коронок рыхлителей для бульдозерной техники наблюдался их преждевременный выход из эксплуатации. В процессе исследования нагружения коронки контактным давлением скальных грунтов в $P = 11,5$ МПа выяснилось, что только плотная беззазорная установка коронки на посадочную часть стойки рыхлителя обеспечивает надежную эксплуатацию и защиту стойки от износа и способствует ее долговременной работе в условиях дробления скальных пород. Установлено, что условие прочности для коронки выполняется только в том случае, когда посадочная часть самой коронки максимально касается посадочной части стойки рыхлителя, то есть контакт коронки со стойкой осуществляется по максимальной площади соприкосновения – контакта. В этом случае наблюдаются эквивалентные напряжения меньше напряжений текучести для стали, которая предложена в исследовании в качестве износостойкой к работе на скальных грунтах. В исследовании проведены численные расчеты напряжений и перемещений в коронках при различных способах их закрепления на посадочной части стойки рыхлителя. В первом рассматриваемом случае исследования наблюдается обеспечение условия прочности при работе коронки на скальных грунтах, во втором рассматриваемом случае наблюдается отсутствие соблюдения условия прочности и показаны характерные места, в которых коэффициент запаса прочности меньше 1,3 (30 %). По результатам исследования для этого случая (численного моделирования) было принято решение об увеличении поперечного сечения места перехода консольной части коронки к посадочной ее части на 10 %. При этом, определено расчетным путем, что с увеличением площади поперечного сечения места перехода консольной части коронки к посадочной ее части на 10 % эксплуатационная надежность возрастает на 20-30 % при работе рыхлителя на скальных грунтах. В результате исследования экспериментально подтверждена возможность использования стали марки 27ХН2МФЛ+Се для изделий типа коронка.

Ключевые слова: стойка, коронка, рыхлитель, бульдозер, рабочее давление, перемещение, эквивалентные напряжения

Введение. Для производства строительных и дорожных работ на сегодняшний день активно используется карьерная (землеройная) техника различных производителей, в том числе и иностранных. В настоящее время эксплуатация такой техники сопряжена с рядом технических неудобств и опасностей [1]. Запасные детали для такой техники, работающей в тяжелых климатических условиях и на различных грунтах, являются труднодоступными для сервисных организаций, которые осуществляют её техническое обслуживание и ремонт.

В связи с отсутствием оригинальных запасных частей на импортную карьерную (землеройную) технику в нашей стране стали активно использоваться технологии реверсивного инжиниринга. С помощью компьютерного и математического моделирования передовые, развивающиеся в условиях санкций предприятия по выпуску запасных частей для карьерной техники решают вопросы, связанные с насыщением рынка необ-

ходимой товарной продукцией (в частности, коронками рыхлителей, зубьями ковшевой экскаваторов и погрузчиков, др.). Исчезновение с рынка оригинальных запасных частей «западного» производства (например, Caterpillar), ведущих производителей Японии и Южной Кореи (Komatsu, Hyundai) подтолкнуло российских ученых к совершенствованию износостойких материалов (сталей и чугунов) запасных частей для данного класса машин [2].

Однако помимо влияния материаловедческой составляющей на качество литых запасных деталей в условиях импортозамещения не мало важную роль играет еще и конструктивное исполнение этих деталей, особенности их установки на рабочие поверхности бульдозеров и экскаваторов (погрузчиков). Подчас именно характер сопряжения литых деталей (например, коронки рыхлителя на бульдозере) с деталями (например, стойки рыхлителей (для бульдозеров), ножи экскаваторов), которые воспринимают высокие тяговые и ударно-стирающие

нагружения определяет начальные условия эксплуатации основных частей карьерной техники [3]. Безусловно, самые изнашиваемые поверхности основных узлов карьерной техники необходимо защитить от интенсивного износа в процессе ее эксплуатации [4].

В горной промышленности при открытой разработке какого-либо месторождения полезных ископаемых или строительстве объекта инфраструктуры активно используются экскаваторы, бульдозеры, погрузчики различной производительности [5] и потребляемой мощности. Для некоторых из них уже сегодня предприятиями с литейными цехами выпускаются отдельные виды литых запасных частей. Так, например, общество с ограниченной ответственностью «Воскресенский завод «Машиностроитель» (ООО «ВЗМ») производит широкий спектр запасных деталей для бульдозерной и экскаваторной иностранной техники. Номенклатура коронок рыхлителей и зубьев ковшей огромна: от легких бульдозеров среднего класса D8 производства Caterpillar (США) до тяжелых бульдозеров типа 776 от фирмы Liebherr (аналог бульдозера D11 производства Caterpillar).

На предприятии в процессе освоения производства и испытания коронок для бульдозеров и изготовлении различной номенклатуры их опытных партий были выявлены два основных замечания:

– преждевременные поломки коронок рыхлителей (для некоторых видов бульдозеров) по типу хрупкого разрушения в местах нагружения и контактах с посадочной поверхностью стойки рыхлителя;

– есоразмерное посадочного места коронки с носиком стойки рыхлителя в виду того, что стойка рыхлителя представляла собой оригинальную деталь иностранного производства, а коронка была отлита в условиях ООО «Воскресенский завод «Машиностроитель».

На основании вышеизложенного сделаем предположение о том, что в процессе реверсивного инжиниринга литых деталей карьерной техники особенно необходимо обращать внимание

на конструктивные параметры посадочных мест коронок (зубьев). Именно через посадочные места этих деталей передаются тяговые усилия бульдозера на стойку рыхлителя, ударно-стирающие воздействия зубьев ковшей экскаваторов и погрузчиков на места их крепления к ним. Важно конструктивно предусмотреть оптимальное сопряжение запасных быстроизнашиваемых деталей с деталями, которые подвергаются защите от повышенного износа в среде горных пород. Также необходимо помимо производства литых запасных быстроизнашиваемых деталей в будущем предусмотреть замену иностранных стоек рыхлителей на изделия отечественного производства. Это позволит избежать возможных вопросов с сопряжением импортозамещенных деталей между собой.

В связи с указанной выше проблемой исследование оптимального контакта посадочного места коронки рыхлителя с посадочным местом стойки рыхлителя представляется весьма актуальным. Результаты исследования позволят эффективно использовать запасные литые быстроизнашиваемые детали отечественного производства на иностранной карьерной и строительной технике.

Целью настоящего исследования является подтверждение основной причины преждевременной поломки коронки рыхлителя, установленной на стойке бульдозера, путем численного моделирования условий нагружения изделия в процессе его эксплуатации по средствам возможностей программного продукта SolidWorks Simulation 2022. Это исследование призвано подтвердить особенности сопряжения посадочных мест коронок для любого типоразмера бульдозера с поверхностями контакта, расположенными на стойке рыхлителя (бульдозера).

Методы и оборудование. Объектом исследования является коронка стойки рыхлителя для бульдозера D375 (производитель Komatsu, Япония), так как именно на ней было выявлено максимальное количество случаев ее преждевременной поломки. Натуральные изделия показаны на рис. 1.



Рис. 1. Натурные изображения коронок стоек рыхлителя:

а) образец коронки D375 иностранного производства (Япония); б) отечественная коронка D375 (Россия)

С помощью технологий реверсивного инжиниринга (трехмерного сканирования) по иностранному образцу изделия была выполнена работа по воссозданию натурального образца – аналога, его распознаванию с помощью специализированного комплекса программ GomInspect Pro.

