

**В.И. ГОЛОВЧЕНКО**, к. т. н., вед. инж.-констр. НТК

ЧАО «АзовЭлектроСталь», Мариуполь;

**Н.Л. ИВАНИНА**, инж.-констр. НТК ЧАО «АзовЭлектроСталь», Мариуполь

## **ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ КРЕПЛЕНИЯ ЦИСТЕРНЫ К ШАССИ АВТОТОПЛИВОЗАПРАВЩИКА ОТ ОПРОКИДЫВАНИЯ ПРИ ДЕЙСТВИИ ПРОДОЛЬНОЙ НАГРУЗКИ**

У статті на прикладі аеродромного паливозаправника літальних апаратів АТЗ-10 викладений хід виконання розрахунків по перевірці міцності елементів кріплення цистерни до шасі автомобіля від перекидання під дією подовжньої інерційної сили.

**Ключові слова:** паливозаправник, цистерна, елементи кріплення, шасі, міцність

В статье на примере аэродромного топливозаправщика летательных аппаратов АТЗ-10 изложен ход выполнения расчетов по проверке прочности элементов крепления цистерны к шасси автомобиля от опрокидывания при действии продольной инерционной силы.

**Ключевые слова:** топливозаправщик, цистерна, элементы крепления, шасси, прочность

A strength checking procedure for tank-to chassis fastening elements of flying vehicle fueller is described in the paper. Elements holding ATZ-10 fueller tank from overturning caused by the longitudinal inertia force are checked.

**Keywords:** fueller, tank, fastening elements, chassis, strength

**Введение.** В статьях [1, 2] изложены положения, принимаемые в качестве основных при выполнении расчетов прочности элементов крепления цистерны к шасси автомобильного топливозаправщика летательных аппаратов на примере автотопливозаправщика АТЗ-10 (рис. 1) и описан ход выполнения расчетов по проверке прочности элементов, удерживающих цистерну от смещения под действием продольной

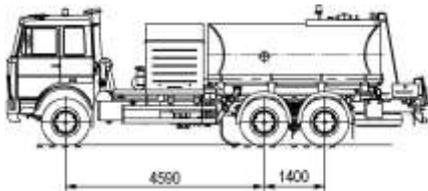


Рисунок 1 – Общий вид аэродромного топливозаправщика АТЗ-10

инерционной силы. Как отмечалось в [1], действие продольной инерционной силы вызывает, кроме смещения, также и опрокидывание цистерны относительно шасси, поскольку опрокидывающий момент превышает удерживающий ( $M_{опр}^{np} = 184,8 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм} > M_{уд}^{np} = 171,5 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ ). Цистерна от опрокидывания крепится болтами, соединяющими ее с шасси. Эти болты удерживают цистерну также от опрокидывания, от поперечной инерционной силы и от отрыва

от шасси при действии вертикальной инерционной силы вверх. Хотя для авто-топливозаправщика АТЗ-10 нагрузки на болты при опрокидывании цистерны от продольной инерционной силы значительно меньше нагрузок, которые создаются поперечной и вертикальной силами, тем не менее, представляется необходимым изложить основные положения и особенности выполнения расчета крепления цистерны от продольного опрокидывания.

**Объекты проверки и исходные данные.** Общий вид топливозаправщика АТЗ-10 представлен на рис. 1. Детальное описание способа и элементов крепления цистерны к шасси дано в [1], общий вид элементов крепления приведен на рис. 2, 3.

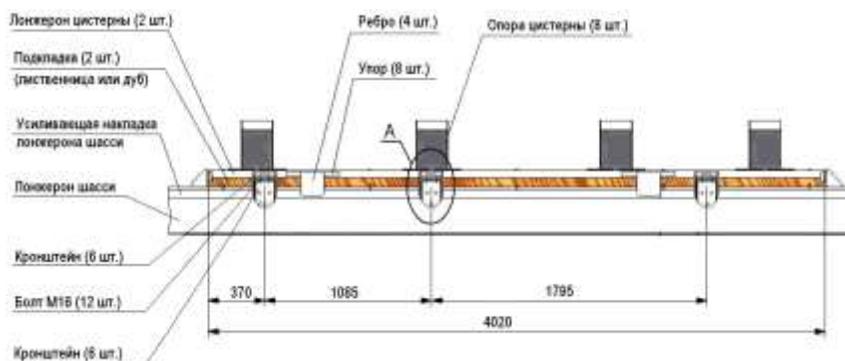


Рисунок 2 – Элементы крепления цистерны к шасси автомобиля (цистерна условно не показана): вид сбоку

Отдельно узел крепления цистерны от опрокидывания и от отрыва от шасси (выносной элемент А на рис. 2) изображен на рис. 4. Этот узел состоит из кронштейна цистерны, кронштейна шасси и двух болтов М16 с гайками. Таких узлов – три с каждой стороны цистерны.

