

DOI: 10.24412/2077-8481-2025-3-41-51

УДК 621

**Е. Г. КРИВОНОГОВА**

**Д. С. ГАЛЮЖИН**, канд. техн. наук, доц.

**Д. В. ПОЗНЯКОВ**

Белорусско-Российский университет (Могилев, Беларусь)

## **ИЗМЕНЕНИЕ КОНСТРУКТИВНОЙ ФОРМЫ КРОНШТЕЙНА ЗАПОРА БОРТА САМОСВАЛА С УЧЕТОМ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТОВ, ПОЛУЧЕННЫХ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕТОДОВ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ**

### **Аннотация**

Представлены результаты расчетов напряженно-деформированного состояния кронштейна запора борта самосвала, проведенных с учетом разных видов материалов и методов получения изделия, а также внесены предложения по изменению конструктивной формы.

### **Ключевые слова:**

механизм запираания, кронштейн запора борта, компьютерное моделирование, метод конечных элементов, напряженно-деформированное состояние.

### **Для цитирования:**

Кривоногова, Е. Г. Изменение конструктивной формы кронштейна запора борта самосвала с учетом результатов расчетов, полученных с использованием методов компьютерного моделирования / Е. Г. Кривоногова, Д. С. Галюжин, Д. В. Позняков // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2025. – № 3 (88). – С. 41–51.

### **Введение**

Кронштейн запора борта является составным элементом механизма запираания, который, в свою очередь, входит в систему разгрузки самосвала и играет в нем центральную роль, являясь как направляющим, так и силовым элементом. Данный кронштейн представляет собой жесткий элемент, закрепленный на раме шасси самосвала, основным назначением которого является предоставление прочной и стабильной точки опоры для подвижного элемента запора. Помимо силового назначения, данный элемент выполняет и направляющую функцию, которая заключается в обеспечении точной фиксации крюка с проушиной на борту кузова.

Также кронштейн запора борта воспринимает и обеспечивает передачу на раму самосвала существенных статических и динамических нагрузок, которые возникают в процессе эксплуатации

при условии, что борт закрыт. Статические нагрузки возникают, когда самосвал не движется, однако вес груза стремится раскрыть борт. Динамические нагрузки представляют собой ударные нагрузки, которые возникают от груза при движении самосвала по неровностям, а также инерционные силы, возникающие при торможении или разгоне.

Кронштейн запора борта, спроектированный и рассчитанный должным образом, способен обеспечить надежное зацепление запорного механизма и исключение самопроизвольного раскрытия борта.

### **Особенности конструкции**

Кронштейн запора борта может быть выполнен в различных вариантах, как правило, это либо литые детали сложной формы, либо сварные конструкции.

Рассматриваемый кронштейн запо-

ра борта принадлежит механизму запи-  
рания самосвала МАЗ 650128-580-000,  
который является механизмом запи-  
рания крючкового типа.

В исходном варианте кронштейн

выполняется сварным и состоит из сле-  
дующих деталей: основание 1, направ-  
ляющая втулка 2 и ограничитель 3  
(рис. 1).

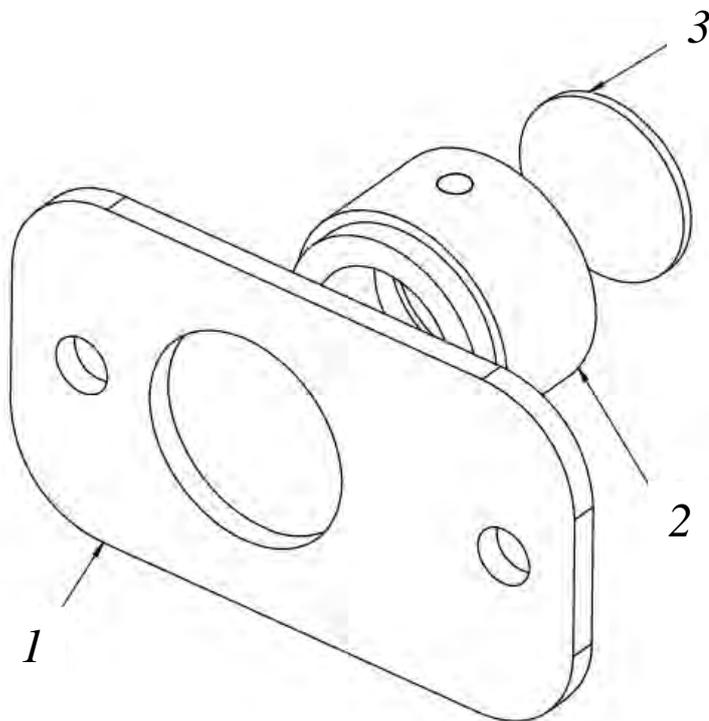


Рис. 1. Основные элементы кронштейна запора борта: 1 – основание; 2 – направляющая втулка; 3 – ограничитель

Основание 1 представляет собой  
пластину с отверстиями для болтового  
соединения и является площадкой для  
крепления кронштейна к поперечине  
рамы шасси. К данному элементу  
предъявляются повышенные требова-  
ния жесткости. Материал изготовле-  
ния – конструкционная сталь 09Г2С  
ГОСТ 19281–2014, которая обладает  
высокой механической прочностью.

