

УДК 621.791.35

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

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ПАЯНЫХ СОЕДИНЕНИЙ СО СКОШЕННЫМИ КРОМКАМИ

Приведены доводы, подтверждающие некорректность известных расчетных схем для паяных нахлесточных соединений, и предложена новая схема, основанная на теореме о равновесии двух сил. Проведены расчеты напряженного состояния паяных соединений различной конструкции и представлена сравнительная характеристика их несущей способности. Показана более высокая несущая способность косостыкового паяного соединения перед аналогичным соединением деталей, срезанных на ус.

Нахлесточные соединения пластин являются основным типом паяных соединений благодаря их хорошим технологическим и прочностным показателям. В связи с широким распространением паяных нахлесточных соединений в современной технике особую значимость приобретают вопросы оценки их несущей способности. Поэтому эти вопросы многократно рассматривались и освещались в технической литературе. Однако к настоящему времени у специалистов не сложилось единого мнения по одному из важнейших аспектов – по характеру распределения рабочих напряжений в паяном нахлесточном соединении.

Специалистам по пайке хорошо известен подход к оценке напряженного состояния, основу которого составляет утверждение о неравномерном распределении касательных рабочих напряжений в паяном нахлесточном соединении [1–4]. Согласно этим представлениям, в паяном шве в окрестности зоны спая наблюдается концентрация касательных напряжений, которая тем выше, чем больше отношение модуля упругости основного металла к модулю упругости используемого припоя [1–4].

В [2] утверждается, что распределение рабочих напряжений можно сделать более равномерным за счет применения соединений, срезанных на ус (рис. 1, б). По данным [2], расчетное значение коэффициента концентрации

напряжений от такой механической обработки снижается в 5 раз, а наличие скошенных кромок, соответствующих по конструкции рис. 1, б, коренным образом изменяет характер распределения рабочих напряжений. В отличие от обычной нахлестки [2] максимальные касательные напряжения возникают в соединении, срезанном на ус, посередине спая, поэтому края нахлестки перестают быть источником концентрации напряжений, и это даже может изменить характер разрушения паяного соединения.

Возможность пятикратного снижения коэффициента концентрации напряжений вызывает серьезные сомнения по следующей причине. Как известно [1, 4], коэффициент концентрации напряжений можно рассчитать по формуле

$$\beta = \frac{\alpha l}{2} \left(\frac{1 + \alpha l}{\alpha l} \right). \quad (1)$$

По данным [4], величину αl следует определять в соответствии с выражением

$$\alpha l = \sqrt{\frac{8G\delta}{E\delta_o}}, \quad (2)$$

где G – модуль упругости материала паяного шва при сдвиге; δ – толщина соединяемых пластин; E – модуль нормальной упругости паяемого материала; δ_o – толщина паяного шва.

