

УДК 621.332

*О. И. ЯКУБОВИЧ, А. О. ШИМАНОВСКИЙ*

*Белорусский государственный университет транспорта, Гомель, Беларусь*

## **АНАЛИЗ ПРОЧНОСТИ УЗЛА СОЧЛЕНЕНИЯ СТРЕЛЫ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ**

Аналитическим способом и путем конечно-элементного моделирования с применением программного комплекса ANSYS выполнен анализ напряженно-деформированного состояния узла соединения гидроцилиндра со стрелой, удерживающей люльку подъемного крана. Показано, что усталостное разрушение конструкции возможно не только при положениях стрелы, соответствующих ее наибольшему допускаемому вылету.

**Ключевые слова:** стреловой кран, узел соединения, усталостное разрушение, компьютерное моделирование.

Эксплуатация подъемно-транспортных машин может осуществляться только при условии полной исправности и способности безаварийно выдерживать предельную рабочую нагрузку в течение длительного времени. Поэтому при проектировании таких машин следует анализировать все возможные положения элементов конструкций на предмет возникновения значительных напряжений и деформаций, которые могут стать причиной повреждения или даже аварии.

Стандартные подходы к расчетам конструкций стрел подъемно-транспортных машин предполагают анализ прочности только исходя из значений, возникающих в поперечных сечениях изгибающих моментов [1]. В современных условиях расчеты металлоконструкций кранов выполняются с применением метода конечных элементов [2–4], причем как наиболее неблагоприятный рассматривается случай наибольшего вылета стрелы.

В статье [5] обращается внимание на необходимость расчета узла сочленения телескопической стрелы под действием прикладываемых нагрузок. Ее авторы установили, что в направляющих элементах стрелы и примыкающих к ним элементов коробчатой конструкции возникают значительные напряжения, которые определяют прочность конструкции в целом.

Нами была получена информация о повреждении металлоконструкции подъемного крана ВИПО 32-01 в месте присоединения гидроцилиндра к балке стрелы, представляющей собой тонкостенную коробчатую конструкцию. Особенность рассматриваемой ситуации состояла в том, что разрушение конструкции произошло при небольшом вылете стрелы крана и нагрузке на люльку, не превышающей нормативную. Целью представленной работы стало выяснение причин выхода машины из строя.

На первой стадии работы выполнен анализ нагруженности рассматриваемого узла при разных положениях стрелы крана (рисунок 1). Он показал,

что наибольшие нагрузки на накладку, к которой прикрепляется соединенный с гидроцилиндром кронштейн, соответствуют горизонтальному положению стрелы, так как в этом случае максимальным оказывается плечо силы тяжести люльки с грузом. С другой стороны, плечо силы, действующей на шток гидроцилиндра, будет минимально в том случае, когда оси стрелы и крана параллельны.

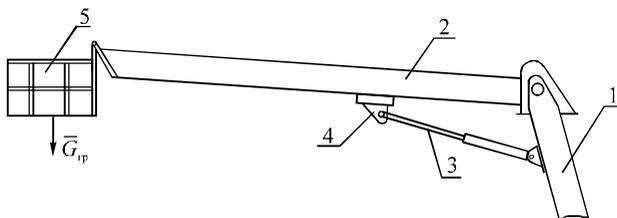


Рисунок 1 – Опасное (горизонтальное) положение стрелы крана:  
1, 2 – секции стрелы крана; 3 – гидроцилиндр; 4 – кронштейн; 5 – люлька

С учетом описанных обстоятельств расчетная схема для оценки максимальной силы  $T$ , развиваемой гидроцилиндром, приобрела вид, представленный на рисунке 2. Силу тяжести гидроцилиндра считаем пренебрежимо малой по сравнению с силой  $T$ , поэтому она на схеме не показана. Учет данной силы тяжести приведет к незначительному увеличению силы  $T$ .

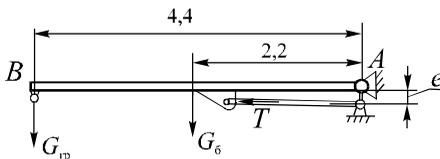


Рисунок 2 – Расчетная схема для определения силы  $T$

Запишем уравнение моментов сил, действующих на балку  $AB$ , относительно точки  $A$  (см. рисунок 2):

$$\sum M_A(F_i) = 0; G_{\text{гр}} \cdot 4,4 + G_6 \cdot 2,2 - T e = 0, \quad (1)$$

где  $G_{\text{гр}}$  – суммарная сила тяжести люльки и поднимаемого груза, при максимальной допускаемой нагрузке на люльку  $G_{\text{гр}} = 3626 \text{ Н}$ ;  $G_6$  – сила тяжести балки с приваренной накладкой,  $G_6 = 1048,6 \text{ Н}$ ;  $e$  – расстояние от линии действия силы  $T$  до оси балки  $AB$ ,  $e = 0,076 \text{ м}$ .