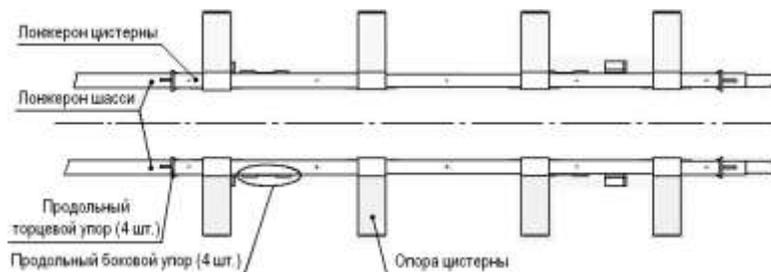


Рисунок 3 – Элементы крепления цистерны к шасси автомобиля (цистерна условно не показана): вид сверху

При опрокидывании цистерны под действием продольной инерционной силы

(эта сила действует в направлении движения, т. е. – вперед) передняя ее часть прижимается к опорам, опоры прижимаются к лонжеронам (лонжеронам цистерны), а лонжероны прижимаются к лонжеронам шасси. При этом задняя часть цистерны отрывается от своих опор, опоры отрываются от лонжеронов, а они через приваренные к ним кронштейны (кронштейны лонжеронов) нагружают болты и кронштейны шасси. Наиболее нагруженными элементами узла крепления являются болты, кронштейны и сварные швы их приварки. Прочность этих элементов и подлежит проверке.

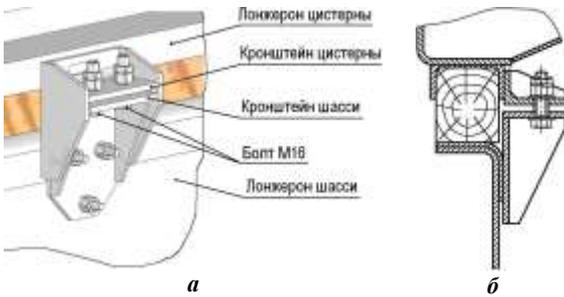


Рисунок 4 – Узел крепления цистерны от опрокидывания и от отрыва от шасси:  
*a* – общий вид,  
*б* – сечение вертикальной плоскостью по оси болта

**Определение нагрузки на узлы крепления цистерны.** Точное определение величины нагрузки, действующей на узлы крепления цистерны, является сложной статически неопределимой задачей, требующей для своего решения использование конечно-элементных программных комплексов. Оперативное ее решение в условиях конструкторского бюро завода при новом проектировании топливозаправщика оказывается не всегда возможным ввиду значительной сложности необходимой для этого

конечно-элементной модели. Приемлемые готовые (хотя бы и приближенные, но в достаточно адекватной постановке) решения данной задачи в справочной и учебной литературе, которыми мог бы воспользоваться конструктор непосредственно, нам неизвестны.

По существу данная задача является задачей определения нагрузок на болты группового болтового соединения, находящегося под воздействием

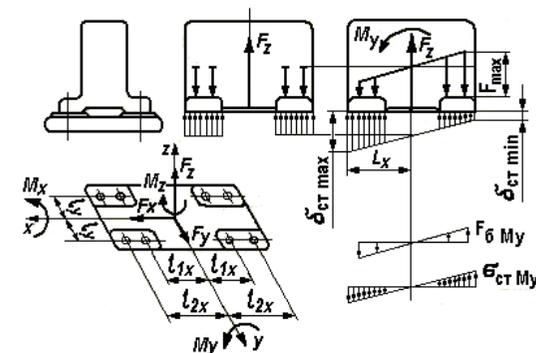


Рисунок 5 – Расчетная схема группового болтового соединения [5]

изгибающего момента. Методика расчета группового болтового соединения при таком нагружении существует, она излагается в учебниках по курсу «Детали машин» на примере кронштейна, прикрепленного болтами к основанию

(см., например, [3-5]). Расчетная схема группового болтового соединения, используемая в [5], приведена на рис. 5.

Расчет по данной схеме весьма прост, однако положенная в ее основу предпосылка о том, что ось вращения площади стыка при действии момента проходит через центр тяжести этой площади, как при изгибе балки, вызывает недоверие к получаемым результатам.

Причина состоит в том, что при нагружении моментом сечение стыка кронштейна с основанием и сечение балки деформируются по-разному. От действия момента поперечные сечения балки и в самом деле поворачиваются относительно центральной поперечной оси, при этом одна часть сечения оказывается растянутой, другая – сжатой. При нагружении же моментом кронштейна одна часть плоскости стыка кронштейна с основанием вдавливается в основание, испытывая сжатие, а другая часть – отделяется от основания, но напряжения растяжения по этой плоскости ни кронштейн, ни основание, в отличие от балки, не испытывают и не могут испытывать. Болты же – наоборот, могут работать только на растяжение, поэтому нагруженными являются только те болты, которые находятся в отделяемой части плоскости стыка, а болты, находящиеся в прижимаемой части стыка, моментом не нагружаются.

Наличие таких существенных различий между характером нагружения болтов группового болтового соединения и поперечного сечения балки при изгибе дает основание считать, что ось вращения плоскости стыка болтового соединения не может совпадать с осью центра тяжести ни площади стыка, ни площади поперечного сечения болтов (исключение составляет предельный случай, когда жесткость основания, к которому крепится кронштейн, равна нулю). Она всегда смещена от центра тяжести площади стыка в сторону сжимаемой части площади, и чем больше жесткость основания по сравнению с жесткостью болтов, тем это смещение больше. Величина же смещения определяется условием совместности деформаций кронштейна, основания и болтов. Очевидно, что получить решение такой задачи, не прибегая к конечно-элементному моделированию, даже для обычного кронштейна без упрощений и идеализаций, практически невозможно.

