

ВЕСТНИК

Белорусско-Российского университета

МАШИНОСТРОЕНИЕ
ЭЛЕКТРОТЕХНИКА
СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА
ОХРАНА ТРУДА. ОХРАНА
ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ. ГЕОЭКОЛОГИЯ
ПРИБОРОСТРОЕНИЕ

Научно-методический журнал
Издаётся с октября 2001 г.

Периодичность – 4 раза в год

1(30) 2011

СОДЕРЖАНИЕ

МАШИНОСТРОЕНИЕ

АНТИШЕНКО Г. Л., СУДАКОВА В. А., ШАМБАЛОВА М. Г. Диагностирование фрикционных элементов трансмиссий импульсным способом	8
БОБЫРЕНКО С. Н., КОТОВ А. В. Моделирование процесса работы механизма подпрессовки питающего аппарата кормоуборочного комбайна	18
НОФФЕ А. З., ДАНЬКОВ А. М. Конструктивные и кинематические особенности планорегулируемых зубчатых передач	27
КУХАРЕНКО Г. М., КАПСКИЙ Д. В., БУСЕЛБ. У. Применение искусственных неровностей для повы- шения безопасности дорожного движения	39

МАКАРЕВИЧ С. Д. Основы кинематического расчета прецессионного редуцирующего механизма лебедки для аварийно-спасательных устройств	51
---	----

МАКСИМЕНКО А. Н. Определение рациональной продолжительности этапа эксплуатации жизненного цикла СДМ	59
---	----

РЫНКЕВИЧ С. А., ТАРАСИК В. П., ШАПОВАЛОВА О. А., РЕГИНЯ В. В., КУРСТАК В. И. Повышение долго- вечности многодискового фрикциона гидромехани- ческой передачи мобильной машины	65
--	----

ТАРАСИК В. П., ГОРБАТЕНКО Н. Н., ШАПОВАЛОВА О. А., ПЛЯКИН Р. В., РЕГИНЯ В. В. Фрикцион гидромеханической передачи с мехатронной системой автоматического управления	75
--	----

ХАБИБУЛЛИН А. И., ЛОВШЕНКО Ф. Г. Особенности процесса обратного выдавливания заготовок, полученных из дисперсно-упрочненной меди	84
--	----

ЦУМАРЕВ Ю. А., ПОПКОВСКИЙ В. А., ЛАТУН Т. С., ИГНАТОВА Е. В. Рациональное конструирование паяных соединений с накладками	92
--	----

ШЕМЕНКОВ В. М., ЛОВШЕНКО Ф. Г., ЛОВШЕНКО Г. Ф. Влияние тлеющего разряда на структуру безвольфрамовых твердых сплавов	101
--	-----

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

ПАРФЕНОВИЧ О. Н., ТРЕТЬЯКОВ А. С., СОКОЛОВ И. В., КАПИТОНОВ О. А. Новые конструк- тивные решения для асинхронных с короткозамкнутым ротором энергоресурсосберегающих регулируемых элект- родвигателей	110
---	-----

СЕЛИВАНОВ В. А. Критерии оптимизации и необхо- димость построения параметрических систем электро- привода	120
---	-----

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

БЕРЕЗОВСКИЙ С. Н., БЕРЕЗОВСКИЙ Н. П. Иссле- дования теоретического распределения высоты уступов на гравийно-песчаных месторождениях Республики Беларусь	125
--	-----

УДК 621.791.35

Ю. А. Цумарев, канд. техн. наук, доц., В. А. Попковский, канд. техн. наук, доц., Т. С. Латуш, Е. В. Игнатова

РАЦИОНАЛЬНОЕ КОНСТРУИРОВАНИЕ ПАЯНЫХ СОЕДИНЕНИЙ С НАКЛАДКАМИ

Рассмотрено напряженно-деформированное состояние паяного стыкового соединения с накладками. Показано, что односторонняя накладка, вводимая в конструкцию стыкового паяного соединения, снижает его прочность из-за внецентренного нагружения продольной силой. Выявлено, что для повышения прочности паяного стыкового соединения необходимо применять симметрично установленные наклейки, варьируя размерами которых можно добиваться требуемой прочности соединения в целом и равнопрочности отдельных его конструктивных элементов.