Направляющая втулка 2 представ-  
ляет собой втулку, вокруг которой пово-  
рачивается запорный крюк. К данному  
элементу предъявляются повышенные  
требования прочности. Материал изго-  
товления – сталь 20В EN 10269:2013

с техническими требованиями в зависи-  
мости от показателей качества, соот-  
ветствующими группе Б.

Ограничитель 3 представляет со-  
бой цельную пластину, предназначен  
для фиксации подвижного элемента  
запора в крайнем положении. К данному  
элементу особые требования не предьяв-  
ляются. Материал изготовления – конст-  
рукционная сталь 08пс ГОСТ 16523–97.  
Сталь отличается высокой доступ-  
ностью, легко сваривается, а низкое со-  
держание углерода обеспечивает мяг-  
кость и пластичность.

### Предварительный аналитический расчет

Проводим расчет сварного соединения [1, 2] при заданной нагрузке на соединение  $Q = 28400$  Н (данные предоставлены эксплуатирующей организацией).

Сварной шов нагружен следующими силовыми факторами:

- силой  $F = Q$ ;
- скручивающим моментом  $T$ ;
- отрывающим изгибающим моментом  $M$ .

Расчетная схема соединения представлена на рис. 2.

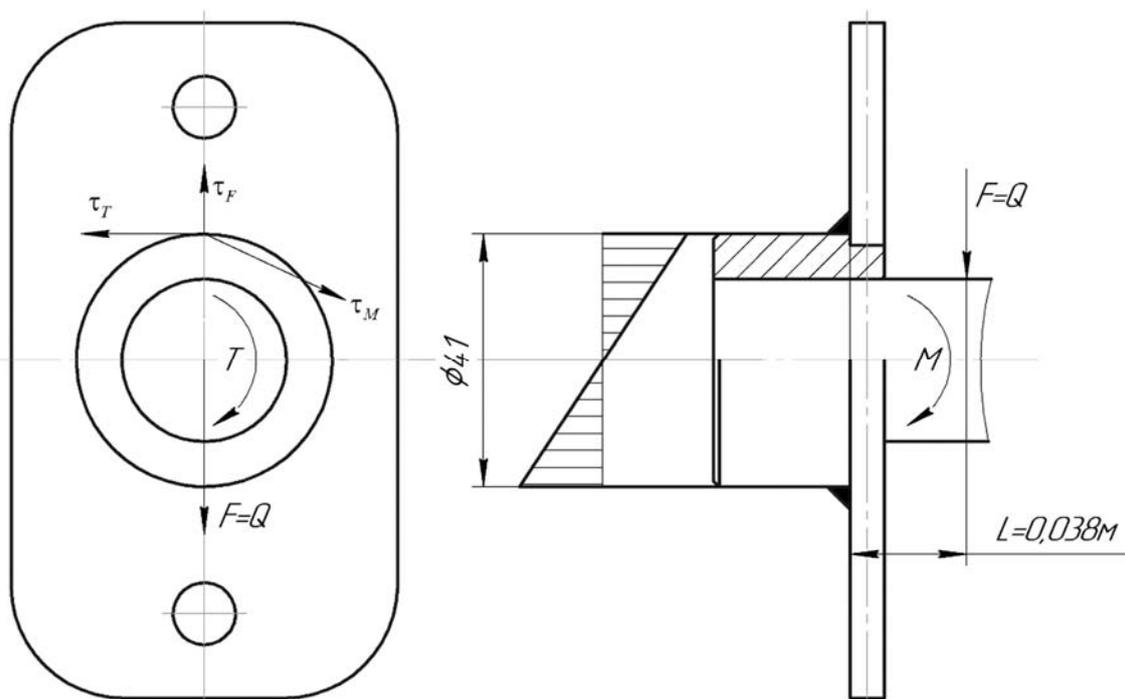


Рис. 2. Расчетная схема соединения

Напряжение в сварном шве определяется из условия прочности при срезе.