По результатам совмещения сканированного образца с трехмерной моделью изделия была выполнена оптимизация геометрии коронки стойки рыхлителя. После чего получили расчетную твердотельную модель для исследования, показанную на рис. 2.

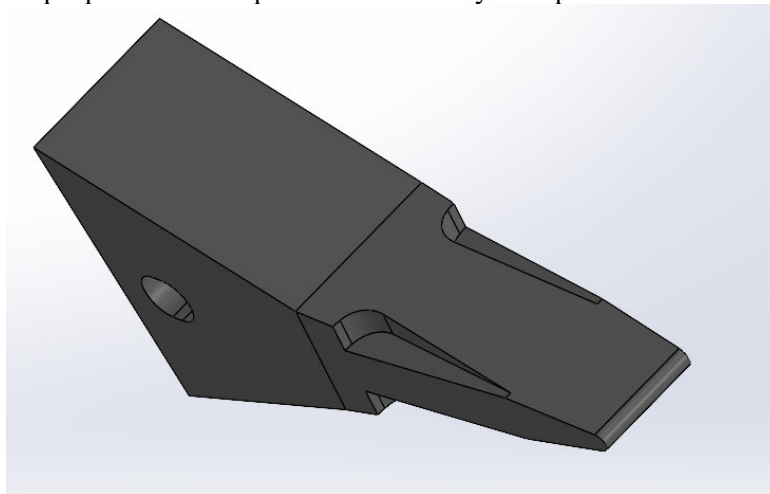


Рис. 2. Твердотельная модель коронки стойки рыхлителя бульдозера D375, созданная в среде SolidWorks 2022 для численного исследования процесса нагружения

При этом иностранный образец коронки был взвешен на промышленных платформенных весах ВСП4-150.2 А9 (750×750) с точностью ± 25 г. Его вес по результатам взвешивания составил 23950 г (23,95 кг). Проектный вес твердотельной модели коронки рыхлителя для бульдозера D375 составляет 24050 г (24,05 кг). Расхождение между иностранным образцом коронки и ее трехмерной моделью составляет 100 г (0,1 кг) – перевес твердотельной модели составляет в процентах – 0,4 %. Рентгеноструктурный анализ иностранной коронки показал, что сталь, из которой

отлито изделие, по своим характеристикам приближается к отечественному аналогу – стали Гадфильда 110Г13Г. Данная сталь обладает превосходными износостойкими характеристиками для инструмента, работающего в толще твердых горных пород [6].

С помощью метода конечных элементов программа SolidWorks Simulation 2022 создала сетку из различных конечных элементов, которая представлена на рис. 3.

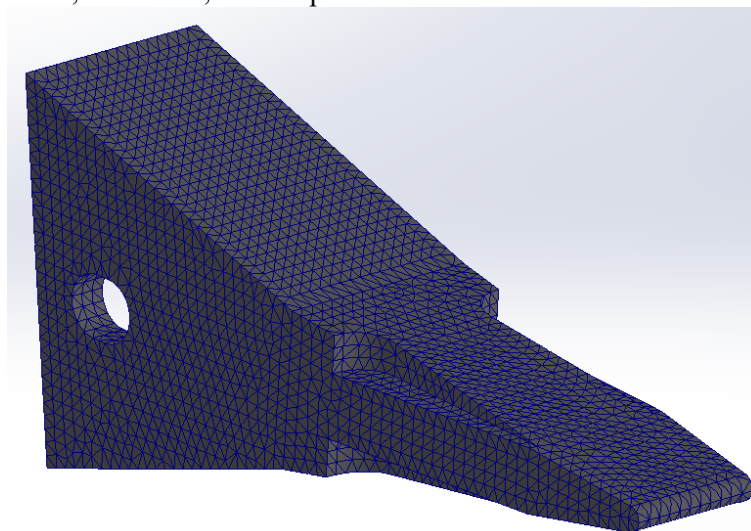


Рис. 3. Расчетная модель коронки рыхлителя, построенная по методу конечных элементов

Сущность методики численного определения деформаций в деталях и узлах механизмов и машин заключается в разбиении некоторой обла-

сти, в которой интересующий нас параметр изменяется по сложному закону, на множество подобластей, связанных между собой в точках соприкосновения [7]. Закон изменения неизвестного

параметра в этих подобластях предполагаем известным [8].

С точки зрения прочностного расчета областью служит объем исследуемой детали. Множество подобластей в этом случае – конечно-элементная сетка (Mesh), показанная на рис. 3, состоящая из треугольных пирамидок – конечных элементов, связанных между собой в вершинах, которые называются узлами сетки (Node). А неизвестным параметром являются перемещения каждой точки этой детали под действием нагрузки. Результатом расчета, соответственно, будет положение каждого узла сетки, которые соответствуют реальному перемещению этой точки детали под действием нагрузки. Опираясь на эти результаты в дальнейшем можно получить

значения деформаций (перемещений) и эквивалентных напряжений для каждого конечного элемента или узла.

Основная часть. Исследование посвящено выявлению факторов, снижающих надежность и долговечность при эксплуатации коронок рыхлителей для бульдозерной техники (на примере коронки для бульдозера D-375 Komatsu, Япония).

При изучении структуры и свойств импортозамещаемого образца коронки для рыхлителя бульдозера D-375 особое внимание обращалось на физико-механические характеристики стали и модуль ее зерна. При исследовании стали оригинальной коронки были определены следующие характеристики, показанные в табл. 1.

Таблица 1

Физико-механические характеристики оригинального образца коронки D-375 (Komatsu, Япония)

Наименование характеристики	Единица измерения	Величина
Марка стали	-	близкая к типу Гадфильда (110Г13Л)
Модуль упругости	Па	$2,0 \cdot 10^{11}$
Коэффициент Пуассона	-	0,27
Модуль сдвига	Па	$7,75 \cdot 10^{10}$
Массовая плотность	кг/м ³	7820
Предел прочности при растяжении	Па	$4,80 \cdot 10^8$
Предел текучести	Па	$3,30 \cdot 10^8$
Коэффициент теплового расширения	1/К	$1,05 \cdot 10^{-5}$
Теплопроводность	Вт/(м·К)	37,2
Удельная теплоемкость	Дж/(кг·К)	455

Стали типа Гадфильда хорошо зарекомендовали себя в горной, цементной и химической промышленности [9]. Однако технологические сложности подготовки стали и отливки из нее запасных частей в условиях отечественного локального производства не представляется возможным в виду ограничений по выплавке таких сталей на технологической линии для фуран-процесса (в условиях конкретного предприятия, в частности ООО «ВЗМ»).

В рамках импортозамещения и снижения затрат на выплавку стали типа Гадфильда была предложена сталь марки 27ХН2МФЛ+Се, раскисленная с помощью церия и дополнительно термообработанная в дуговой печи. При отливке коронки на отечественном предприятии (ООО «ВЗМ») были получены ее следующие физико-механические характеристики, указанные в табл. 2.