В данном конкретном случае задача определения нагрузок на болты крепления цистерны к шасси может быть довольно просто решена при следующих допущениях: цистерна, ее опоры, лонжероны цистерны и лонжероны шасси, а также кронштейны принимаются абсолютно жесткими и недеформируемыми, а деревянный брус, установленный в полость лонжерона цистерны, принимается в качестве упругой подкладки одностороннего действия, работающей только в одном направлении – на сжатие. Естественно, болты могут воспринимать нагрузку также только в одном направлении, но только – на растяжение. Расчетная схема для решения данной задачи представлена на рис. 6: на рис. 6, а схематично показаны цистерна, брус (упругая подкладка), болты крепления цистерны и внешняя нагрузка; на рис. 6, б, в, г показаны три возможных варианта эпюры реакций болтов и бруса. По какому именно варианту происходит нагружение, определить заранее невозможно, поскольку положение оси вращения стыка определяется из решения уравнения

равновесия цистерны и уравнения совместности деформаций элементов ее крепления. На схеме обозначено:  $M$  – момент, действующий на элементы крепления цистерны при опрокидывании от продольной инерционной силы ( $M = M_{оп}^{np} - M_{yo}^{np} = 13,3 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}$  [1]);  $P_1, P_2, P_3$  – суммарные реакции каждой группы болтов, т. е. всех болтов каждой пары кронштейнов (на левом и правом лонжеронах) на действие момента  $M$ ;  $q_0$  – максимальная погонная интенсивность суммарной реакции брусьев под обоими лонжеронами на действие момента  $M$ .

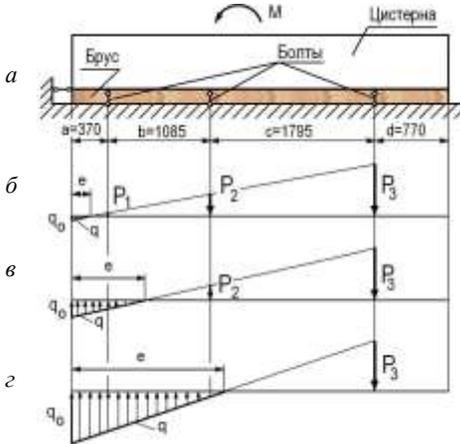


Рисунок 6 – Расчетная схема для определения нагрузок на болты при продольном опрокидывании цистерны

Уравнения равновесия имеют вид:

$$0.5q_0e = \sum_i P_i \quad (1),$$

$$0.5q_0(2/3)e^2 = \sum_i P_i l_i = M, \quad (2)$$

где  $l_i$  – плечо силы  $P_i$ ;  $i$  – индекс группы болтов (для схемы б  $i = 1, 2, 3$ ; для схемы в  $i = 2, 3$ ; для схемы г  $i = 3$ ),

$$\begin{aligned} l_1 &= a - e, \quad l_2 = a + b - e, \\ l_3 &= a + b + c - e. \end{aligned} \quad (3)$$

В этих уравнениях пять неизвестных:  $e, q_0, P_1, P_2, P_3$ , однако принятое допущение о недеформируемости лонжеронов цистерны дает возможность записать дополнительные уравнения и сделать систему разрешимой. Согласно этому допущению величина силы  $P_i$  и расстояние от  $i$ -го болта до оси вращения площади стыка связаны линейной зависимостью (см. схему б)  $P_1/l_1 = P_2/l_2 = P_3/l_3$ . Это позволяет две неизвестные силы выразить через третью:  $P_1 = P_3(l_1/l_3)$ ,  $P_2 = P_3(l_2/l_3)$ . Использование далее закона Гука позволяет установить связь между нагрузками на болты  $P_i$  и интенсивностью реакции брусьев  $q$ .

Введем обозначения:  $l_{\sigma}$  – длина растягиваемой части болта;  $f_{\sigma}$  – суммарная площадь поперечного сечения болтов одной группы;  $E_{\sigma}$  – модуль упругости материала болта;  $\Delta l_{\sigma i}$  – удлинение болтов  $i$ -й группы;  $h$  – высота бруса;  $t$  – суммарная ширина брусьев под обоими лонжеронами;  $E_{\sigma p}$  – модуль упругости материала бруса;  $\Delta h_{\max}$  – максимальная осадка бруса под давлением от лонжерона, вызванного действием момента  $M$ . В соответствии со схемой б и законом Гука имеем следу-

ющие зависимости:  $\frac{\Delta h_{\max}}{e} = \frac{\Delta l_{\delta i}}{l_i}$ ;  $\Delta h_{\max} = \frac{q_0 h}{t E_{\delta p}}$ ;  $\Delta l_{\delta i} = \frac{P_i l_{\delta i}}{E_{\delta} f_{\delta}}$ .