С учетом действующих силовых факторов условие прочности будет иметь вид

$$\tau_{\max} = \sqrt{\tau_F^2 + \tau_T^2 + \tau_M^2} \leq [\tau], \quad (1)$$

где  $[\tau]$  – допускаемое напряжение при срезе;  $\tau_M$  – напряжение, создаваемое отрывающим изгибающим моментом;  $\tau_F$  – напряжение, создаваемое силой  $F$ ;

$\tau_T$  – напряжение, создаваемое скручивающим моментом.

Определим напряжения в сварном шве от каждого из силовых факторов с учетом допущений, в соответствии с которыми площадь опасного сечения сварного шва рассчитывается по формуле

$$A = 0,7 \cdot k \cdot \pi, \quad (2)$$

где  $k$  – катет шва.

Искомые напряжения будут рассчитываться по следующим формулам:

– от силы  $F$

$$\tau_F = \frac{F}{0,7 \cdot k \cdot \pi \cdot D_0}, \quad (3)$$

где  $D_0$  – наружный диаметр втулки;

– от скручивающего момента  $T$

$$\tau_T = \frac{2 \cdot T}{0,7 \cdot k \cdot \pi \cdot D_0^2}. \quad (4)$$

Определяем скручивающий момент в соединении:

$$T = F \frac{D_1}{2}; \quad (5)$$

$$T = F \cdot \frac{0,041}{2} = 0,0205 \cdot F;$$

– от отрывающего изгибающего момента  $M$

$$\tau_M = \frac{4 \cdot M}{0,7 \cdot k \cdot \pi \cdot D_0^2}. \quad (6)$$

Определяем изгибающий момент в соединении:

$$M = FL; \quad (7)$$

$$M = F \cdot 0,038.$$

Определяем значения действующих напряжений:

$$\tau_F = \frac{28400}{0,7 \cdot 0,004 \cdot \pi \cdot 0,041} = 78,75 \text{ МПа};$$

$$\tau_T = \frac{2 \cdot 28400 \cdot 0,0205}{0,7 \cdot 0,004 \cdot \pi \cdot 0,041^2} = 78,75 \text{ МПа};$$

$$\tau_M = \frac{4 \cdot 28400 \cdot 0,038}{0,7 \cdot 0,004 \cdot \pi \cdot 0,041^2} = 291,9 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\max} = \sqrt{78,75^2 + 78,75^2 + 291,9^2} = 312 \text{ МПа}.$$

Выполняем расчет допускаемого напряжения:

$$[\tau_{cp}] = 0,6 [\sigma_p], \quad (8)$$

где  $[\sigma_p]$  – предел прочности при растяжении.

Определяем предел прочности при растяжении:

$$[\sigma_p] = \frac{[\sigma_T]}{S}, \quad (9)$$

где  $S$  – коэффициент безопасности;  $[\sigma_T]$  – предел текучести материала.

Принимаем значение коэффициента безопасности согласно [2, с. 17].

Пределы текучести материалов:

– для 09Г2С, согласно ГОСТ 19281–2014,  $[\sigma_T] = 400$  МПа;

– для стали 20, согласно EN 10269:2013,  $[\sigma_T] = 300$  МПа.

Для выполнения предварительного расчета выбираем усредненное значение предела текучести.

$$[\sigma_p] = \frac{330}{1,5} = 220 \text{ МПа};$$

$$[\tau] = 0,6 \cdot 220 = 132 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\max} = 312 > [\tau] = 132 \text{ МПа}.$$

Следовательно, условие прочности не выполняется.

**Вывод:** одного сварного шва недостаточно для осуществления надежного соединения и обеспечения безопасной работы кронштейна запора борта.

Необходимо проанализировать данную конструкцию и подобрать такой вариант соединения или изменить используемые материалы, чтобы условие

прочности выполнялось. Однако выполнить данный анализ путем перебора различных вариантов достаточно затруднительно и это может занять длительное время, поэтому предлагается использовать известные методы компьютерного моделирования, в частности, метод конечных элементов [3]. В качестве программного продукта будем использовать SolidWorks.

### **Компьютерное моделирование**

Прежде чем приступить к проведению анализа возможных вариантов изменения конструкции, необходимо получить сходимость результатов, полученных разными методами. В соответствии с требованиями, предъявляемыми к вычислительному эксперименту, необходимо провести сравнительный анализ либо с данными другого программного продукта, либо с данными, полученными аналитическим методом. Так как при проведении предварительного расчета использовали известные зависимости, принятые в курсах механики материалов

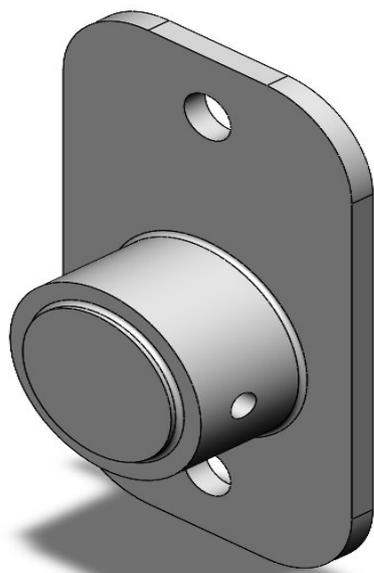
и деталей машин, выполним тот же расчет с использованием компьютерного моделирования.