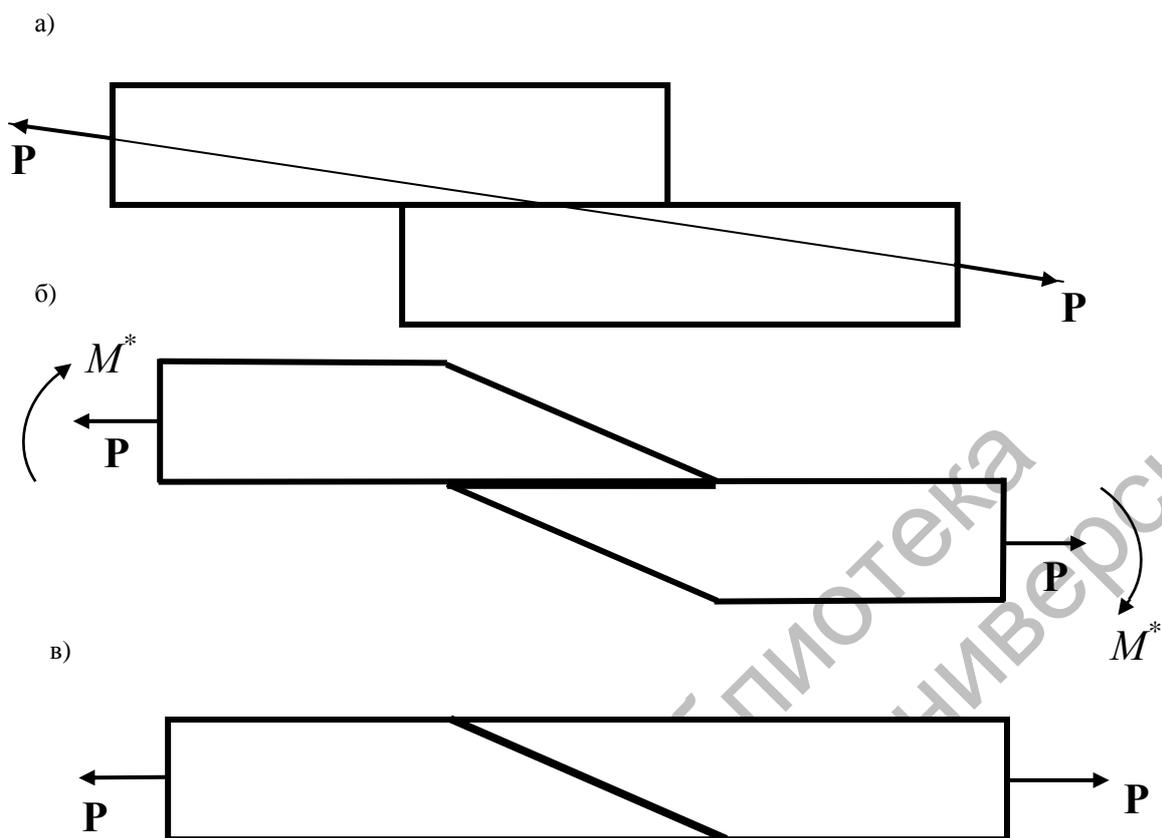


Рис. 1. Схемы паяных соединений: а – нахлесточное; б – срезанное на ус; в – косостыковое

У соединений, паянных тугоплавкими припоями, коэффициент концентрации напряжений выше, чем при пайке легкоплавкими припоями [4]. Однако результаты расчета по формулам (1) и (2) показали, что даже для случая пайки стали латунию значение коэффициента концентрации напряжений $\beta \leq 4$. При низкотемпературной пайке оно будет значительно меньше [4]. Следовательно, при пятикратном уменьшении коэффициента β его значение окажется меньшим единицы, что принципиально невозможно, т. к. максимальное напряжение не может стать меньше, чем среднее.

На рис. 2 показано распределение интенсивности напряжений в нахлесточном соединении стальных пластин толщиной 2 + 2 мм, паянных легкоплавким припоем на основе кадмия. Картина распределения получена расчетным методом с использованием метода конечных элементов и программного комплекса «COSMOS». Она показывает, что коэф-

фициент концентрации касательных напряжений $\beta_r = 3,7$. Несколько большая концентрация характерна для интенсивности напряжений ($\beta = 4,2$). Однако и здесь принципиально невозможно обеспечить пятикратное снижение коэффициента концентрации.

Практика пайки также не подтверждает столь оптимистического сценария, что и предопределило незначительное применение соединений, срезанных на ус, в которых неравномерность распределения рабочих напряжений сохраняется. При этом следует иметь в виду, что данные по распределению рабочих напряжений в нахлесточных соединениях получены приближенным решением задачи, основанной на целом ряде допущений. Все это ставит под сомнение рекомендации, приведенные в [2] по рациональному конструированию паяных соединений, и требует дополнительного исследования вопроса.