Таблица 2

Физико-механические характеристики импортозамещенного образца коронки D-375

Наименование характеристики	Единица измерения	Величина
Марка стали	-	27ХН2МФЛ+Се.
Модуль упругости	Па	$1,95 \cdot 10^{11}$
Коэффициент Пуассона	-	0,26
Модуль сдвига	Па	$7,8 \cdot 10^{10}$
Массовая плотность	кг/м ³	7870
Предел прочности при растяжении	Па	$4,48 \cdot 10^8$
Предел текучести	Па	$2,4128 \cdot 10^8$
Коэффициент теплового расширения	1/К	$1 \cdot 10^{-5}$
Теплопроводность	Вт/(м·К)	38
Удельная теплоемкость	Дж/(кг·К)	440

Модуль (размер) зерна в стали оригинальной коронки D-375 соответствовал $(14-17) \cdot 10^6$ м, полученной отливки на отечественном предприятии (ООО «ВЗМ») – $(13-15) \cdot 10^6$ м. Модуль (размер) зерна определялся в соответствии с методикой [10]. При сравнении физико-механических характеристик сталей и размеров зерен их структур можем заключить, что данные марки сталей аналогами не являются, однако, прочностные параметры работы этих сталей в целом совпадают и могут обеспечить необходимую эксплуатационную надежность при использовании импортозамещенных коронок из стали 27ХН2МФЛ+Се.

Следует учитывать, что не только материал определяет эксплуатационные свойства отливок изнашиваемых запасных частей, но и технология его отливки и термообработка изделий после литья. Поэтому на предприятиях страны совершенствуются технологии реинжиниринга не только получения изделий на стадии конструкторской документации, но и проводятся работы по отработке технологий их производства [11].

Необходимо отметить, что конструкция стойки рыхлителей бульдозеров, рабочая часть которой защищается коронкой, может быть составной и представлять собой сборную конструкцию из разнородных материалов (рис. 4). Такая конструкция стоек хорошо зарекомендовала себя на различных участках горных работ как у нас в стране, так и за рубежом [12]. Крепление составных частей 1 к 2 стойки осуществляется посредством электродуговой сварки.

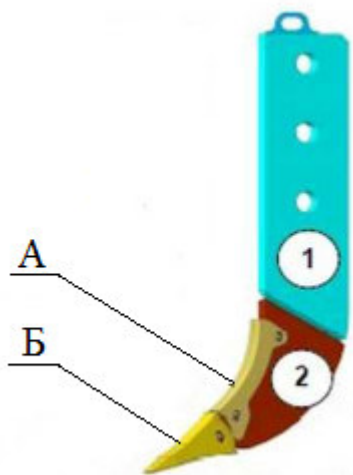


Рис. 4. Конструкция составной стойки рыхлителя для бульдозера D-375 (Komatsu, Япония):

1 – шахтная часть; 2 – адаптер; А – протектор;
Б – коронка

В процессе эксплуатации коронки на стойке бульдозера при разработке каменных или скальных пород эти износостойкие и защитные детали могут преждевременно выходить из строя. Это связано с различными факторами:

трудно дробимые горные породы; разнопеременная вскрыша горной породы; низкая квалификация бульдозериста; дефекты при отливке коронок и др. [13]. С целью минимизации влияния негативных факторов на настоящее исследование отбросим квалификацию бульдозериста, дефекты при отливке и прочие факторы. При реверс инжиниринге литых изделий для иностранной техники важно понимать влияние конструктивных особенностей изделия на его продолжительность эксплуатации. В конечном счете это сказывается на простоях бульдозера и может приводить к его серьезным поломкам.

На рис. 5 представлено изображение посадочной части коронки D-375, ее преждевременного разрушения – после 1,5 часов работы. Данные по долговечности работы коронок рыхлителей представлены в работе [14] и в среднем соответствуют 8–10 часам непрерывной работы на каменных грунтах и около 6–7 часов работы на скальных грунтах. Место разрушения коронки свидетельствует о хрупком изломе.



Рис. 5. Расколовшаяся посадочная часть коронки на стойке бульдозера D-375

Отколотая консольная часть коронки D-375 показана на рис. 6. Как видно из изображения, консольная часть коронки имеет незначительный поверхностный износ, что может тоже являться некоторой косвенной причиной в преждевременном разрушении детали. Это связано с уменьшением поперечного сечения коронки, что при постоянных нагрузках может приводить к такому результату. Поэтому необходимо при проектировании коронки закладывать определенный запас прочности конструкции (не менее 30 %) с помощью увеличения поперечного сечения места, в котором произошло разрушение коронки.



Рис. 6. Отколотая консольная часть коронки для бульдозера D-375 (ее посадочная часть показана на рисунке 5)

При визуальном осмотре разрушенной коронки было обнаружено, что между вершиной носовой части стойки рыхлителя и самой коронкой наблюдался относительный зазор в 3-4 мм, что свидетельствует о неплотном контакте лобовой посадочной поверхности коронки с лобовой посадочной поверхностью стойки. Следовательно, происходит снижение величины контакта между стойкой и коронкой. Это в дальнейшем может послужит одной из главных причин преждевременного выхода из строя коронок рыхлителей, которая будет рассмотрена в работах ниже.

Этот негативный фактор снижения долговечности работы коронок связан с неправильной посадкой на стойку и неправильной геометрией посадочной части стойки рыхлителя. Такие особенности могут возникать при некачественной отливке коронок и неточном изготовлении стоек

рыхлителей в результате прямого реверс инжиниринга детали.

Так на рис. 7 показано, что коронка должна плотно устанавливаться на посадочную часть стойки и контакт между ними должен осуществляться по всей боковой посадочной поверхности коронки. Таким образом, конструкция представляет собой единое целое и нагрузки через коронку, защищающую стойку от износа, полнее передаются на посадочное место стойки рыхлителя. Это очень важное условия для эксплуатации стоек рыхлителей и коронок.

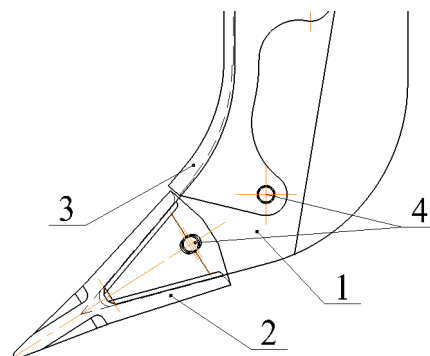


Рис. 7. Принципиальная схема посадки коронки и протектора на стойку рыхлителя: 1 – стойка рыхлителя; 2 – коронка; 3 – протектор; 4 – фиксаторы.

С помощью программного комплекса SolidWorks Simulation 2022 произведем расчет коронок по действующим на них нагрузкам. Величины нагрузок будем определять в соответствии с методикой, указанной в [15] в соответствии с рис. 8.