Для построенной твердотельной модели (рис. 3, а) задаемся условиями закрепления и нагружения (рис. 3, б). Для данной детали выбираем материал с необходимыми механическими свойствами. Отметим, что свойства материала имеются в базе данных САПР SolidWorks Simulation. Дальнейшее имитационное моделирование анализируемой детали будет осуществляться в этой среде.

Вероятный процент расхождения можно будет объяснить рядом допущений, которые принимаются в курсах механики материалов и деталей машин.

После выполнения анализа соединения фиксируем значение максимальных напряжений в зоне воспринимаемых нагрузок, полученных в САПР SolidWorks Simulation (318 МПа), используя инструмент «Зондирование» (рис. 4) и сравниваем со значением максимального напряжения, которое получено аналитическим методом (312 МПа).

а)



б)

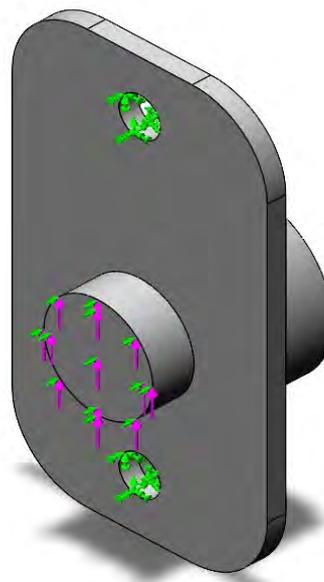


Рис. 3. Трехмерная твердотельная модель кронштейна с нагрузками и условием закрепления: а – трехмерная модель; б – условия закрепления и нагружения

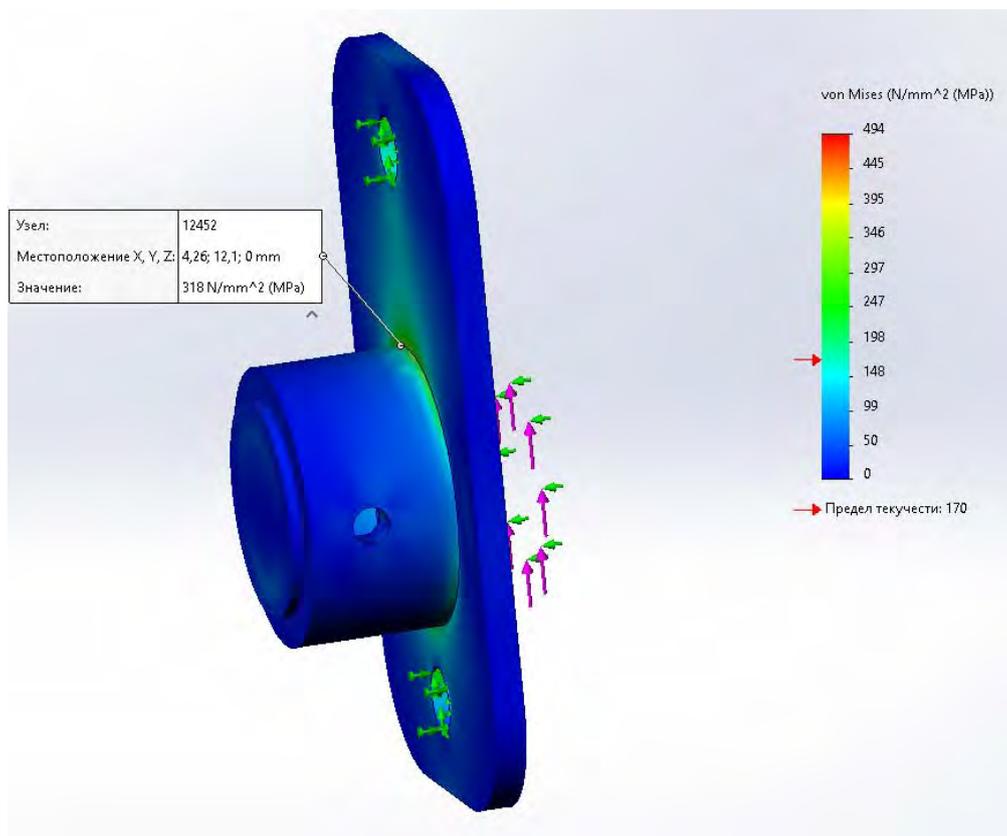


Рис. 4. Напряжения в месте сварного шва

Процент расхождения

$$\delta = \frac{318 - 312}{312} \cdot 100 \% = 1,92 \%$$

Следовательно, компьютерное моделирование можно применить к проведению дальнейшего анализа и получить достоверные результаты.