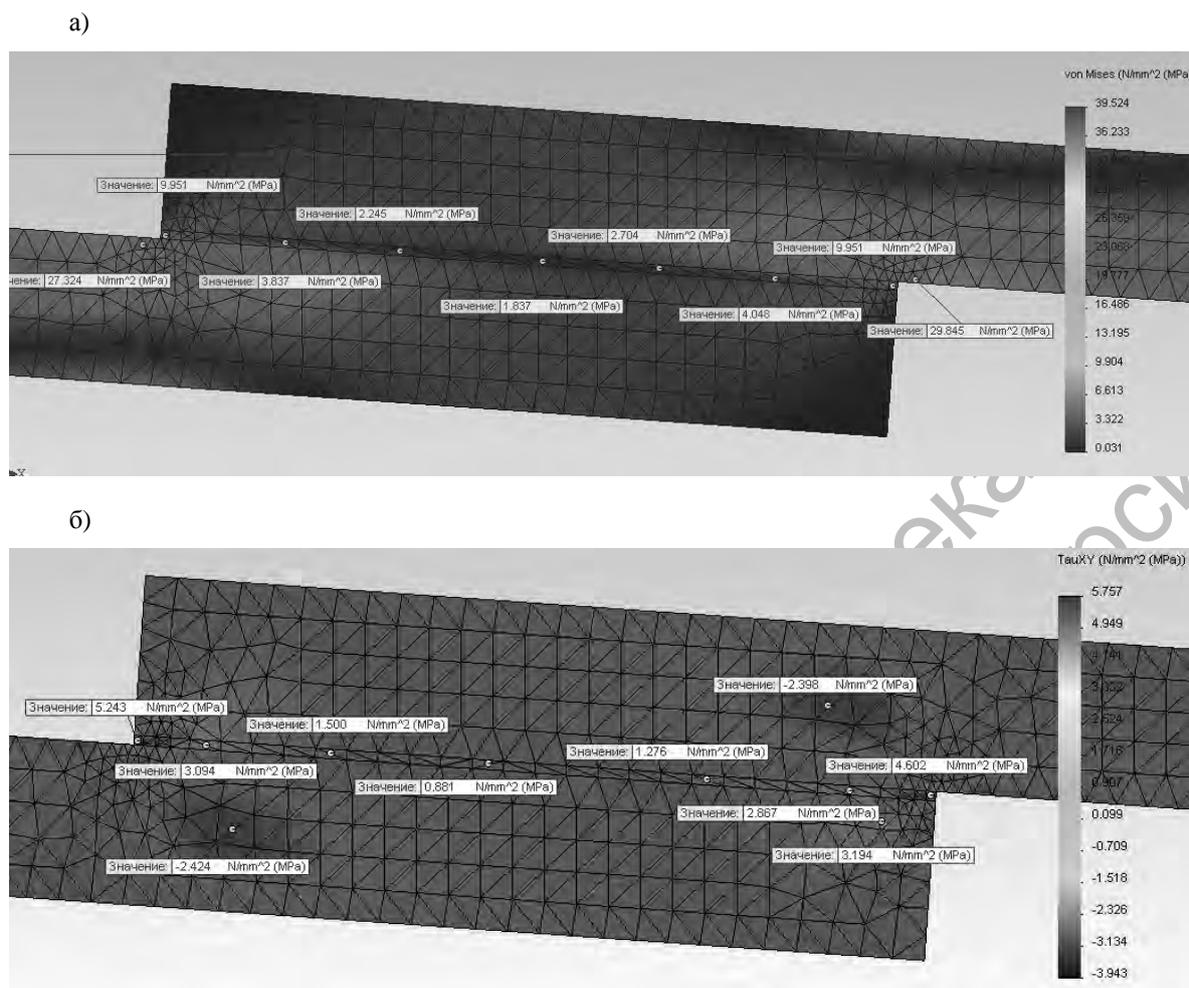


Рис. 2. Распределение интенсивности напряжений (а) и касательных напряжений τ_{xy} (б) в паяном нахлесточном соединении

Сравнительный анализ конструкций, приведенных на рис. 1, показывает, что с точки зрения технологии изготовления паяные соединения (рис. 1, б, в) полностью идентичны. То есть паяное соединение, соответствующее рис. 1, в, (косостыковое) получено из тех же заготовок, что и соединение, приведенное на рис. 1, б (срезанное на ус). Различие между этими двумя видами соединений заключается только в сборке используемых заготовок. При этом площади паяных швов при пятикратной нахлестке отличаются друг от друга всего на 2 %. Косостыковые соединения (рис. 3, б) не имеют в своей конструкции резких изменений формы паяного шва и, по нашему мнению, могут быть основой для

разработки новых конструктивных элементов в паяных комбинированных соединениях. Поэтому значительный интерес представляет сравнительная характеристика несущей способности паяных соединений со скошенными кромками, которые показаны на рис. 1, б, в.