Отсюда получаем значение силы, действующей на кронштейн со стороны штока гидроцилиндра

$$T = \frac{3626 \cdot 4,4 + 1048,6 \cdot 2,2}{0,076} = 240280 \text{ Н.}$$

Для приближенной оценки напряжений в зоне соединения кронштейна с накладкой (рисунок 3) используем алгоритм расчета стыкового сварного шва, подверженного действию изгибающего момента  $M_{из}$ , приведенный в [6]. Условие прочности шва имеет вид

$$\sigma_p = \frac{M_{из}}{W_{ш}} \leq [\sigma_p],$$

где  $W_{ш} = \frac{zh^2}{6} = \frac{0,011 \cdot 0,205^2}{6} = 7,7 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$  – момент сопротивления шва. Здесь  $z = 0,011 \text{ м}$  – ширина сварного шва, соответствующая толщине кронштейна;  $h = 0,205 \text{ м}$  – длина шва.

Учитывая, что изгибающий момент, приложенный к одной пластине кронштейна, равен произведению силы  $T/2$  на плечо  $e$ , получаем

$$\sigma_p = \frac{Te}{2W_{ш}} = \frac{240280 \cdot 0,076}{2 \cdot 7,7 \cdot 10^{-5}} = 119 \text{ МПа.}$$

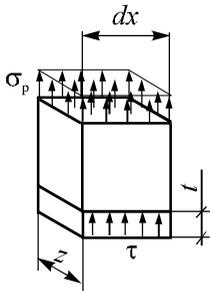


Рисунок 4 – Элементарный участок соединения

Тогда, подставляя размеры соединения, получаем

$$\tau = \frac{\sigma_p z}{2t} = \frac{119 \cdot 10^6 \cdot 0,011}{2 \cdot 0,005} = 131 \text{ МПа.}$$

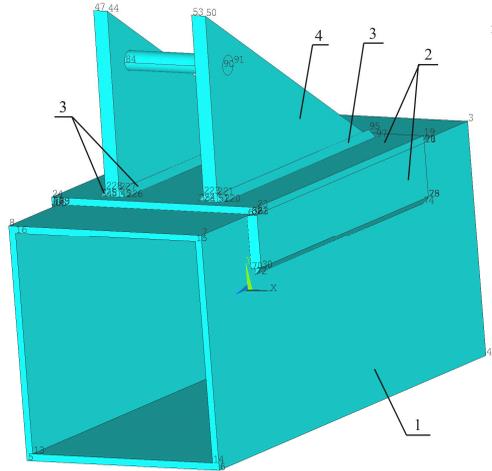


Рисунок 3 – Геометрическая модель зоны соединения:

1 – несущая балка подъемного крана; 2 – накладка, 3 – сварные швы; 4 – кронштейн

Чтобы определить напряжения в пластине, соответствующие полученным нормальным напряжениям в шве, рассмотрим силы, действующие на элементарный участок области соединения, имеющий длину  $dx$  (рисунок 4).

Элементарная сила, растягивающая шов,

$$dF = \sigma_p z dx.$$

Эта же сила приложена к накладке и пытается ее разорвать. Учитывая, что касательные напряжения  $\tau$  по обе стороны сварного шва, получаем

$$dF = 2\tau t dx,$$

где  $t$  – толщина накладки.

В соответствии с ГОСТ 535–2005 [7] сталь марки Ст 3 имеет следующие характеристики:  $\sigma_b$  – предел прочности – 360–490 МПа;  $\sigma_t$  – предел текучести – от 235 до 245 МПа. В то же время данные, представленные в справочнике [8], показывают, что предел выносливости данной стали при испытании на изгиб с симметричным циклом нагружения  $\sigma_{-1}$  составляет от 170 до 210 МПа. При расчетах на прочность по касательным напряжениям рекомендуется [6] использовать значение допускаемого напряжения  $\tau_{-1} = 0,6\sigma_{-1}$ . Следовательно, для стали марки Ст3 это напряжение составляет от 102 до 126 МПа, что меньше значения, определенного по формуле (4). Следовательно, действие циклических динамических нагрузок может привести к разрушению накладки.

Для уточненного анализа напряженно-деформированного состояния системы было выполнено конечноэлементное моделирование узла крепления (см. рисунок 3) в программном комплексе ANSYS [9]. При нахождении напряжений и деформаций, возникающих в накладке под действием силы  $T = 240280$  Н, учитывалось, что модуль упругости стали  $E = 210$  ГПа, коэффициент Пуассона  $\nu = 0,3$ . Приложение нагрузки осуществлялось к ключевым точкам оси шарнира. Все точки крайних сечений рассматриваемой части секции стрелы крана закреплены.