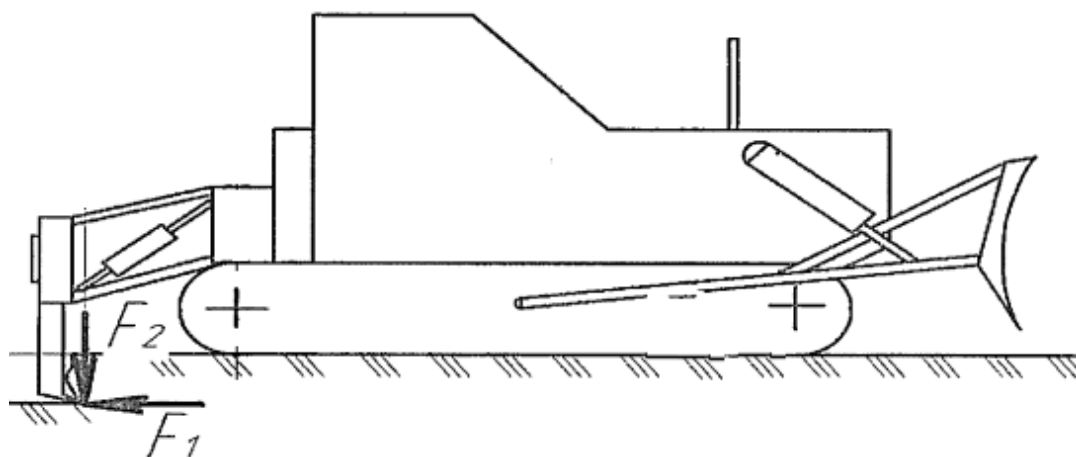


Рис. 8. Схематическое изображение сил, действующих на стойку рыхлителя:

F_1 – горизонтальная составляющая результирующей силы рыхлению, кН; F_2 – вертикальная составляющая результирующей сил сопротивления рыхлению, кН

Для расчета нагрузок на коронку рыхлителя необходимо предварительно рассчитать исходные данные. Рассмотрим процесс нагружения коронки давлением сопротивления со стороны

скального грунта. На стойку рыхлителя, защищенную коронкой, действуют две основные силы F_1 и F_2 . Данные величины определяются следующим образом [15]:

$$F_1 = T_H \cdot K_T, \quad (1)$$

где T_H – номинальное тяговое усилие бульдозера – рыхлителя (для D-375 $T_H = 505$ кН), кН; K_T – коэффициент использования тягового усилия рыхлителя, $K_T = 0,8$.

$$F_2 = F_1 \cdot tg(\nu), \quad (2)$$

Здесь ν – угол наклона результирующей сил сопротивления рыхлению, данный параметр принимается в зависимости от типа грунта (для немерзлых грунтов 0° ; для мерзлых грунтов – 20° ; для скальных пород – 30°). В исследовании закладываем условия расчета при рыхлении грунта, представляющего скальные породы, т.е. $\nu = 30^\circ$. Тогда при вычислении давления на рабочую поверхность коронки для настоящего исследования получим, что $F_1 = 404$ кН, $F_2 = 233$ кН. Рабочая контактная поверхность S_k коронки при соприкосновении ее с грунтом составляет $40,5 \cdot 10^{-3}$ м². Суммарную силу сопротивления рыхлению для коронки определяем из выражения [15]:

$$\begin{aligned} \sum F &= \sqrt{(F_1)^2 + (F_2)^2} = \sqrt{404^2 + 233^2} = \\ &= \sqrt{217505} = 466 \text{ кН} \end{aligned} \quad (3)$$

Зная суммарную нагрузку, действующую на коронку в слое скальных пород и площадь контакта ее с породой, определим по формуле давление, приходящееся на ее рабочую контактную поверхность по формуле [16]:

$$P = \frac{\sum F}{S_k}, \quad (4)$$

где S_k – рабочая контактная площадь коронки в слое скального грунта, м² (численное значение приводится выше в тексте статьи).

Таким образом для исследования получаем расчетное контактное давление P , действующее на коронку со стороны скального грунта, равное 11,5 МПа. Данное расчетное контактное давление на такую относительно малую величину площади представляет собой значение, оказывающее решающее воздействие при восприятии коронкой и стойкой сопротивления скального грунта. При этом отметим, что консольная часть коронки работает на изгиб с истиранием и частичным ударным воздействием.

Зная все необходимые данные для расчета, рассмотрим два случая нагружения коронок. Первый случай: когда коронка своей посадочной внутренней поверхностью максимально контактирует с посадочным местом стойки рыхлителя, то есть контакт осуществляется по трем поверхностям (двум плоским и одной криволинейной), как показано на рис. 9. Выше высказанное пред-

положение о том, что плотная контактная посадка коронки на посадочное место стойки рыхлителя обеспечивает повышенный ресурс работы самой коронки и стойки, необходимо подтвердить рассмотрев несколько случаев: первый как показано на рис. 9 и второй, как показано на рис. 10.

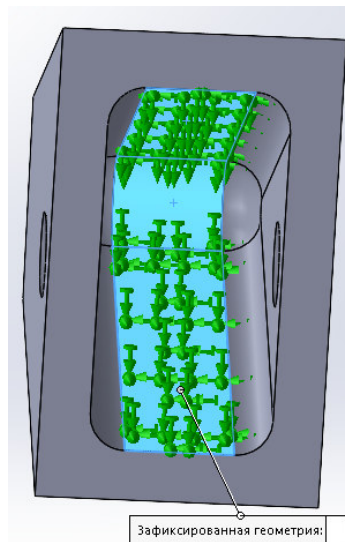


Рис. 9 Для расчета первого случая: поверхности максимального контакта посадочных мест коронки со стойкой рыхлителя

Второй случай (рис. 10): когда коронка своей посадочной внутренней поверхностью контактирует с посадочным местом стойки рыхлителя только по двум плоским поверхностям. Данная расчетная модель представлена для численного моделирования этого случая зафиксированной геометрий, изображенной на рис. 10. Этот случай рассматривается по причине производства коронок различными предприятиями с отличными друг от друга допусками на отливки, а также самостоятельным изготовлением самих стоек рыхлителей, конструкторская документация на которые получена, как и в случае с коронкой, с помощью прямого реверсивного инжиниринга. По результатам расчетов в программе SolidWorks Simulation 2022 были получены следующие результаты.

По первому случаю: на рис. 11 показано положение нагрузки в виде распределенного контактного давления P по площади S_k (такое же распределение давления по площади будет рассматриваться и во втором случае).

Результаты численного моделирования представим в виде эпюр эквивалентных напряжений, перемещений и мест с коэффициентом запаса прочности менее 1,3. На рис. 12 показана эпюра эквивалентных напряжений для первого случая нагружения.

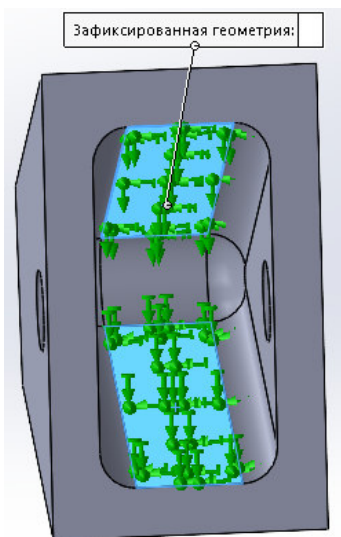


Рис. 10 Для расчета второго случая: плоскости контакта посадочных поверхностей коронки со стойкой рыхлителя при относительном зазоре между ними в 3–4 мм