В [2] для паяного соединения, срезанного на ус, приведена расчетная схема, представленная на рис. 1, б. Характерной особенностью этой расчетной схемы является наличие реактивных моментов M^* . При этом авторы [2] не приводят никаких данных по величине этих моментов или рекомендаций по их определению. Однако, по нашему мнению, статическое равновесие может явиться условием для такого расчета.

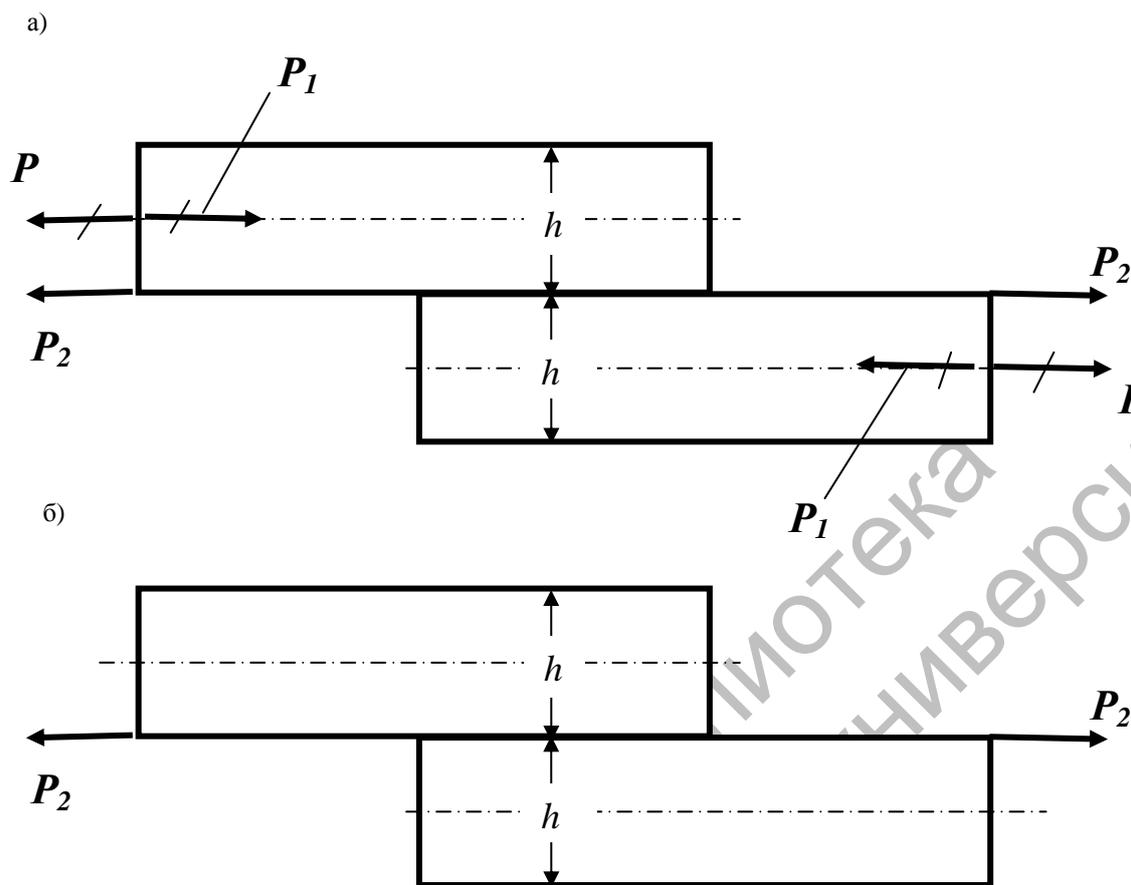


Рис. 3. Схема преобразования системы сил (а) и полученная в результате преобразования механическая система, эквивалентная используемой в [2] (б)

Исходя из условия равновесия, проведем анализ расчетной схемы, применяемой в [2]. Чтобы не усложнять расчетные формулы, используемые при анализе, примем $h_1 = h_2 = h$ и будем пренебрегать толщиной δ паяного шва ввиду ее малости. Тогда из уравнений равновесия механической системы, приведенной на рис. 1, б, получим $2M^* = Ph$ или $M^* = Ph/2$.