В результате вычислений, выполненных с учетом геометрически нелинейных деформаций, получено распределение напряжений по объему конструкции (рисунок 9). Анализ показал, что вследствие невысокой жесткости накладки ее центральная часть, расположенная над осью несущей балки стрелы, под действием приложенной силы отделяется от балки. Это приводит к перекосу кронштейна, вследствие чего напряжения в наружном сварном шве кронштейна оказываются большими, чем во внутреннем. Таким образом, на начальном этапе накопления повреждений трещинообразование начинается в области накладки, примыкающей к концу сварного шва.

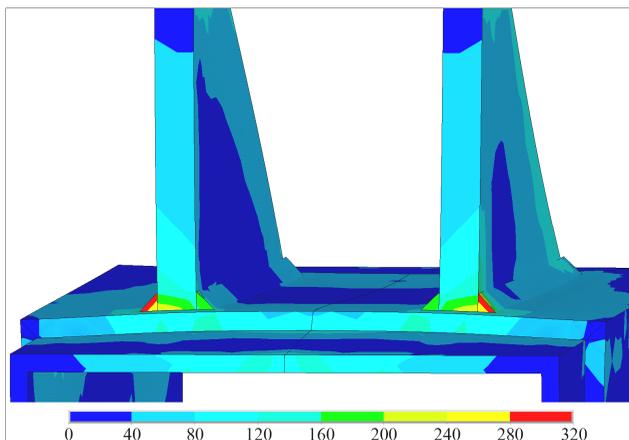


Рисунок 9 – Распределение эквивалентных напряжений, МПа, в зоне соединения

Таким образом, при существующей толщине накладки возникающие в ней напряжения при действии номинальной статической нагрузки меньше предела прочности материала. Поэтому однократное нагружение не может привести к разрушению конструкции. В то же время значения напряжений в накладке весьма близки к пределу текучести материала и меньше его предела усталости. Отметим, что расчеты выполнены с учетом только упругого деформирования конструкции. Наличие пластических деформаций приводит к более равномерному распределению напряжений в наиболее нагруженных областях. При этом принципиально ситуация не изменяется. Для обеспечения требуемой прочности конструкции следует увеличить толщину накладки.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Автомобильные краны. Конструкция и расчет / Ю. И. Калинин [и др.]. – Воронеж : Воронежский ГАСУ, 2014. – 159 с.
- 2 **Лагереv, А. В.** Динамико-прочностной анализ гидравлических крано-манипуляторных установок мобильных машин / А. В. Лагереv, А. А. Мильто, И. А. Лагереv. – Брянск : Издательство РИО БГУ, 2015. – 186 с.
- 3 **Лагереv, А. В.** Модернизация крана-манипулятора самоходной энергетической машины АСТ-4-А / А. В. Лагереv, И. А. Лагереv, В. В. Говоров // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2010. – № 4 (28). – С. 59–66.
- 4 **Derlukiewicz, D.** Chosen aspects of FEM strength analysis of telescopic jib mounted on mobile platform / D. Derlukiewicz, G. Przybyłek // Automation in Construction. – 2008. – Vol. 17, Is. 3. – P. 278–283.
- 5 Stress analysis in contact zone between the segments of telescopic boom of hydraulic truck cranes / M. Savković [et al.] // Thin-Walled Structured. – 2014. – Vol. 85. – P. 332–340.
- 6 Детали машин в примерах и задачах : учеб. пособие / С. М. Башееv [и др.] ; под ред. С. М. Башеева. – Минск : Выш. шк, 1970. – 488 с.
- 7 ГОСТ 535–2005. Прокат сортовой и фасонный из стали углеродистой обыкновенного качества. Общие технические условия : межгос. стандарт. – Введ. 2008–07–01. – М. : Стандартинформ, 2009. – 15 с.
- 8 **Троценко, В. Т.** Сопротивление усталости металлов и сплавов. Ч. 1 / В. Т. Троценко, Л. А. Сосновский. – Киев : Наук. думка, 1987. – 503 с.
- 9 **Шимановский, А. О.** Применение метода конечных элементов в решении задач прикладной механики / А. О. Шимановский, А. В. Путьято. – Гомель : БелГУТ, 2008. – 61 с.

*A. O. SHIMANOVSKY, V. I. YAKUBOVICH*  
*Belarusian State University of Transport, Gomel, Belarus*

### STRENGTH ANALYSIS FOR THE BOOM JOINT NODE OF LIFTING AND TRANSPORTATION MACHINE

The stress-strain state analysis for the node joint of hydraulic cylinder and the boom holding crane cradle was carried out analytically and by means of finite element modeling in the ANSYS software package. It is shown that fatigue failure of a structure is possible not only at boom positions corresponding to its maximum allowable outreach.

**Keywords:** jib crane, joint unit, fatigue failure, computer simulation.

Получено 16.10.2020