Исходя из них, получаем  $\frac{q_0 h}{e t E_{\delta p}} = \frac{P_i l_{\delta}}{l_i E_{\delta} f_{\delta}}$ , откуда после преобразований

находим искомую зависимость

$$q_0 = P_i \frac{l_{\delta}}{l_i} \cdot \frac{E_{\delta p} t}{E_{\delta} f_{\delta} h} e, \quad (4)$$

которая совместно с уравнениями (1) и (2) и выражениями (3) образует систему уравнений для определения усилий в болтах от действия момента  $M$ .

Для схемы  $\bar{b}$  эта система выглядит так:

$$\begin{cases} 0.5q_0 e = P_1 + P_2 + P_3 = P_3(l_1/l_3) + P_3(l_2/l_3) + P_3, \\ 0.5q_0(2/3)e^2 + P_3(l_1^2/l_3) + P_3(l_2^2/l_3) + P_3 l_3 = M, \\ q_0 = P_3 \frac{l_{\delta}}{l_3} \frac{E_{\delta p} t}{E_{\delta} f_{\delta} h} e, \\ l_1 = a - e, \quad l_2 = a + b - e, \quad l_3 = a + b + c - e. \end{cases} \quad (5)$$

Входящее в эту систему уравнение (4) может быть записано для любого значения индекса  $i$ , однако записанное для  $i = 3$  оно может использоваться в этом виде также и для схем  $\bar{v}$  и  $\bar{z}$ .

Для схемы нагружения  $\bar{v}$  первые два уравнения системы будут несколько проще (см. (6)), а для схемы  $\bar{z}$  – еще проще (см. (7)):

$$\begin{cases} 0.5q_0 e = P_2 + P_3 = P_3(l_2/l_3) + P_3, \\ 0.5q_0(2/3)e^2 + P_3(l_2^2/l_3) + P_3 l_3 = M, \\ q_0 = P_3 \frac{l_{\delta}}{l_3} \frac{E_{\delta p} t}{E_{\delta} f_{\delta} h} e, \\ l_2 = a + b - e, \quad l_3 = a + b + c - e. \end{cases} \quad (6) \quad \begin{cases} 0.5q_0 e = P_3, \\ 0.5q_0(2/3)e^2 + P_3 l_3 = M, \\ q_0 = P_3 \frac{l_{\delta}}{l_3} \frac{E_{\delta p} t}{E_{\delta} f_{\delta} h} e, \\ l_3 = a + b + c - e. \end{cases} \quad (7)$$

Поскольку положение оси вращения стыка (координата  $e$ ) заранее неизвестно, неизвестно также, сколько групп болтов будет нагружено в каждом конкретном случае. Однако очевидно, что одна группа – последняя – будет нагружена всегда. В данном случае это третья группа болтов. Поэтому расчет начинаем с решения системы, соответствующей схеме  $\bar{z}$ . Если в результате решения значение  $e$  будет находиться в интервале  $a + b \leq e \leq a + b + c$  (см. рис. 6), значит, расчетная схема принята правильно. Если получится, что  $e$  будет находиться в интервале  $a \leq e \leq a + b$ , для расчета необходимо использовать систему уравнений, соответствующую схеме  $\bar{v}$ . Если же  $e$  будет находиться в интервале  $0 \leq e \leq a$ , для расчета необходимо использовать систему, соответствующую схеме  $\bar{b}$ .

Зададимся исходными данными для данной задачи: *характеристики болтов* –  $l_b = 25$  мм,  $f_b = 800$  мм<sup>2</sup> (четыре болта М16),  $E_b = 2 \cdot 10^5$  МПа; *характеристики брусев* –  $h = 100$  мм,  $t = 168$  мм,  $E_{br} = 595$  МПа (модуль упругости на сжатие лиственницы поперек волокон). Результаты решения системы уравнений по схеме  $z$ , полученные с помощью системы компьютерной математики Mathcad, таковы:

$$\begin{array}{llllll}
 M := 13.3 \cdot 10^6 \text{ Нмм} & a := 370 \text{ мм} & l_b := 25 \text{ мм} & h := 100 \text{ мм} & e := 2500 \text{ мм} \\
 & b := 1085 \text{ мм} & f_b := 800 \text{ мм}^2 & t := 168 \text{ мм} & P_3 := 5000 \text{ Н} \\
 & c := 1795 \text{ мм} & E_b := 200000 \text{ МПа} & E_{br} := 595 \text{ МПа} & q_0 := 4 \text{ Н/мм} \\
 & l_3 := a + b + c - e & & & 
 \end{array}$$

Given

$$\frac{1}{2} \cdot q_0 \cdot e = P_3 \quad \frac{1}{2} \cdot q_0 \cdot \frac{2}{3} \cdot e^2 + P_3 \cdot l_3 = M \quad q_0 = P_3 \cdot \frac{l_b}{l_3} \cdot \frac{E_{br} \cdot t}{E_b \cdot f_b \cdot h} \cdot e \quad l_3 = a + b + c - e$$

$$\text{Find}(e, l_3, P_3, q_0)^T = (2686.412 \quad 563.588 \quad 5648.687 \quad 4.205)$$

Результаты показывают, что координата оси вращения площади стыка равна  $e = 2686$  мм, нагрузка на группу болтов (группа №3) –  $P_3 = 5649$  Н, максимальная погонная интенсивность суммарной реакции брусев  $q_0 = 4,205$  Н/мм, плечо силы  $P_3$  составляет  $l_3 = 564$  мм.