Последний результат позволяет представить каждый из моментов M^* в виде пары сил P_1, P_2 , равных по величине продольной силе P , как показано на рис. 3, а. В свою очередь, такое представление изгибающих моментов позволит произвести упрощение анализируемой системы сил и свести ее к двум продольным силам P_2 , направленным по линии спая, как это представлено на рис. 3, б.

Отметим, что полученная в ре-

зультате эквивалентных преобразований расчетная схема (см. рис. 3, б) показывает полное ее несоответствие основным рассуждениям о характере распределения рабочих напряжений в паяном нахлесточном соединении, приведенным в [2, с. 40]. В частности, авторы заявляют: «Нормальные напряжения σ_y от изгибающего момента в основном сосредотачиваются на краях соединения» [2].

Можно привести следующие доводы несоответствия в используемой авторами [2] расчетной схеме:

1) линия действия сил P_2 проходит через центр тяжести изгибаемого сечения, состоящего из двух пластин, соединенных паяным швом. При используемой авторами [2] расчетной схеме паяный шов не может воспринимать никакой изгибающей нагрузки;

2) паяный шов расположен на нейтральной оси составного сечения, и даже при наличии изгибающего момента нормальные напряжения, обусловленные изгибом, на всем протяжении паяного шва должны быть равны нулю;

3) как известно [5], нормальные напряжения при изгибе направлены параллельно оси изгибаемого бруса, поэтому направление напряжений σ_y , перпендикулярных горизонтальной оси [2, рис. 38], не соответствует этому правилу.

Имеются также и другие доводы недостаточной корректности расчетной схемы нахлесточного соединения с так называемыми «реактивными моментами в захватах», прикладываемыми к соединяемым пластинам в местах нагружения. Такая схема противоречит рекомендациям по проведению механических испытаний на статическую нагрузку, изложенным в ГОСТ 28830-90, которые предписывают необходимость проведения испытаний в специальных приспособлениях, обработанных для снижения изгибающих напряжений в образцах. Для достижения цели конструкция нахлесточных паяных образцов (образцы типов IV и V по ГОСТ 28830-90) предусматривает наличие специальных отверстий для шарнирного приложения нагрузки к их захватной части. Именно такой образец с отверстиями для шарнирного приложения нагрузки рекомендуют использовать при испытании паяных нахлесточных соединений на растяжения [2, с. 18, рис. 12.] Однако реакция связи, возникающая при таком шарнирном нагружении, сводится к одной силе, проходящей через центр шарнира, и никак не может иметь реактивного момента в качестве составляющей. К тому же и конструкция самих машин для проведения испытаний на статическое растяжение предусматривает плавающее (шарнирное) крепление хотя бы одного из захватов.

Введение реактивных моментов противоречит сложившейся практике, а также теории конструирования и эксплуатации сварных ферм. Как известно,

несмотря на весьма жесткое закрепление стержней в узлах фермы посредством сварных швов (гораздо более жестких, чем закрепление в захватах испытательной машины), величину усилий в упомянутых стержнях определяют исходя из схем шарнирного их закрепления. При этом результаты экспериментальной проверки хорошо сходятся с данными расчетов, выполненных на основе шарнирных схем [5], что является подтверждением корректности и результатов расчетов, и используемой в них расчетной схемы с шарнирным приложением нагрузки.

При разработке более корректной расчетной схемы было использовано положение о равновесии системы, состоящей из двух сил. Согласно этому положению, две силы образуют уравновешенную механическую систему только в том случае, когда они равны по величине, а их векторы направлены по одной прямой в противоположные стороны. Таким образом, для расчетов напряженно-деформированного состояния нахлесточных соединений была предложена схема, показанная на рис. 1, а. В предлагаемой схеме, основанной на двух уравновешивающих друг друга силах, паяное соединение может быть либо свободным телом (см. рис. 1, а), либо иметь закрепленный конец. Причем схема закрепления не влияет на окончательный результат. Она может состоять из подвижной и неподвижной шарнирных опор или же может использоваться жесткая заделка.