Внесем ряд изменений в базовую конструкцию. Чтобы исключить концентратор напряжений в виде сварного шва, представим кронштейн запора борта не как сборочную единицу, состоящую из трех отдельных деталей, а как одну деталь, которую можно изготовить как хорошо известными методами механической обработки, так и с использованием современного метода 3D-печати с применением принтера EP-M250. Следовательно, в качестве материалов для

проведения сравнительного анализа выбираем конструкционную сталь марки сталь 20 и металлический порошок сталь 316L EN 10088-1:2016.

Проведем исследование для материала сталь 20. Распределение напряжений с указанием напряжений в характерных узловых точках показано на рис. 5, распределение деформаций в характерных узловых точках – на рис. 6.

Проведем исследование для материала сталь 316L. Распределение напряжений с указанием напряжений в характерных узловых точках показано на рис. 7, распределение деформаций с указанием деформаций в характерных узловых точках – на рис. 8.

Для удобства восприятия информации результаты сводим в табл. 1.

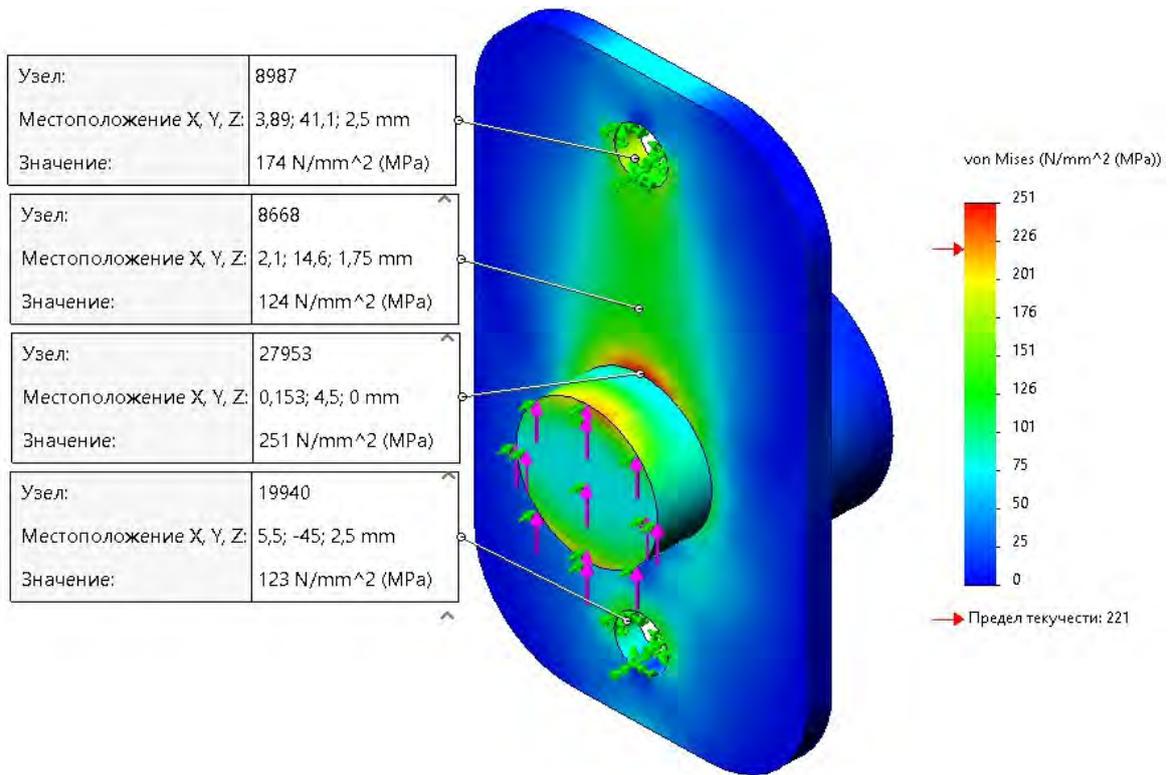


Рис. 5. Распределение напряжений в узловых точках для материала сталь 20

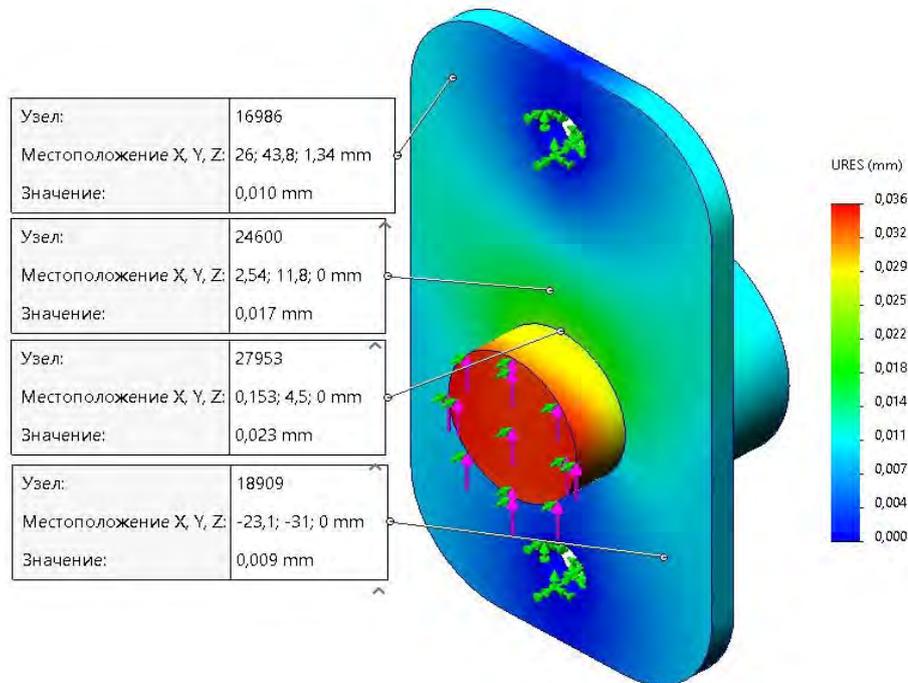


Рис. 6. Распределение деформаций в узловых точках для материала сталь 20

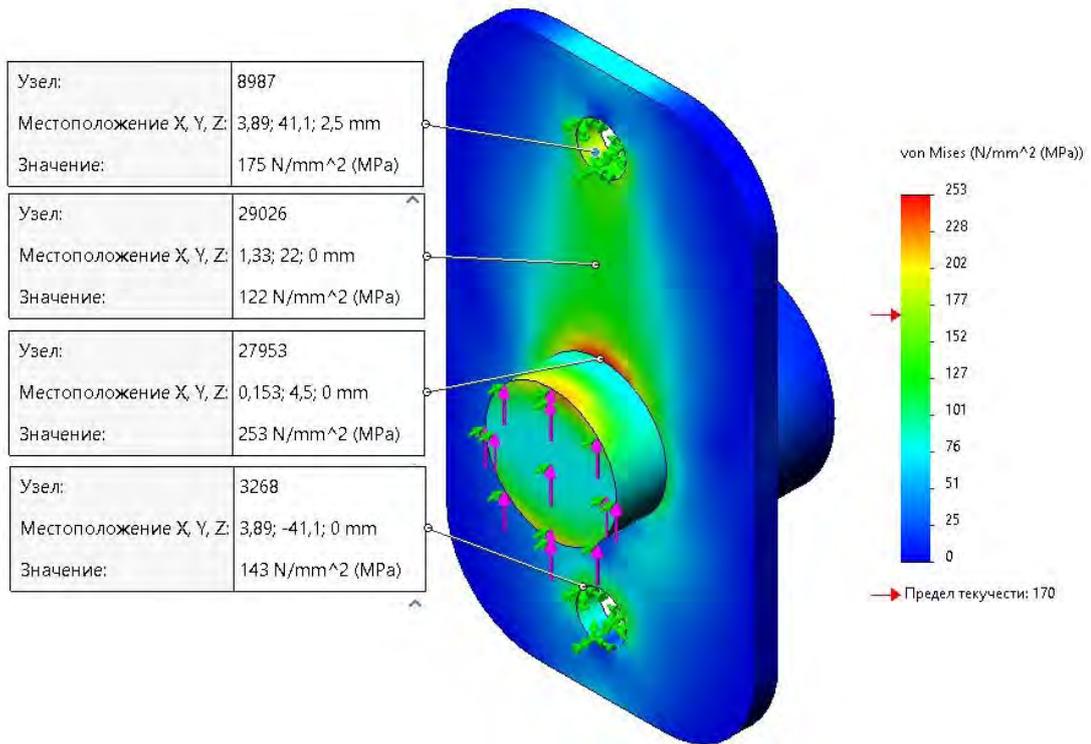


Рис. 7. Распределение напряжений в узловых точках для материала сталь 316L

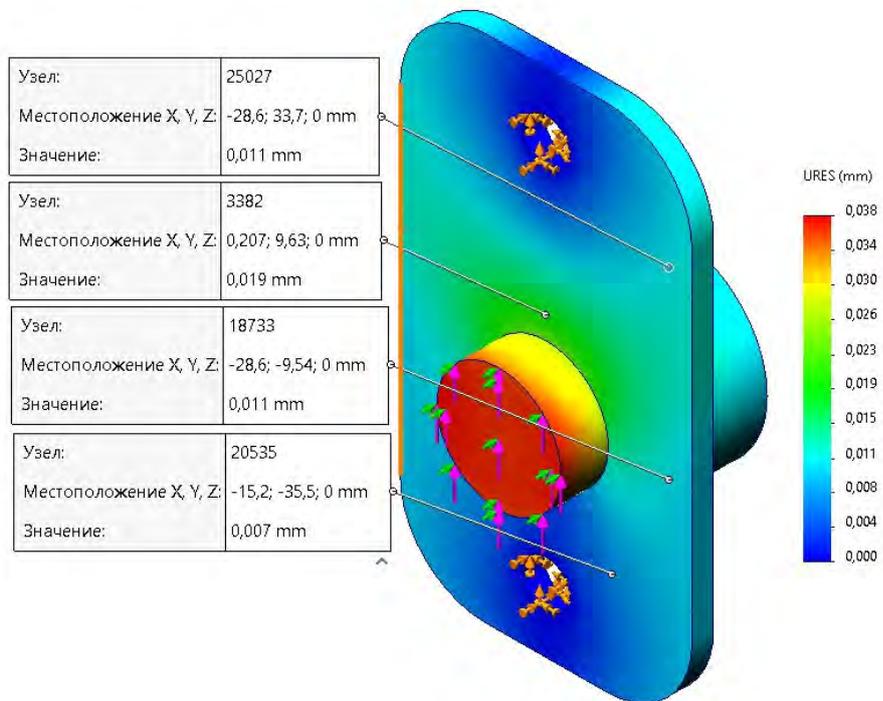


Рис. 8. Распределение деформаций в узловых точках для материала сталь 316L

Табл. 1. Сопоставление результатов расчетов, полученных для разных материалов

Порядковый номер узла	Напряжение Von Mises, МПа		Деформация URES, мм		Процент расхождения результатов Von Mises
	сталь	316L	сталь	316L	
1	174	175	0,010	0,011	0,57
2	124	122	0,017	0,019	1,61
3	251	253	0,023	0,011	0,79
4	123	125	0,009	0,007	1,62
Среднее значение	168	169	0,015	0,012	1,15

### Изменение конструктивной формы кронштейна запора борта

После проведения анализа результатов, полученных при компьютерном моделировании в системе SolidWorks, видно, что имеется большая площадь, не воспринимающая больших нагрузок,

однако влияющая на общий вес конструкции. Поэтому предлагается удалить часть материала, чтобы снизить массу изделия с помощью параметрической оптимизации (рис. 9). Сопоставление результатов до и после оптимизации представлено в табл. 2.