По значению координаты оси вращения площади стыка  $e = 2686$  мм определяем, что она находится в интервале значений  $a + b < e < a + b + c$ , т.е. в интервале  $1455 \text{ мм} < e < 3250 \text{ мм}$  – между второй и третьей группами болтов. Следовательно, в данном случае расчетная схема (схема  $z$ ) для решения данной задачи принята правильно, и уточнение расчета по другой схеме не требуется. Но если бы, например, жесткость бруса  $E_{br}$  составляла не 595 МПа, а 11900 МПа (если бы брус сжимался не поперек волокон, а вдоль волокон), результаты решения по данной схеме были бы такими:

$$\text{Find}(e, l_3, P_3, q_0)^T = (1157.476 \quad 2092.524 \quad 4643.572 \quad 8.024),$$

т.е. ось вращения площади стыка в этом случае находилась бы между первой и второй группами болтов ( $e = 1157$  мм;  $370 \text{ мм} < e < 1455 \text{ мм}$ ), что соответствует схеме нагружения  $v$ , а не принятой для расчета схеме  $z$ . Поэтому в таком случае расчет должен выполняться с использованием системы уравнений, соответствующих схеме  $v$ . Такой же результат был бы и в том случае, если бы брус сжимался поперек волокон, как это и предусмотрено, но жесткость болтов была бы в 20 раз меньше (например, если бы их длина была не 25 мм, а 250 мм, а суммарная площадь поперечного сечения болтов одной группы составляла бы не  $800 \text{ мм}^2$ , а  $400 \text{ мм}^2$ ).

Если продолжить решение задачи для случая, когда брус под лонжероном



максимальная величина этих нагрузок уменьшается.

При решении задачи по традиционной методике [3-5] величину максимальной нагрузки на болты необходимо определять по формуле  $P_{\max} = Ml_{\max} / \sum_{i=1}^n l_i^2$ , в которой используются такие же обозначения ( $i$  – номер группы болтов,  $n$  – количество групп болтов,  $l_i$  – расстояние от оси вращения стыка до  $i$ -й группы,  $l_{\max}$  – расстояние до наиболее удаленной группы), но при этом предполагается, что ось вращения стыка проходит через центр тяжести его площади, т. е. находится посередине длины бруса (рис. 7). Поскольку  $l_{\max} = l_1 = 1640$  мм, максимальная нагрузка действует на первую группу болтов:  $P_{\max} = P_1 = 4809$  Н. В соответствии с эпюрой на рис. 7

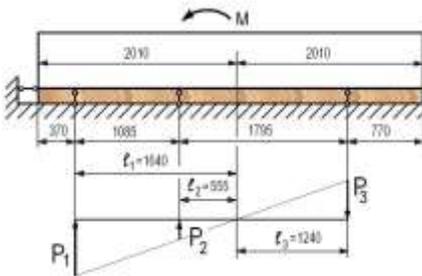


Рисунок 7 – Расчетная схема для определения нагрузок на болты по традиционной методике

нагрузки на вторую и третью группы болтов равны  $P_2 = P_1(l_2/l_1) = 1627$  Н и  $P_3 = P_1(l_3/l_1) = 3636$  Н. Как видно из эпюры, нагрузки на первую и вторую группы – сжимающие и только нагрузка на третью группу – растягивающая.

Полученные выше результаты решения данной задачи по предлагаемой методике с использованием схемы 2 (первый из четырех числовых примеров) таковы:  $P_1 = P_2 = 0$ ,  $P_3 = 5649$  Н. Сравнить данные результаты с результатами расчета с использованием традиционной методике по макси-

мальным величинам нагрузок на болты смысла не имеет, так как для традиционной методике максимальная нагрузка на болты отрицательна, т. е. сжимающая ( $P_1 = -4809$  Н), что в силу конструкции болтового соединения невозможно. Если сравнивать результаты по величине нагрузки на группу 3, видна значительная разница (~50%), причем эта разница идет не в пользу традиционной методике, так как она направлена в сторону уменьшения запаса прочности.

Преимуществом предлагаемой методике по сравнению с традиционной является ее возможность учитывать не только податливость опорных брусьев, но и податливость узла крепления цистерны (опор цистерны, болтов и кронштейнов).

В приведенных выше вычислениях с целью упрощения демонстрации различия результатов расчетов по предлагаемой и традиционной методикам податливость узла крепления характеризовалась только податливостью болтов. Для оценки величины болтовой нагрузки на стадии эскизного проекта топливозаправщика достаточен и такой, упрощенный, расчет, однако в дальнейшем может оказаться необходимым ее уточнение. Покажем, каким образом может быть выполнено уточнение и оценим разницу в результатах расчетов по предлагаемой методике с учетом податливости узла крепления и без ее учета.