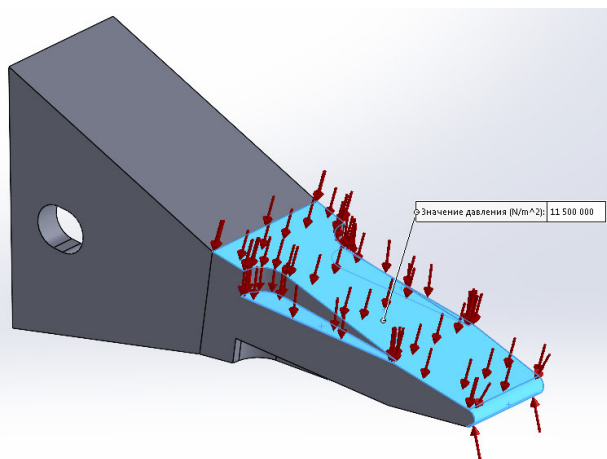


Рис. 11 Схема распределения контактного давления Р по контактной со скальным грунтом поверхности S_k

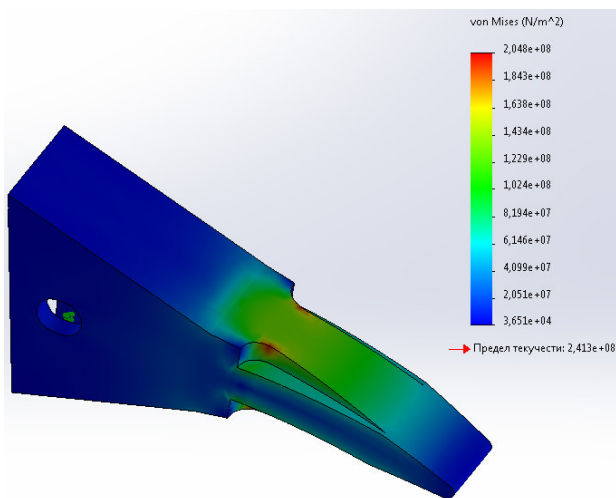


Рис. 12. Эпюра эквивалентных напряжений (на консольной части коронки) при первом случае ее нагружения контактным давлением $P = 11,5$ МПа

Из результатов расчета видно, что сталь марки 27ХН2МФЛ+Се удовлетворяет требованиям эксплуатации коронки: предел текучести стали 241,3 МПа, максимальные эквивалентные напряжения для этой стали не превышают 204,8 МПа. В данном случае условия прочности выполняется. Однако, необходимо обратить внимание на место разрушения коронки, показанное на рис. 5 - 6. Именно в этом месте наблюдаются максимальные значения эквивалентных напряжений (эпюра эквивалентных напряжений представлена на рис. 13).

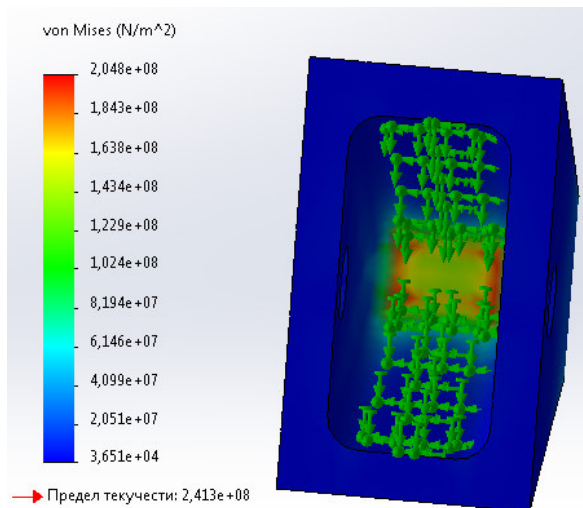


Рис. 13. Эпюра эквивалентных напряжений посадочной части коронки при первом случае ее нагружения контактным давлением $P = 11,5$ МПа

Из рис. 13 можно сделать вывод, что максимальные эквивалентные напряжения в коронке находятся в ее посадочной части, что в свою очередь, требует беззазорного контакта с посадочным местом стойки рыхлителя. В противном случае, в этом поперечном сечении площади коронки при ее длительной эксплуатации и интенсивном износе будет недостаточно, чтобы выдержать ее нормативное нагружение при работе в скальных грунтах. Таким образом, заключаем, что для повышения коэффициента запаса прочности в данном поперечном сечении необходимо увеличить площадь коронки на 10 %. При этом вес коронки увеличится не значительно (на 4 %, на 1,15 кг при общем весе коронки в 26,1 кг), а эксплуатационная надежность возрастет на 20–30 %.

На рис. 14 показаны эпюры перемещений под действием контактного давления $P = 11,5$ МПа. Максимальное перемещение зафиксировано на конце консольной части коронки и составляет $0,6533 \cdot 10^3$ м (0,6533 мм). На посадочной части коронки расчетные перемещения представляют собой бесконечно малые значения и их в исследовании не анализируем.

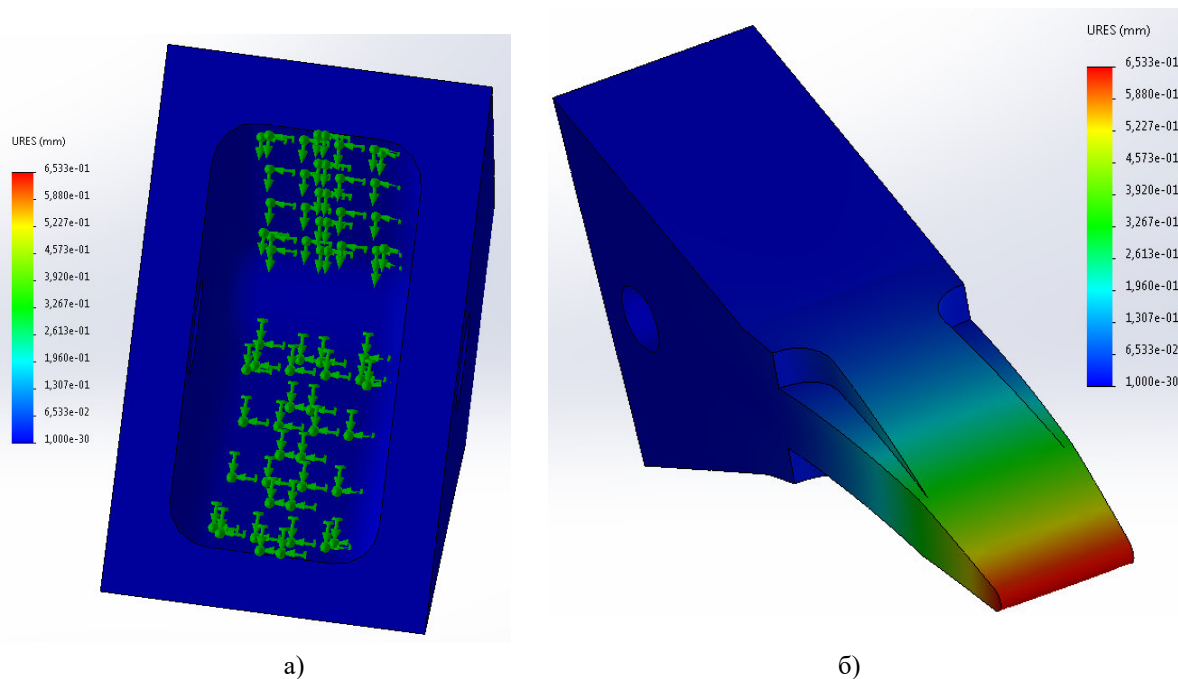


Рис. 14. Эпюры перемещений точек коронки, определяемые конечными элементами (сеткой), относительно которой производился расчет: а) – посадочная часть коронки; б) – консольная часть коронки

С помощью изображения мест, коэффициент прочности в которых менее 1,3, показанных на рис. 15, соотнесим характер преждевременного разрушения коронки (рис. 5–6). Очевидно, что расчетные места, в которых не обеспечивается коэффициент запаса прочности равный 1,3 совпадают с плоскостью разрушения коронки (граница между посадочной и консольной частями коронки). Соответственно, это доказывает, что в первом случае, даже при плотной

(безззорной) посадке коронки на стойку в изделии возникают места, в которых эквивалентные напряжения удовлетворяют условию прочности, однако, резко снижают эксплуатационную надежность коронки по причине изначально малого заложенного коэффициента прочности изделия и относительного износа контактных поверхностей во время ее использования.