Пайка в современной промышленности является важным технологическим процессом, который обладает рядом преимуществ, при соединении цветных металлов и сплавов, разнородных материалов, а также заготовок различной толщины [1]. При этом используется большое разнообразие типов паяных соединений, в которых стыковое является самостоятельным видом либо важнейшим конструктивным элементом в комбинации с нахлесточным соединением [1, 2]. Специалистами отмечается низкая прочность стыковых паяных соединений, особенно при низкотемпературной пайке [1, 2], и предлагаются конструктивные решения, направленные на повышение их несущей способности. В частности, в [1] отмечается, что из всех представленных в ней типов пластинчатых паяных соединений наименее прочным является стыковое, а остальные соединения рассматриваются как более прочные из-за увеличения площади сая при сочетании нахлестки и стыка. Одним из таких более прочных паяных соединений, по мнению авторов работы [1], является стыковое паяное соединение с накладкой, схематично показанное на рис. 1. Примерно такая же аргументация содержится в [2], где установка накладок рассматривается как конструктивная мера повышения прочности стыкового соединения, а само паяное соединение с накладкой от-

несено авторами [2] к разряду механически усиленных. Однако приведенные в [1, 2] оценки работоспособности стыковых паяных соединений с накладкой и изложенные там рекомендации нельзя признать полностью обоснованными и соответствующими реальности. Ведь в [1, 2] не учитывается, что дополнение паяного соединения односторонней накладкой лишает его симметрии и коренным образом изменяет характер напряженного состояния. При этом однородное поле напряжений, обусловленное продольной растягивающей нагрузкой, дополняется неравномерным полем напряжений от изгибающего момента, который создается в соединении из-за несовпадения линии действия продольной силы с центром тяжести составного сечения, включающего накладку и соединяемые пластины. Такое напряженное состояние в механике материалов называют внецентренным растяжением (сжатием) [3, 4].

Внецентренное растяжение может оказать заметное влияние на несущую способность паяных соединений, но в практике пайки до настоящего времени не рассматривалось. Поэтому целью данной работы является анализ напряженно-деформированного состояния паяного соединения с накладкой и разработка рекомендаций по его более эффективному конструированию.

Рассмотрим более подробно пая-

ное соединение с накладкой и произведем расчет распределения рабочих напряжений в нем. Для этого используем

расчетную схему такого соединения, которая приведена на рис. 1.

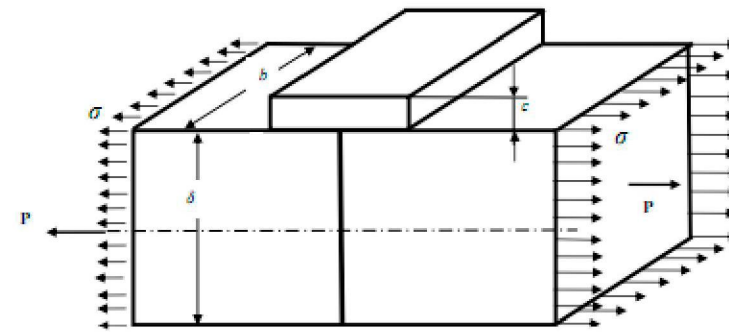


Рис. 1. Схема стыкового паяного соединения с накладкой

При проведении расчетов будем учитывать, что составное сечение бруса, соединенное пайкой, в случае совпадения модулей упругости материалов накладки и соединяемых деталей можно рассматривать как сплошное [4]. Чтобы определить максимальные нормальные напряжения в паяном соединении, произведем суммирование растягивающих напряжений от продольной нагрузки и изгибающего момента:

$$\sigma_{max} = \sigma_p + \sigma_a^{max}, \quad (1)$$

где σ_p – напряжение от растягивающей силы; σ_a^{max} – максимальные напряжения от изгибающего момента.