Степень зависимости величины нагрузки на болты от податливости узла крепления проще всего может быть оценена на примере варианта нагружения болтов по схеме  $\varepsilon$  рис. 6. Совместное решение первых двух уравнений соответствующей системы позволяет получить зависимость нагрузки на болты от координаты  $e$  оси вращения площади стыка. Эта зависимость имеет следующий вид:

$$P_{\sigma} = M / (a + b + c - e/3) . \quad (8)$$

Далее из совместного решения второго и третьего уравнений получаем зависимость величины координаты  $e$  от длины болтов:

$$e = \frac{-1 + \sqrt{1 + 2(a + b + c) \frac{E_{\sigma p} t}{E_{\sigma} f_{\sigma} h} l_{\sigma}}}{\frac{E_{\sigma p} t}{E_{\sigma} f_{\sigma} h} l_{\sigma}} . \quad (9)$$

Эта зависимость графически представлена на рис. 8. Из рисунка видно, что увеличение длины болтов (т. е. увеличение их податливости) приводит к уменьшению координаты оси вращения площади стыка.

Если выражение (9) подставить в выражение (8), получим зависимость величины нагрузки на болты от их длины. График этой зависимости представлен на рис. 9. Как видно из этого графика, с увеличением длины болтов нагрузка на них уменьшается. Из этого может быть сделан вывод о том, что с увеличением податливости узла крепления цистерны в целом, нагрузка на болты уменьшается. Следовательно, оценку прочности узла крепления цистерны при проверке на опрокидывание от действия продольной силы без учета податливости остальных деталей узла можно считать выполненной с дополнительным запасом прочности.

Наиболее податливыми элементами узла крепления цистерны являются кронштейны (см. рис. 4), их податливость значительно больше податливости болтов и опор, поэтому при выполнении уточненного расчета достаточно учесть только податливость кронштейнов.

Учет податливости кронштейнов может быть выполнен путем введения в третье уравнение системы разрешающих уравнений вместо истинной длины

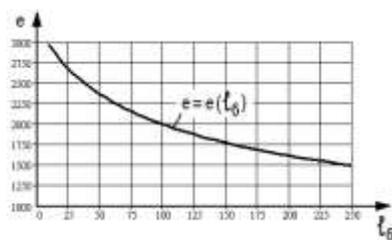


Рисунок 8 – Зависимость координаты  $e$  оси вращения площади стыка от длины болтов узла крепления цистерны

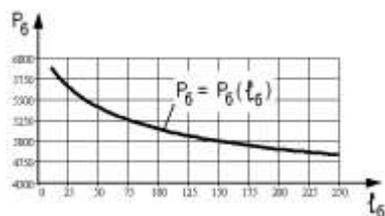


Рисунок 9 – Зависимость нагрузки на болты узла крепления цистерны от их длины

растягиваемой части болта эквивалентной длины. Эквивалентная длина болта в данной задаче – это длина такого болта, удлинение которого равно сумме удлинения реального болта и вертикальных перемещений площадки контакта головки болта с полкой кронштейна шасси и площадки контакта гайки с полкой кронштейна цистерны. Для ее определения необходимо решить задачу по определению податливости кронштейнов. Решение выполняем с помощью конечно-элементного программного комплекса ANSYS. Поскольку конструктивные элементы кронштейнов представляют собой плоские пластины, для решения используются пластинчатые конечные элементы SHELL63. Геометрические модели кронштейнов представлены на рис. 10.

При построении геометрических моделей кронштейнов в их горизонтальных полках специально выделены кольцевые площадки, по которым усилия от болтов передаются кронштейнам. Внутренний диаметр площадок равен диаметру отверстия под болт ( $d = 17$  мм), наружный – диаметру опорной поверхности гайки и головки болта ( $D = 24$  мм).

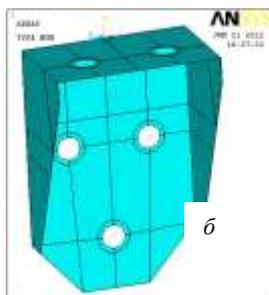
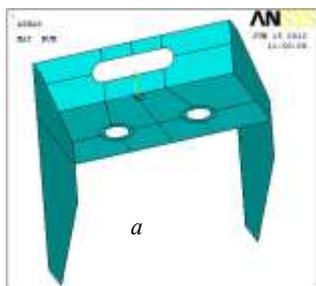


Рисунок 10 – Геометрические модели кронштейнов узла крепления цистерны к шасси: а – кронштейн цистерны, б – кронштейн шасси

При создании конечно-элементных моделей кронштейнов их крепление к лонжеронам (см. рис. 4) учитывалось следующим образом: приварка кронштейна цистерны к лонжерону цистерны моделировалась запрещением всех линейных перемещений узлов наружного и внутреннего контуров его стенки; болтовое крепление кронштейна шасси к лонжерону шасси – запрещением всех линейных перемещений узлов кольцевых площадок стенки; контакт стенки кронштейна шасси с верхней продольной кромкой лонжерона шасси – запрещением линейных перемещений узлов стенки, лежащих на этой кромке, в направлении нормали к стенке. Болтовая нагрузка прикладывалась в виде равномерного давления на кольцевые площадки в области отверстий в полках, равного  $q = P / [(2\pi/4)(D^2 - d^2)] = 2,219$  Н/мм<sup>2</sup> (общая нагрузка на кронштейн от двух болтов принималась  $P = 1000$  Н).

Картини вертикальных перемещений узлов конечно-элементных моделей кронштейнов от данной нагрузки, полученные в результате решения задачи, приведены на рис. 11.