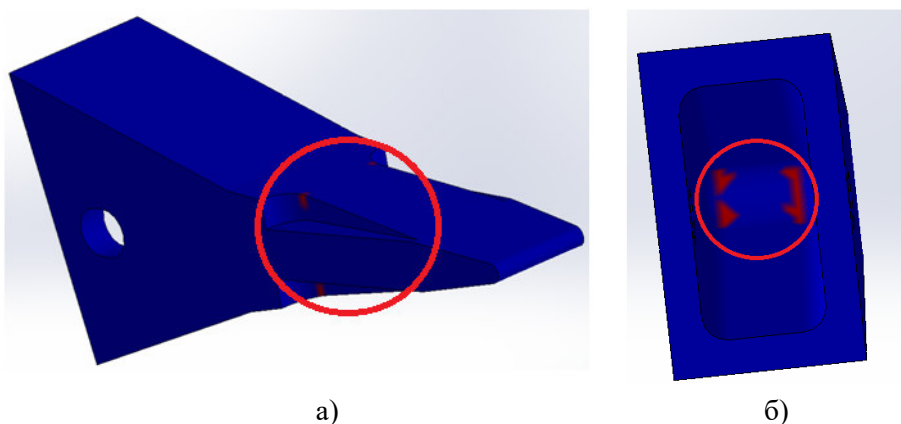


Рис. 15 Эпюра мест коронки, в которых не выполняется условие прочности при коэффициенте запаса прочности равном 1,3: а) – консольная часть коронки; б) – посадочная часть коронки

Для увеличения коэффициента запаса прочности коронки при ее работе относительно расчетной схемы, показанной на рис. 9 и 11, необходимо увеличить поперечное сечение на границе между посадочной и консольной частями, как это было предложено ранее в данном исследовании: необходимо произвести конструктивное увеличение площади поперечного сечения коронки.

Теперь рассмотрим второй случай (рис. 10), когда плоскости контакта посадочных поверхностей коронки со стойкой рыхлителя при относительном зазоре между ними в 3–4 мм являются местами передачи нагружения коронки контактным давлением $P = 11,5$ МПа (рис. 11). На рис. 16 показан результат расчета эквивалентных напряжений в изделии при давлении

$P = 11,5$ МПа. Здесь следует отметить, что условие прочности для данного случая исследования не выполняется. Предел текучести стали марки 27ХН2МФЛ+Се $\sigma_T = 241,3$ МПа при максимальных расчетных эквивалентных напряжениях равных $\sigma_{\text{ЭКВ}} = 272,2$ МПа. Заключаем для второго случая, что изделия, посаженные на стойку рыхлителя и опирающиеся на нее

только по двум плоскостям (как показано на рис.10), не смогут обеспечить эксплуатационную надежность и долговечность использования коронки, и она преждевременно сломается во время эксплуатации (как показали эксперименты – уже на стадии заглубления стойки рыхлителя в скальный грунт наблюдались разрушения коронок).

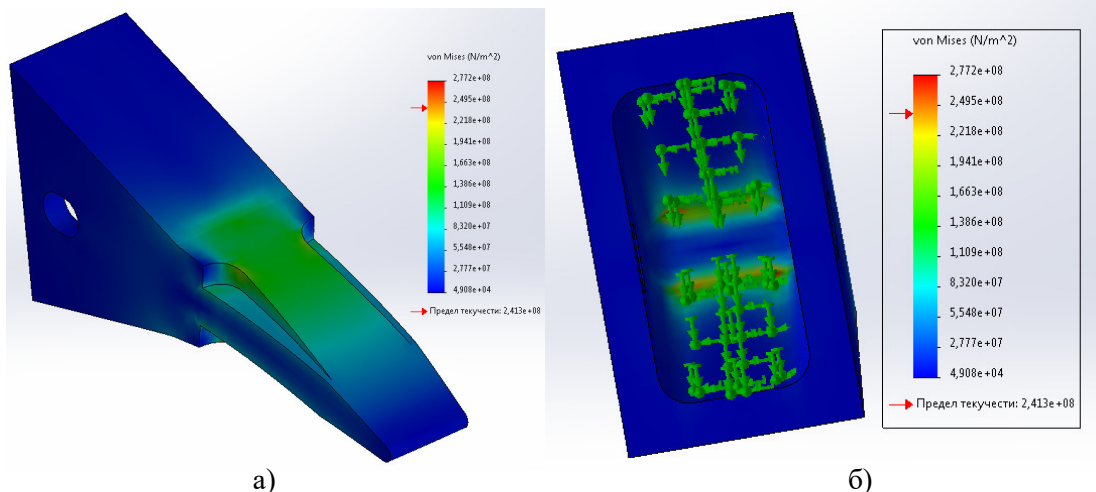


Рис. 16. Эпюры эквивалентных напряжений при втором случае ее нагружения контактным давлением $P = 11,5$ МПа: а) – консольная часть коронки; б) – посадочная часть коронки

Исходя из результатов расчета, представленных на рис. 16, отметим, что максимально возможное перемещение, возникаемое в теле коронки наблюдается также, как и в первом случае на носу консольной части изделия и составляет $0,7019 \cdot 10^3$ м ($0,7019$ мм), что на 7,5 % больше предыдущего рассматриваемого случая (рис. 17).

невыполнения условия прочности в исследовании для расчета второго случая нагружения коронки. Очевидно, что таких мест в объеме изделия будет больше, а рассмотрение их величины на данном этапе не целесообразно.

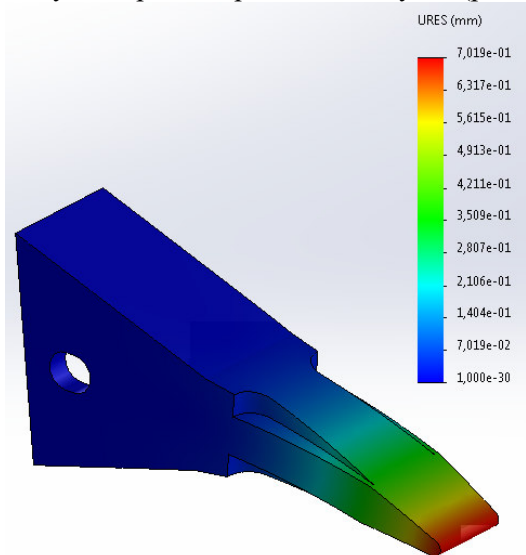


Рис. 17. Эпюры перемещений точек коронки, определяемые конечными элементами (сеткой), относительно которой производился расчет (второй случай)

В результате проведенных численных расчетов и моделирования необходимо отметить, что плотная беззазорная посадка коронки на стойку обеспечивает ею правильное восприятие нагрузки как единого целого. При этом, большая площадь контакта коронки со стойкой снижает в целом действие рабочего контактного давления грунта на всю объемную форму коронки, равномерно распределяя и перенося усилия на посадочную часть стойки. Таким образом, снижается количество случаев преждевременного выхода из строя коронок, как основной расходной единицы для рыхлителя. Следовательно, плотная контактная посадка коронки на посадочную часть стойки рыхлителя обязательна при переносе параметров на изделие с помощью реверсивного инжиниринга, а также обязательна для обеспечения надежной эксплуатации самой стойки рыхлителя, установленной в шахте бульдозера. Такие особенности необходимо учитывать на всех типоразмерах бульдозеров и коронок, которые для подобных бульдозеров применяются.