На основании изложенных доводов при проведении расчетов для получения сравнительных данных нами была использована именно эта схема нагружения паяного нахлесточного соединения, основанная на статическом равновесии системы, находящейся под действием двух сил. Ниже приведены основные результаты расчетов, полученные с помощью предлагаемой схемы и программного комплекса «COSMOS». На рис. 4 представлены сравнительные

данные по распределению интенсивности напряжений в паяных соединениях

различной конструкции – нахлесточно-го, срезанного на ус и косостыкового.

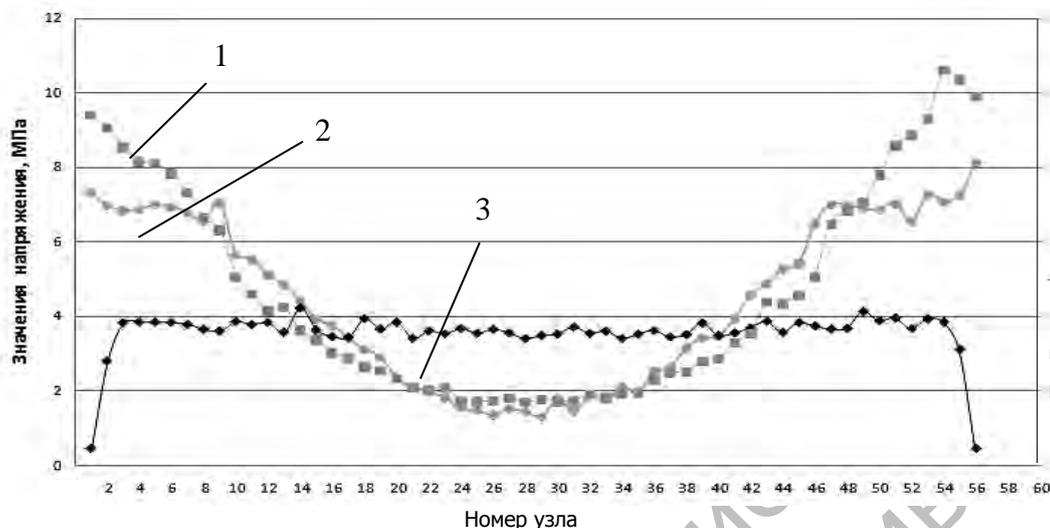


Рис. 4. Распределение интенсивности напряжений вдоль паяного шва в соединениях различной конструкции: 1 – нахлесточное соединение; 2 – соединение, срезанное на ус; 3 – косостыковое соединение

Как следует из приведенных данных, конструкция паяного соединения, срезанного на ус, действительно обеспечивает некоторое снижение уровня максимальных рабочих напряжений в паяном шве. Однако оно не является столь радикальным, как это указано в [2]. При этом не нашли подтверждения данные [2] о том, что в соединении, срезанном на ус, края нахлестки перестают быть источником концентрации напряжений, а максимальные напряжения, в отличие от обычной нахлестки, возникают посередине спая. Характер кривых 1 и 2 на рис. 4 показывает, что механическая обработка наружных поверхностей соединяемых деталей практически не изменила характера распределения рабочих напряжений и края нахлестки паяного соединения, срезанного на ус, по-прежнему являются областями с максимальным уровнем интенсивности напряжений.

Максимальная интенсивность в соединении с обычной нахлесткой составляла, по данным проведенного расчета, 10,5 МПа, а в соединении, срезанном на ус, снизилась до 8,0 МПа, т. е. всего на 24 %. Касательные напряжения

в паяном шве в нахлесточном соединении деталей, срезанных на ус, снизились более заметным образом (в 1,85 раза), но все-таки их уровень в аналогичном косостыковом соединении оказался ниже примерно на 35 %.