Средние значения вертикальных перемещений узлов кольцевых площа-

док полок кронштейнов в области отверстий под болты (рис. 12) составляют: для кронштейна цистерны  $U_{к.ц} = 0,0122$  мм, для кронштейна шасси  $U_{к.ш} = 0,0174$  мм. Следовательно, их суммарное значение равно  $U_{к.сум} = 0,0296$  мм. Удлинение же болтов от нагрузки на кронштейн  $P = 1000$  Н составляет  $\Delta l_{\sigma} = P l_{\sigma} / 2 f_{1\sigma} E_{\sigma} \approx 0,00031$  мм, где  $f_{1\sigma}$  – площадь поперечного сечения одного болта (для болта М16  $f_{1\sigma} = 200$  мм<sup>2</sup>). Как видно, суммарная податливость кронштейнов почти на два порядка выше податливости пары болтов, скрепляющих эти кронштейны. Эквивалентная длина болтов для данного узла крепления составляет  $l_{\sigma, экв} = l_{\sigma} (\Delta l_{\sigma} + U_{к.сум}) / \Delta l_{\sigma} = 2412$  мм.

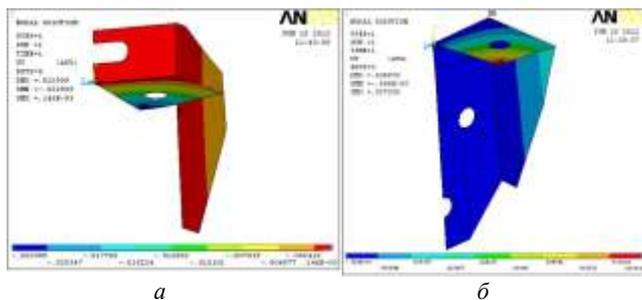


Рисунок 11 – Картины вертикальных перемещений узлов КЭМ кронштейнов: а – кронштейна цистерны, б – кронштейна шасси от действия болтовой нагрузки

Если вместо фактической длины растянутой части болта  $l_{\sigma} = 25$  мм принять эквивалентную  $l_{\sigma, экв} = 2412$  мм и в соответствии с описанной процедурой выполнить расчеты, результаты будут такими:

$$\text{Find}(e, P_3, q_0, l_2, l_3)^T = (668.574 \quad 3908.878 \quad 15.255 \quad 786.426 \quad 2581.426) .$$

Они означают, что координата оси вращения стыка составляет  $e \approx 669$  мм ( $e > a = 370$  мм), т. е. нагруженными являются не одна (3-я), как в варианте без учета податливости кронштейнов, а две (3-я и 2-я) группы болтов. Плечи нагрузок на болты составляют  $l_2 = 786$  мм,  $l_3 = 2581$  мм, величины нагрузок равны:  $P_3 = 3909$  Н,  $P_2 = P_3(l_2/l_3) = 1191$  Н. Максимальная погонная интенсивность суммарной реакции брусьев  $q_0 = 15,255$  Н/мм. По сравнению с вариантом расчета без учета податливости кронштейнов максимальная нагрузка на болты уменьшилась (3909 Н вместо 5649 Н), а максимальная погонная интенсивность суммарной реакции брусьев увеличилась (15,255 Н/мм вместо 4,205 Н/мм).

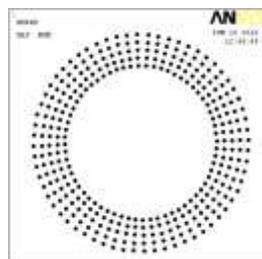


Рисунок 12 – Узлы кольцевых площадок полок кронштейнов в области отверстий под болты

В одну группу входят четыре болта (по два для каждого узла крепления с каждой стороны цистерны), следовательно, максималь-

ная нагрузка на один болт и на один узел крепления составляет соответственно  $P_{б.макс} = P_3/4 = 3909/4 = 978$  Н,  $P_{уз.кр.макс} = P_3/2 = 3909/2 = 1955$  Н. Максимальное давление на брусок (напряжение смятия) –  $p_{макс} = \sigma_{см} = q_0/t = 0,09$  Н/мм<sup>2</sup>.

Для определения суммарной нагрузки на болты с учетом их предварительной затяжки при установке цистерны на шасси ( $P_{зам} = 10073$  Н [1]) необходимо знать величину коэффициента внешней нагрузки, показывающего, какая часть внешней нагрузки передается болту в соединении. Этот коэффициент для обычного болтового соединения деталей определяется по формуле [4, 5]  $\chi = \lambda_о / (\lambda_б + \lambda_о)$ , где  $\lambda_б$  – коэффициент податливости болта,  $\lambda_о$  – коэффициент податливости деталей, стягиваемых болтом. В применении к рассматриваемому узлу крепления эту формулу можно записать в виде  $\chi = \lambda_{бр} / (\lambda_{уз.кр} + \lambda_{бр})$ , где  $\lambda_{уз.кр}$  – коэффициент податливости узла крепления (суммарный коэффициент податливости болтов и стягиваемой ими пары кронштейнов),  $\lambda_{бр}$  – коэффициент податливости бруса, стягиваемого болтами узла крепления.

Коэффициент податливости узла крепления определяем по уже известным величинам удлинения болтов и прогибам полок кронштейнов от нагрузки на кронштейны  $P = 1000$  Н:  $\lambda_{уз.кр} = (\Delta l_б + U_{к.сум}) / P = 2,99 \cdot 10^{-5}$  мм/Н.