Определение мест, коэффициент прочности в которых менее 1,3, для второго случая по аналогии как это делалось для первого случая, показанного на рис. 15, не производилось по причине

Выводы. В результате исследований установлено, что плотная беззазорная посадка коронки на посадочную часть стойки рыхлителя обеспечивает надежную эксплуатацию и защиту

стойки от износа. Установлено, что условие прочности в момент численного моделирования для коронки выполняется только в том случае, когда посадочная часть самой коронки максимально касается посадочной части стойки рыхлителя, то есть контакт коронки со стойкой осуществляется по максимальной площади соприкосновения – контакта.

Получены численные расчеты напряжений и перемещений в коронках при различных способах их закрепления на посадочной части стойки. При этом, в первом рассматриваемом случае наблюдается обеспечение условия прочности при работе коронки на скальных грунтах, во втором рассматриваемом случае наблюдается отсутствие соблюдения условия прочности и показаны характерные места, в которых коэффициент запаса прочности не превышает 1,3 (30 %). По результатам рассмотрения такого случая (численного моделирования) необходимо увеличивать поперечное сечение места перехода консольной част коронки к посадочной ее части на 10 % (на 1,15 кг на одно изделие – 4 %).

Определено расчетным путем, что при увеличении площади поперечного сечения места перехода консольной части коронки к посадочной ее части на 10 % эксплуатационная надежность возрастет на 20–30 % при работе рыхлителя на скальных грунтах.

Экспериментально подтверждена адекватность использования стали марки 27ХН2МФЛ+Се с пределом текучести $\sigma_T = 241,3$ МПа для изделий типа коронка рыхлителя на примере бульдозера японской фирмы Komatsu D-375.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Горшков Э.В., Боярских Г.А., Сватковский Л.В., Могилат В.Л. О применении мощной бульдозерной техники на карьерах // Известия Уральского государственного горного университета. 1998. С. 75–79.

2. Хужаназаров Б.Ф. Выбор материала и метода повышения износостойкости режущих элементов бульдозеров // Механика и технология. 2022. №2. С. 218–223.

3. Мощенок В.И., Тарабанова В.П., Лалазарова Н.А., Проскурня Н.А. Выбор материала и метода повышения износостойкости режущих элементов бульдозеров // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. 2007. С. 117–120.

4. Качаев А.Е., Чемеричко Г.И., Севостьянов В.С. Экспериментальные исследования по повышению абразивной износостойкости пальцев

дезинтегратора // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2024. № 1. С. 112–121. DOI 10.34031/2071-7318-2023-9-1-112-121.

5. Шаповалов А.И. Определение динамических нагрузок в гусеничной транспортной системе в горных условиях эксплуатации // Проблемы эксплуатации и обслуживания транспортно-технологических машин: Материалы международной научно-технической конференции. Тюменский государственный нефтегазовый университет. 2008. С. 223–225.

6. Стаханова Я.А. Применение современных материалов в машиностроительном производстве // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2019. № 6. С. 354–357.

7. Булавин В.Ф., Булавина Т.Г. Валидация САД-продуктов в малых предприятиях машиностроительного сектора. // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2017. № 5(325). С. 64–72.

8. Булавин В.Ф., Яхричев В.В. Метод конечных элементов: нестандартные решения для матрицы жесткости // Современные материалы, техника и технологии. 2016. № 4(7). С. 28–32.

9. Гуськов А.В., Милевский К.Е., Яковлев А.Г. Сравнительный анализ упрочнения стали Гадфильда статической и высокоскоростной нагрузкой // Наука. Промышленность. Оборона. XV Всероссийская научно-технической конференция. Новосибирск: НГТУ, 2014. С. 207–210.

10. Анисович А.Г., Румянцева И.Н., Бислюк Л.В. Определение балла зерна стали компьютерными методами // Литье и металлургия. 2010. № 3S(57). С. 100–104.

11. Водин Д.В. Применение технологии обратного инжиниринга в машиностроении // Технические науки: проблемы и перспективы: материалы IV Междунар. науч. конф. Санкт-Петербург: Свое издательство. 2016. С. 67–69. URL: <https://moluch.ru/conf/tech/archive/166/10534/>

12. Кузнецов С.М. Повышение эффективности применения машин и механизмов в строительстве. Монография. Москва, 2015. 203 с.

13. Мелентьев А.В. Особенности проведения практических занятий при повышении квалификации сотрудников по программе "Горная и высотная подготовка" // Образование и право. 2021. № 9. С. 325–328. DOI 10.24412/2076-1503-2021-9-325-328.

14. Шагарова О.Н. Факторы, влияющие на долговечность горно-обогатительного оборудования при абразивном изнашивании // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2010. № 11. С. 178–181.

15. Шемякин С.А., Лещинский А.В. Расчет землеройных машин: учеб. пособие. Хабаровск: Изд-во Тихоокеанского государственного университета. 2014. 55 с.

16. Карасев Г.Н. Расчет на прочность и надежность элементов металлоконструкции рабочего оборудования строительных и дорожных машин: учеб. пособие. Москва, 2006. 135 с.

Информация об авторах

Качаев Александр Евгеньевич, кандидат технических наук, заведующий кафедрой строительного производства. E-mail: doctor_cement@mail.ru. Коломенский институт (филиал) Московского политехнического университета. Россия, 140402, Московская область, г. Коломна, ул. Октябрьской революции, дом 408.

Поступила 28.05.2024 г.

© Качаев А.Е., 2024

Kachaev A.E.