Напряжения от растягивающей силы P в зоне накладки σ_p отличаются от аналогичных напряжений вдали от нее (приложенных напряжений σ) из-за разной высоты, а поэтому и разной площади соответствующих поперечных сечений. Таким образом, будут справедливы соотношения:

$$\sigma = \frac{P}{b\delta} \quad \text{или} \quad P = b\delta\sigma; \quad (2)$$

$$\sigma_p = \frac{P}{b(\delta+c)}, \quad (3)$$

где δ, c – размеры соединения (см. рис. 1); b – ширина накладки, равная ширине соединяемых пластин.

Смещение линии действия продольной силы P относительно центра тяжести составного сечения определится по формуле

$$e = \frac{c}{2}. \quad (4)$$

Выразим растягивающие напряжения σ_p через приложенные напряжения σ :

$$\sigma_p = \frac{P}{b(\delta+c)} = \frac{b\delta\sigma}{b\delta(1+\eta)} = \frac{\sigma}{1+\eta}, \quad (5)$$

где η – относительная толщина накладки, $\eta = c/\delta$.

С учетом сделанных обозначений максимальные напряжения от изгиба запишутся [3, 4]:

$$\sigma_{из}^{max} = \frac{M_{из}}{W} = \frac{6Pe}{b(c+\delta)^2} = \frac{3b\delta c\sigma}{b(c+\delta)^2}, \quad (6)$$

где $M_{из}$ – изгибающий момент в составном сечении, $M_{из} = Pe = \frac{Pc}{2}$; W – момент сопротивления составного сечения относительно центральной оси, $W = \frac{b(\delta+c)^2}{6}$.

Тогда изгибающий момент запишется следующим образом:

$$M_{из} = \frac{\sigma b \delta c}{2} = \frac{\sigma b \eta \delta^2}{2}. \quad (7)$$

В результате (6) напряжения от изгиба так же, как и напряжения от растяжения продольной силой, выразим через относительную толщину накладки:

$$\sigma_{из}^{max} = \frac{3b\delta c\sigma}{b(c+\delta)^2} = \frac{3\eta\sigma}{(1+\eta)^2}. \quad (8)$$

Максимальные суммарные напряжения

$$\begin{aligned} \sigma_{сум} &= \sigma_p + \sigma_{из}^{max} = \frac{\sigma}{1+\eta} + \frac{3\sigma\eta}{(1+\eta)^2} = \\ &= \sigma \left[\frac{1}{1+\eta} + \frac{3\eta}{(1+\eta)^2} \right] = \psi\sigma, \quad (9) \end{aligned}$$

где ψ – коэффициент, показывающий, во сколько раз максимальные суммарные напряжения превышают уровень приложенных напряжений σ ,

$$\psi = \left[\frac{1}{1+\eta} + \frac{3\eta}{(1+\eta)^2} \right] = \frac{1+4\eta}{(1+\eta)^2}.$$

Таким образом, напряженное состояние паяного соединения с накладкой, обусловленное его внецентренным растяжением, можно оценивать по безразмерному параметру ψ , который зависит только от относительной толщины накладки η . Чтобы оценить вклад, вносимый внецентренным приложением рабочей нагрузки из-за наличия накладки, проведем расчет параметра ψ для различных значений относительной толщины накладки η . Полученные данные сводим в табл. 1.

Табл. 1. Влияние относительной толщины накладки на уровень максимальных напряжений в соединении

η	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,3	0,5	1,0	1,5
ψ	1	1,088	1,157	1,21	1,25	1,3	1,33	1,25	1,12

Как показывают данные, приведенные в табл. 1, введение накладки в конструкцию паяного стыкового соединения не только не снижает уровень нормальных напряжений в стыковом шве, но даже увеличивает его, причем в зависимости от толщины присоединенной накладки превышение может достигать до 33 %.

$$\text{Иследуем функцию } \psi = \frac{1+4\eta}{(1+\eta)^2}$$

на максимум по ее первой производной, приравняв эту производную к нулю:

$$\frac{d\psi}{d\eta} = \frac{4(1+\eta)^2 - 2(1+4\eta)(1+\eta)}{(1+\eta)^4} = 0. \quad (10)$$

После сокращения из результата (10) получим $4(1+\eta) - 2(1+4\eta) = 0$, или $\eta = 0,5$.