Для определения коэффициента податливости бруса используем подход, лежащий в основе способа конуса давления [4, 5]. Условно принимаем, что давлению, создаваемому болтовой нагрузкой узла крепления, сопротивляется только часть бруса в виде призмы, основание которой представляет собой равнобедренную трапецию (рис. 13), боковые стороны которой наклонены к вертикали под углом  $\alpha = \arctg(0,4) = 22^\circ$ . Длина верхнего основания трапеции равна длине кронштейна цистерны  $m_1 = 152$  мм, длина нижнего –  $m_2 = m_1 + 2htg\alpha = 232$  мм.

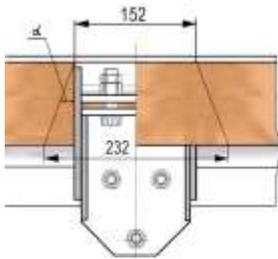


Рисунок 13 – Призма давления в бруске лонжерона цистерны

Среднее арифметическое значение площадей горизонтальных граней призмы

$$F_{cp} = 0,5(m_1 + m_2)t_{np} = 14400 \text{ мм}^2,$$

где  $t_{np}$  – высота призмы – расчетная ширина бруса, принимаемая равной 0,9 от фактической его ширины  $t_{ф} = 75$  мм (коэффициентом 0,9 учитывается уменьшение ширины площадки контакта бруса с лонжероном шасси: вследствие наличия эксцентриситета между осями болтов и продольными осями лонжеронов поперечные сечения лонжеронов под действием болтовой нагрузки закручиваются, что приводит к уменьшению ширины площадки контакта бруса с лонжероном). Тогда коэффициент податливости бруса равен

$\lambda_{\text{бп}} = h / (E_{\text{бп}} F_{\text{бп}}) = 1,17 \cdot 10^{-5}$  мм/Н, а коэффициент внешней нагрузки для узла крепления цистерны

$$\chi = \lambda_{\text{бп}} / (\lambda_{\text{уз.кр}} + \lambda_{\text{бп}}) = 0,28.$$

Следовательно, максимальная суммарная нагрузка на болт узла крепления цистерны от предварительной затяжки и нагрузки, вызванной опрокидыванием цистерны под действием продольной инерционной силой, равна  $P_{\text{б.сум.макс}} = P_{\text{зат}} + \chi P_{\text{б.макс}} = 10345$  Н. Соответственно максимальная суммарная нагрузка на кронштейны от двух болтов –  $P_{\text{кр.сум.макс}} = 2P_{\text{б.сум.макс}} = 20690$  Н.

Усилие на стыке бруса с лонжероном цистерны при этом станет равным

$$P_{\text{ст}} = 2[P_{\text{зат}} - (1 - \chi)P_{\text{б.макс}}] = 18745 \text{ Н.}$$

Напряжения смятия бруса уменьшатся с  $\sigma_{\text{см}} = 2P_{\text{зат}} / 0,9m_1t_{\text{пр}} = 1,75$  МПа до  $\sigma_{\text{см}} = 2P_{\text{ст}} / 0,9m_1t_{\text{пр}} = 1,63$  МПа. Допускаемое напряжение на местное смятие для листовницы поперек волокон составляет  $[\sigma_{\text{см}}] = 2,4$  МПа.

Как видно, прочность бруса на смятие обеспечивается. Прочность болтов и кронштейнов также обеспечивается, однако поскольку большую величину нагрузки болты и кронштейны испытывают не от продольного, а от поперечного опрокидывания цистерны, процедуру проверки их прочности приведем далее при рассмотрении этого вида нагружения цистерны.

**Заключение.** В статье изложен ход выполнения расчетов по проверке прочности элементов крепления цистерны к шасси аэродромного автомобильного топливозаправщика летательных аппаратов от опрокидывания при действии продольной инерционной силы на примере реальной конструкции автотопливозаправщика АТЗ-10 и описаны некоторые особенности их выполнения. Предложенный способ уточнения традиционной расчетной модели группового болтового соединения позволяет при определении нагрузок на узлы крепления цистерны учитывать характеристики жесткости элементов узлов и при необходимости влиять на величины нагрузок путем целенаправленного подбора этих характеристик.

**Список литературы:** 1. Головченко В.И., Иванова Н.Л. Основные положения расчета крепления цистерны к шасси автомобиля автотопливозаправщика //Вестник НТУ «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2012. – № 22 – С. 40-47. 2. Головченко В.И., Иванова Н.Л. Проверка прочности элементов крепления цистерны к шасси автотопливозаправщика от смещения при действии продольной нагрузки //Вестник НТУ «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2013. – № 1 (975). – С. 22-35. 3. Поляков В.С., Кудрявцев В.Н., Зубанов М.П. и др. Детали машин. М – Л.: Госнаучтехиздат, 1954. – 720 с. 4. Батурич А.Т., Ицкович Г.М. и др. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1971. – 466 с. 5. Кудрявцев В.Н. Детали машин. -Л.: Машиностроение, 1980. – 464 с. 6. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.

*Надійшла до редколегії 16.01.13*