Kolomna Institute (branch) of Moscow Polytechnic University,

E-mail: doctor_cement@mail.ru

INVESTIGATION OF THE CAUSES OF PREMATURE FAILURE OF THE CROWN OF THE RIPPER STRUCTURE PRODUCED USING DIRECT RE-ENGINEERING TECHNOLOGIES

Abstract. *When testing imported ripper bits for bulldozer equipment, their premature failure was observed. In the process of studying the loading of the crown by the contact pressure of rocky soils at $P = 11.5$ MPa, it turned out that only a tight, gap-free installation of the crust on the landing part of the ripper strut ensures reliable operation and protection of the stand from wear and promotes its long-term operation in conditions of rock crushing. It has been established that the strength condition for the crown is satisfied only in the case when the landing part of the crown itself maximally touches the landing part of the ripper post, that is, the contact of the crown with the post is carried out along the maximum area of contact - contact. In this case, equivalent stresses are observed that are less than the yield stresses for steel, which was proposed in the study as wear-resistant for work on rocky soils. The study carried out numerical calculations of stresses and displacements in the crowns for various methods of their attachment to the landing part of the ripper strut. In the first case under consideration, the strength conditions are observed when the crown is working on rocky soils; in the second case under consideration, there is a lack of compliance with the strength conditions and characteristic places are shown in which the safety factor is less than 1.3 (30%). Based on the results of the study for this case (numerical modeling), it was decided to increase the cross-section of the transition point of the cantilever part of the crown to its landing part by 10%. At the same time, it was determined by calculation that with an increase in the cross-sectional area of the transition point of the cantilever part of the crown to its landing part by 10 %, operational reliability will increase by 20-30% when the ripper operates on rocky soils. As a result of the study, the possibility of using steel grade 27HN2MFL+Ce for crown-type products was experimentally confirmed.*

Keywords: *stand, crown, ripper, dozer, working pressure, displacement, equivalent stresses.*

REFERENCES

1. Gorshkov E.V., Boyarskikh G.A., Svatkovsky L.V., Mogilat V.L. On the use of powerful dozer equipment in quarries [O primeneniі moshchnoy bul'dozernoy tekhniki na kar'yerakh]. News of the Ural State Mining University. 1998. Pp. 75–79. (rus)
2. Khuzhanazarov B.F. Selection of material and method of increasing the wear resistance of cutting elements of dozers [Vybor materiala i metoda povysheniya iznosostoykosti rezhushchikh elementov bul'dozеров]. Mechanics and technology. 2022. No. 2. Pp. 218–223. (rus)
3. Moshchenok V.I., Tarabanova V.P., Lalazarova N.A., Proskurnya N.A. Selection of material and method of increasing the wear resistance of cutting elements of dozers [Vybor materiala i metoda povysheniya iznosostoykosti rezhushchikh elementov bul'dozеров]. Bulletin of the Kharkov National Automobile and Highway University. 2007. Pp. 117–120. (rus)
4. Kachaev A.E., Chemerichko G.I., Sevostyanov V.S. Experimental studies to increase the abrasive wear resistance of disintegrator fingers [Eksperimental'nyye issledovaniya po povysheniyu abraziynoy iznosostoykosti pal'tsev dezintegratora]. Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov. 2024. No. 1. Pp. 112–121. DOI: 10.34031/2071-7318-2023-9-1-112-121. (rus)
5. Shapovalov A.I. Determination of dynamic loads in a tracked transport system in mountain operating conditions [Opredeleniye dinamicheskikh nagruzok v gusenichnoy transportnoy sisteme v

gornykh usloviyakh ekspluatatsii]. Problems of operation and maintenance of transport and technological machines: Proceedings of the international scientific and technical conference. Tyumen State Oil and Gas University. 2008. Pp. 223–225. (rus)

6. Stakhanova Ya.A. Application of modern materials in mechanical engineering [Primeneniye sovremennykh materialov v mashinostroitel'nom proizvodstve]. News of Tula State University. Technical science. 2019. No. 6. Pp. 354–357. (rus)

7. Bulavin V.F., Bulavin T.G. Validation of CAD products in small enterprises of the mechanical engineering sector [Validatsiya CAD-produktov v malykh predpriyatiyakh mashinostroitel'nogo sektora]. Fundamental and applied problems of engineering and technology. 2017. No. 5(325). Pp. 64–72. (rus)

8. Bulavin V.F., Yakhrichev V.V. Finite element method: non-standard solutions for the stiffness matrix [Metod konechnykh elementov: nestandartnyye resheniya dlya matritsy zhestkosti]. Modern materials, equipment and technologies. 2016. No. 4(7). Pp. 28–32. (rus)

9. Guskov A.V., Milevsky K.E., Yakovlev A.G. Comparative analysis of hardening of Hadfield steel with static and high-speed loading [Sravnitel'nyy analiz uprochneniya stali Gadfil'da staticheskoy i vysokoskorostnoy nagruzkoy]. Science. Industry. Defense. XV All-Russian Scientific and Technical Conference. Novosibirsk: NSTU, 2014. Pp. 207–210. (rus)

10. Anisovich A.G., Rumyantseva I.N., Bislyuk L.V. Determination of steel grain grade using computer methods [Opredeleniye balla zerna stali komp'yuternymi metodami]. Casting and metallurgy. 2010. No. 3S(57). Pp. 100–104. (rus)

11. Vodin D.V. Application of reverse engineering technology in mechanical engineering [Primeneniye tekhnologii obratnogo inzhiniringa v

mashinostroyenii]. Technical sciences: problems and prospects: materials of the IV International scientific conf. St. Petersburg: Svoe publishing house. 2016. Pp. 67–69. URL: <https://moluch.ru/conf/tech/archive/166/10534/> (rus)

12. Kuznetsov S.M. Increasing the efficiency of using machines and mechanisms in construction [Povysheniye effektivnosti primeneniya mashin i mekhanizmov v stroitel'stve]. Monography. Moscow. 2015. 203 p. (rus)

13. Melentyev A.V. Peculiarities of conducting practical training during advanced training of employees under the program "Mining and high-altitude training" [Osobennosti provedeniya prakticheskikh zanyatiy pri povyshenii kvalifikatsii sotrudnikov po programme "Gornaya i vysohnaya podgotovka"]. Education and Law. 2021. No. 9. Pp. 325–328. DOI: 10.24412/2076-1503-2021-9-325-328. (rus)

14. Shagarova O.N. Factors influencing the durability of mining and processing equipment during abrasive wear [Faktery, vliyayushchiye na dolgovechnost' gorno-obogatitel'nogo oborudovaniya pri abrazivnom iznashivanii]. Mining Information and Analytical Bulletin (scientific and technical journal). 2010. No. 11. Pp. 178–181. (rus)

15. Shemyakin S.A., Leshchinsky A.V. Calculation of earth-moving machines: textbook. allowance [Raschet zemleroynykh mashin: ucheb. posobiye]. Khabarovsk: Pacific State University Publishing House. 2014. 55 p. (rus)

16. Karasev G.N. Calculation of strength and reliability of metal structure elements of working equipment of construction and road machines: textbook. allowance [Raschet na prochnost' i nadezhnost' elementov metallokonstruksii rabocheho oborudovaniya stroitel'nykh i dorozhnykh mashin: ucheb. posobiye]. Moscow, 2006. 135 p. (rus)

Information about the author

Kachaev, Aleksandr E. PhD, Head of the Department of Construction Production. E-mail: doctor_cement@mail.ru. Kolomna Institute (branch) of Moscow Polytechnic University. Russia, 140402, Moscow region, Kolomna, st. October Revolution, building 408.

Received 28.05.2024

Для цитирования:

Качаев А.Е. Исследование причин преждевременной поломки коронки стойки рыхлителя, произведенной с помощью технологий прямого реинжиниринга // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2024. №8. С. 98–110. DOI: 10.34031/2071-7318-2024-9-8-98-110

For citation:

Kachaev A.E. Investigation of the causes of premature failure of the crown of the ripper structure produced using direct re-engineering technologies. Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov. 2024. No. 8. Pp. 98–110. DOI: 10.34031/2071-7318-2024-9-8-98-110