Таким образом, исследование функции показало, что максимальное значение рабочих напряжений в сварном соединении имеет место при $\eta = 0,5$ и характеризуется значением коэффициента $\psi = 1,33$.

Чтобы получить наглядную и более подробную картину распределения рабочих напряжений в паяном соединении с накладкой, нами было проведено исследование его напряженного состояния, основанное на методе конечных элементов и пакете прикладных программ Cosmos. Было рассчитано напряженно-деформированное состояние в паяном соединении стальных пластин толщиной $\delta = 6$ мм и шириной $b = 40$ мм. Толщина накладки составляла $c = 3$ мм. При анализе полученных в расчете данных сравнивали распределение интенсивности напряжений, т. е. стыковой паяный шов испытывает объемное напряженное состояние [5]. Полученное в результате расчета распределение интенсивности напряжений показано на рис. 2. Эти результаты полностью подтвердили предварительный вывод о вредном влиянии накладки. Во-первых, на рис. 2 хорошо видно, что паяное соединение заметным образом изогнуто, причем как накладка, так и прикрепляющий ее паяный шов практически свободны от напряжений и не воспринимают заметной нагрузки. Уровень эквивалентных напряжений в накладке изменяется в пределах от 0,8 до 1,3 МПа, тогда как приложенные напряжения составляют 4,17 МПа. При этом на стороне, свободной от накладки, в паяном шве они достигают величины 3,78 МПа, а в аналогичном соединении без накладки интенсивность напряжений в паяном шве составляла всего 2,8 МПа, т. е. в 1,3 раза меньше.

Такое повышение уровня напряжений в корне паяного шва может привести к зарождению трещины в процессе эксплуатации изделия, например от вибрационных нагрузок. Поэтому представляет интерес вопрос о перераспределении рабочих напряжений в процессе роста трещины от корня шва в сторону накладки. Для этого было рассчитано паяное соединение с накладкой и укороченным паяным швом, в котором не заполнена часть зазора, прилегающая к

корню шва. Результаты расчета показаны в виде картины распределения интенсивности напряжений на рис. 3.

Приведенные на рис. 3 данные показывают, что по мере роста трещины уровень напряжений в паяном шве не только не уменьшается, а резко возрастает. В результате этого в головной части трещины длиной 2 мм интенсивность напряжений возрастает с 3,78 до 9,74 МПа, что безусловно приведет к соответствующему увеличению скорости ее распространения.

Для разработки обоснованных рекомендаций по упрочнению паяных соединений стыкового типа кроме односторонней накладки нами был произведен расчет аналогичного, но симметричного соединения с двумя накладками. Результаты расчета приведены на рис. 4. Они показывают, что симметричное расположение накладок полностью устранило вредное влияние изгиба и обеспечило частичную разгрузку стыкового паяного шва. Интенсивность напряжений в стыковом паяном шве при установке двух накладок снизилась с 2,8 до 1,4 МПа, т. е. в 2 раза.

С целью получения сравнительных данных, которые можно было бы использовать для рационального проектирования, нами был произведен расчет методом конечных элементов аналогичного соединения, у которого толщина накладок была уменьшена с 3 до 2 мм. Результаты расчета приведены на рис. 5 в виде распределения интенсивности напряжений по сечению паяного соединения. Они свидетельствуют о том, что при уменьшении толщины накладки заметно возрастает величина напряжений в стыковом паяном шве (с 1,4 до 1,84 МПа). Таким образом, геометрические размеры накладок оказывают влияние на прочность стыковых паяных швов и путем подбора их толщины можно добиваться требуемых показателей по прочности соединения в целом, а также обеспечивать равнопрочность отдельных его элементов.