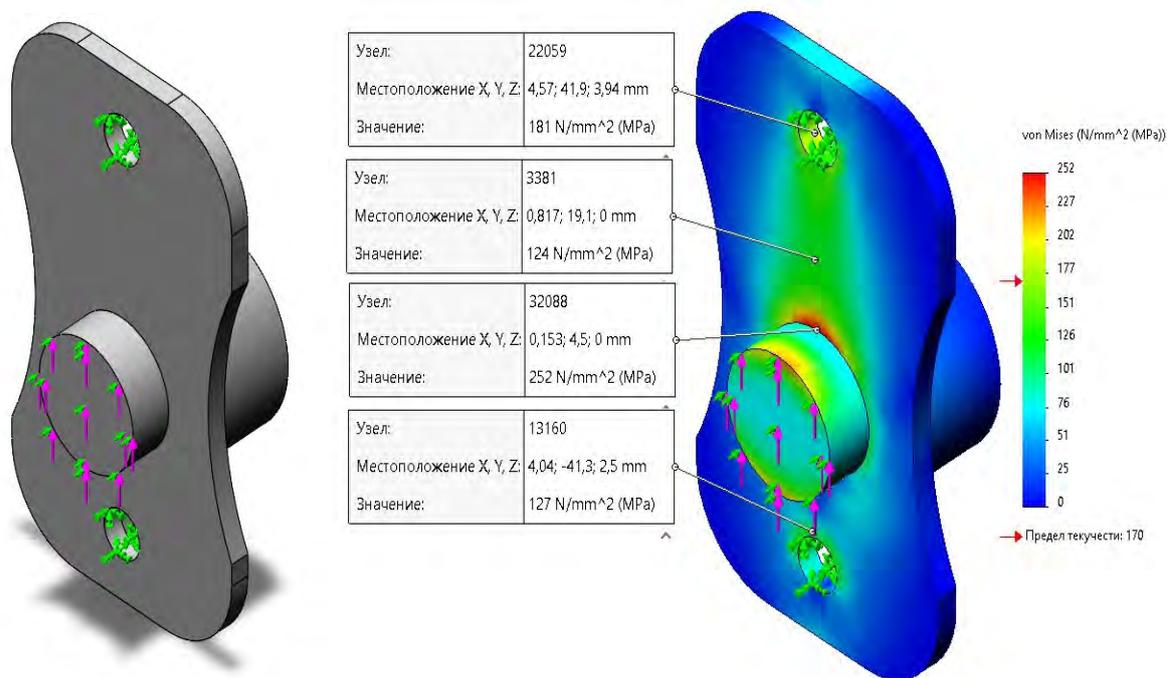


Рис. 9. Модель изделия, полученная после параметрической оптимизации, с расчетом напряжений в узловых точках

Табл. 2. Сопоставление результатов расчетов до и после оптимизации

Порядковый номер узла	Напряжение Von Mises, МПа		Деформация URES, мм		Процент расхождения результатов Von Mises
	до оптимизации	после оптимизации	до оптимизации	после оптимизации	
1	175	181	0,011	0,008	3,42
2	122	124	0,019	0,017	1,63
3	253	252	0,011	0,024	0,39
4	125	127	0,007	0,008	1,6
Среднее значение	169	171	0,012	0,014	1,76

Из табл. 2 видно, что процент расхождения напряжений до и после оптимизации небольшой. При этом масса детали снижена с 0,65 до 0,62 кг, что в процентном соотношении составляет 4,6 %. Самые высокие деформации и напряжения наблюдаются в зоне давления вала на основание. Исходя из теоретических результатов анализа напряженно-деформированного состояния данного варианта изделия, можно сказать, что оптимизация выполнена успешно и является оптимальной конструкцией кронштейна запора борта самосвала.

### Заключение

Выбор оптимального механизма запирания борта самосвала и его составных элементов является сложной задачей, требующей учета множества факторов. На примере анализа кронштейна запора борта показаны современные методы, которые могут быть использованы как для расчета напряженно-деформированного состояния, так и оптимизации конструкции.

### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Лустенков, М. Е.** Практикум по основам проектирования и деталям машин: учеб. пособие / М. Е. Лустенков. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2015. – 203 с. : ил.
2. Детали машин в примерах и задачах: учеб. пособие / С. Н. Ничипорчик, М. И. Корженцевский, В. Ф. Калачев [и др.]. – Минск: Выш. шк., 1981. – 432 с.: ил.
3. **Щеглов, Г. А.** Практикум по компьютерному моделированию геометрии изделий с использованием SolidWorks: учеб. пособие / Г. А. Щеглов, А. Б. Минеев. – М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2019. – 182 с.

Статья сдана в редакцию 15 июля 2025 года

Контакты:

katerina.krivonogova.25@mail.ru (Кривоногова Екатерина Геннадьевна);

daniel\_24@rambler.ru (Галюжин Даниил Сергеевич);

gek.eket@mail.ru (Позняков Даниил Валерьевич).

***E. G. KRIVONOGOVA, D. S. GALYUZHIN, D. V. POZNYAKOV***

**MODIFYING THE DESIGN SHAPE OF THE LOCKING BRACKET IN A DUMPER SIDE GIVEN CALCULATION RESULTS OBTAINED WITH COMPUTER MODELING METHODS**

**Abstract**

The results of calculations of the stress-strain state of the locking bracket in a dump truck side are presented, which have been performed in view of different types of materials and methods of obtaining the product. Proposals are made for modifying the design shape.

**Keywords:**

locking mechanism, sideboard locking bracket, computer modeling, finite element method, stress-strain state.

**For citation:**

Krivonogova, E. G. Modifying the design shape of the locking bracket in a dumper side given calculation results obtained with computer modeling methods / E. G. Krivonogova, D. S. Galyuzhin, D. V. Poznyakov // Belarusian-Russian University Bulletin. – 2025. – № 3 (88). – P. 41–51.