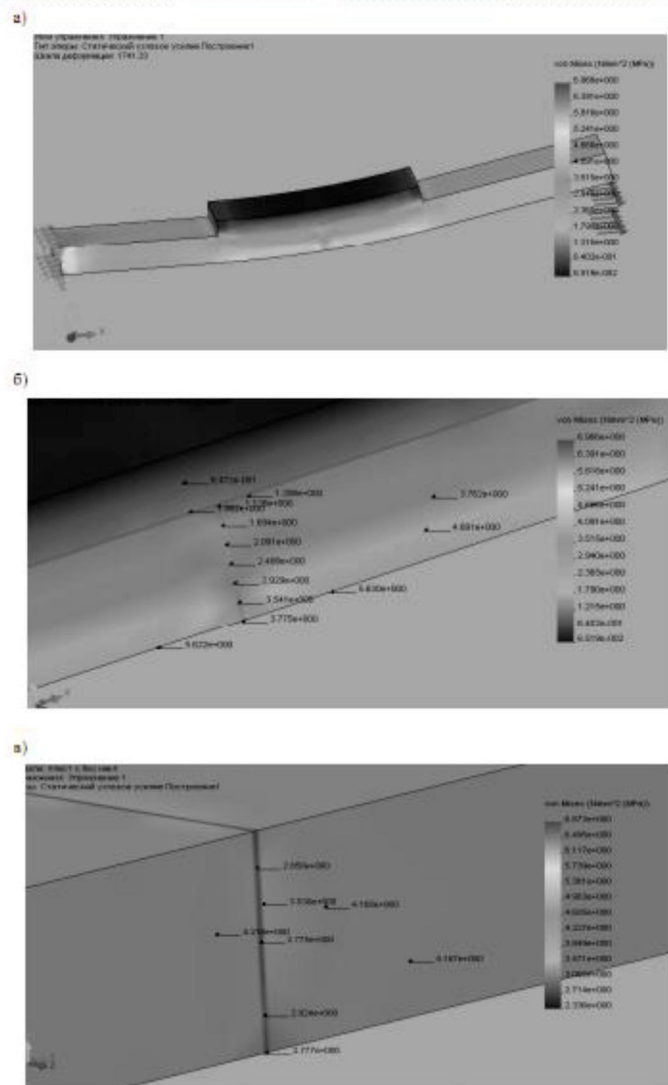


Рис. 2. Деформированная форма (а), распределение интенсивности напряжений в папном соединении с накладкой (б) и распределение интенсивности напряжений в стыковом соединении без накладки (в)

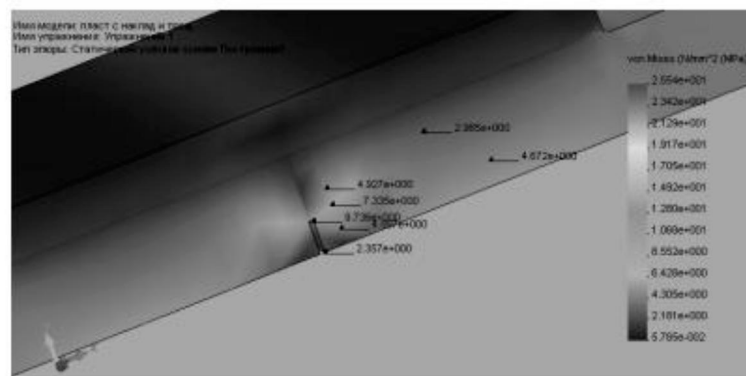


Рис. 3. Распределение интенсивности напряжений в папном соединении с трещиной

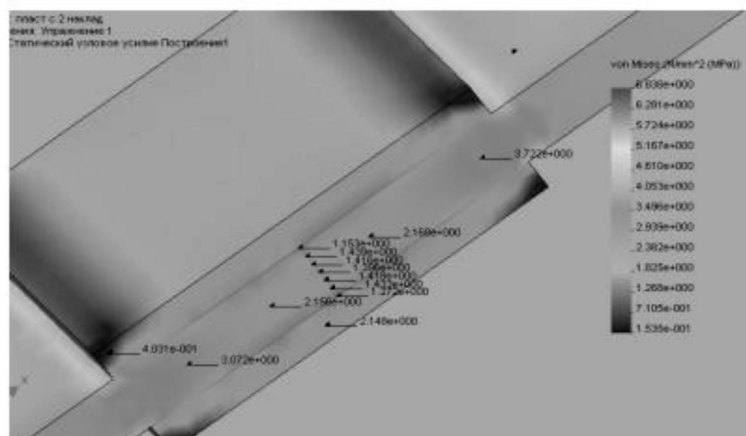


Рис. 4. Распределение нормальных напряжений в стыковом папном соединении с двумя симметрично установленными накладками

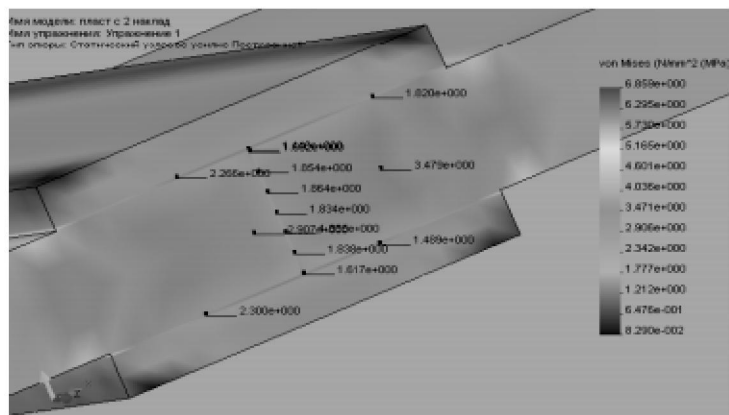


Рис. 5. Распределение эквивалентных напряжений по сечению стыкового паяного соединения с накладками уменьшенной толщины

В литературных данных отсутствуют рекомендации по расчету и выбору толщины накладок. Однако на основании результатов, полученных в данной работе и представленных на рис. 4 и 5, можно заметить, что распределение напряжений по толщине в месте установки накладок достаточно равномерное. Следовательно, степень разгрузки центральной части, соединенной стыковым швом, будет пропорциональна общей толщине основного металла вместе с накладками. Таким образом, установив симметричные накладки, толщина каждой из которых равна толщине основного металла, можно прогнозировать 3-кратное снижение уровня напряжений в стыковом паяном шве. В [6, с. 86] приводятся сведения о конструкции паяного соединения с накладкой, при котором торцы соединяемых пластин разнесены друг от друга и стыковой паяный шов между их торцами не выполняется. Рассматривая особенности работы этого соединения, представленного на рис. 6, можно показать, что влияние изгиба в нем будет более заметным, а распределение на-

пряжений – более неравномерным, чем в стыковом соединении с односторонней накладкой. Основанием для такого предположения является увеличение эксцентриситета e , с одной стороны, и уменьшение высоты изгибаемого сечения, с другой стороны. Последнее приведет к уменьшению момента сопротивления сечения и соответствующему увеличению максимальных изгибных напряжений, рассчитываемых по формуле (6), при суммировании напряжений от растягивающей продольной силы и изгибающего момента.

Таким образом, из-за совокупности факторов, связанных с изгибом, паяное соединение с накладкой, но не имеющее стыкового шва, будет испытывать более значительное воздействие изгибных напряжений, при этом максимальный уровень растягивающие изгибные напряжения будут иметь в наиболее опасной для паяного шва зоне перехода от галтелей к основному металлу. Поскольку изгибаемый участок накладки имеет малую длину, а изгиб происходит в стесненных условиях, рас-

чет напряженного состояния в данном соединении нами произведен

методом конечных элементов с помощью программного продукта Cosmos.

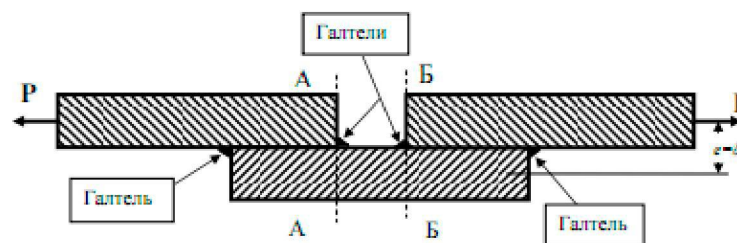


Рис. 6. Схема паяного соединения с односторонней накладкой, не имеющего стыкового шва

Результаты расчета приведены на рис. 7, где показаны деформированная форма и распределение напряжений в

паяном соединении, соответствующем рис. 6.

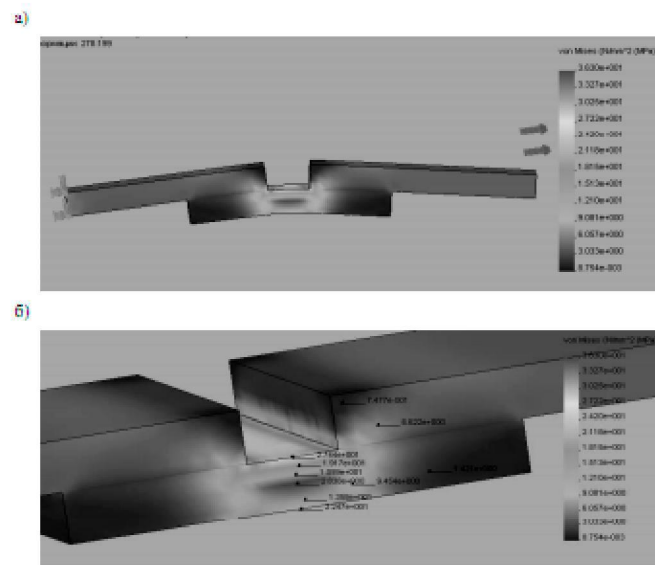


Рис. 7. Деформированная форма (а) и распределение интенсивности напряжений (б) в паяном соединении с односторонней накладкой при отсутствии стыкового шва

Результаты, приведенные на рис. 7, подтверждают предположение о возникновении значительных дополнительных напряжений в паяном соединении из-за отсутствия в нем стыкового шва. Как и ожидалось, максимальной оказалась величина интенсивности напряжений именно в накладке в районе галтелей паяного шва. Она составила 27,5 МПа, тогда как при наличии стыкового шва максимальная интенсивность напряжений в основном металле составляла 5,6 МПа, т. е. была в 4,9 раза меньше. Поэтому стыковой шов в паяном соединении с накладкой является важным конструктивным элементом, отсутствие которого невозможно компенсировать путем увеличения длины нахлесточных швов.

Выводы

1. Показано, что односторонняя накладка, вводимая в конструкцию стыкового паяного соединения, снижает его прочность из-за внецентричного нагружения продольной силой.

2. Установлено, что для повышения прочности паяного стыкового соединения необходимо применять сим-

метрично установленные накладки, варьируя размерами которых можно добиваться требуемой прочности соединения в целом и равнопрочности отдельных его конструктивных элементов.

3. В паяном соединении с накладками стыковой шов является важным конструктивным элементом, отсутствие которого резко снижает его несущую способность.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лашко, С. В. Пайка металлов / С. В. Лашко, Н. Ф. Лашко. – М. : Машиностроение, 1967. – 367 с.
2. Кузнецов, О. А. Прочность паяных соединений / О. А. Кузнецов, А. И. Погало. – М. : Машиностроение, 1987. – 112 с.
3. Феодосьев, В. И. Сопротивление материалов / В. И. Феодосьев. – М. : Наука, 1970. – 595 с.
4. Тимошенко, С. П. Механика материалов / С. П. Тимошенко, Дж. Гере. – М. : Мир, 1976. – 669 с.
5. Справочник по пайке / Под ред. С. И. Лоцманова, И. Е. Петрунина, В. П. Фролова. – М. : Машиностроение, 1975. – 407 с.
6. Николаев, Г. А. Сварные конструкции. Расчет и проектирование / Г. А. Николаев, В. А. Винокуров. – М. : Высш. шк., 1990. – 446 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 23. 11.2010

Y. A. Tsumarev, V. A. Popkovsky,
T. S. Latun, E. V. Ignatova
Rational designing of soldered joints
with plates

The deformation mode of the butt-soldered joint with plates is considered. It is shown, that a unilateral plate introduced into the structure of butt-soldered joint, reduces its strength as a result of loading it eccentrically by the longitudinal force. It is revealed, that to increase the strength of the butt-soldered joint, it is necessary to apply symmetrically placed plates and by varying their sizes it is possible to achieve the required strength of the entire joint and the uniform strength of its separate structural components.