Таким образом, достаточно сложная механическая обработка, необходимая для создания соединения, срезанного на ус, оказалась недостаточно эффективной. А вот эффективность этой же механической обработки при соединении тех же заготовок по скошенным плоскостям оказалась значительно более высокой. Так, интенсивность напряжений по длине паяного шва стала практически постоянной и составляла примерно 4,0 МПа. Это в 2 раза меньше, чем максимальное значение интенсивности, рассчитанное для соединения таких же деталей, срезанных на ус. Поэтому косостыковое соединение при прочих равных условиях изготовления является гораздо более эффективным, и именно его следует рекомендовать для проектирования и изготовления паяных конструкций.

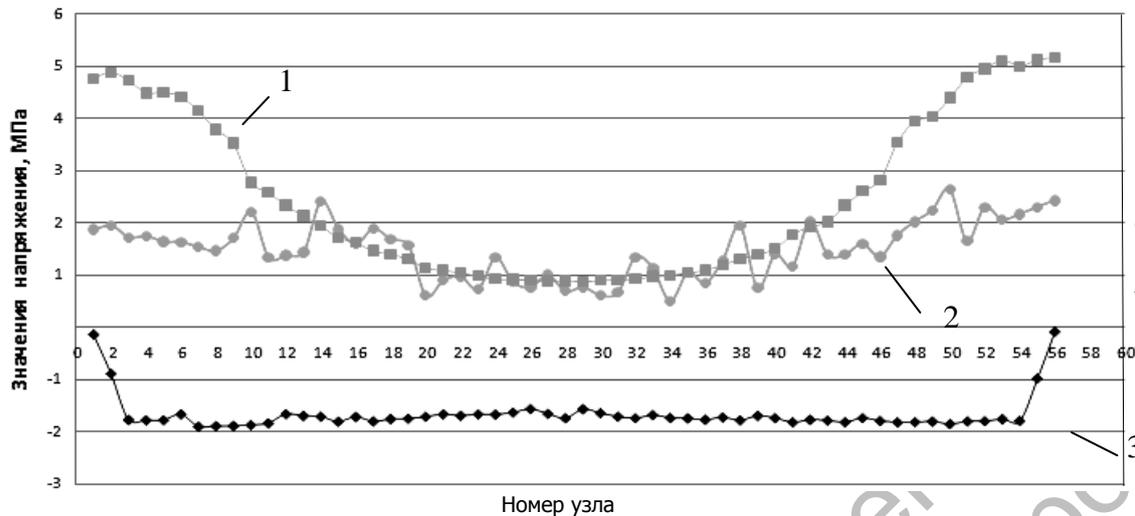


Рис. 5. Распределение касательных напряжений τ_{xy} в паяных соединениях различной конструкции: 1 – нахлесточное соединение; 2 – соединение деталей, срезанных на ус; 3 – косытыковое соединение

Выводы

1. Показано, что наиболее корректной расчетной схемой для паяных соединений нахлесточного типа является схема, основанная на статическом равновесии системы, состоящей из двух сил, в которой приложенные силы должны быть направлены по одной прямой в противоположные стороны.

2. Проведенные расчеты напряженного состояния паяных соединений различной конструкции показали, что наиболее эффективными являются косытыковые соединения, в которых обеспечивается практически полное выравнивание полей рабочих напряжений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Парфенов, А. Н.** Введение в теорию прочности паяных соединений / А. Н. Парфенов // Технологии в электронной промышленности. – 2008. – № 2. – С. 17–24.
2. **Кузнецов, О. А.** Прочность паяных соединений / О. А. Кузнецов, А. И. Погалов. – М.: Машиностроение, 1987. – 112 с.
3. Справочник по пайке / Под ред. С. Н. Лоцманова, И. Е. Петрунина, В. П. Фролова. – М.: Машиностроение, 1975. – 407 с.
4. Справочник по пайке / Под ред. И. Е. Петрунина. – М.: Машиностроение, 2003. – 480 с.
5. **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 11.04.2011

**Y. A. Tsumarev, V. A. Popkovsky,
E. V. Ihnataya**
**The comparative assessment of bearing
capacity of soldered joints with beveled
edges**

The paper gives arguments confirming incorrectness of the known calculating model for soldered lap joints and offers a new model based on the theorem of the balance of two forces. The calculations of the stress state of soldered joints of different design and the comparative characteristic of their bearing capacity are given. A higher bearing capacity of the scarf butt soldered joint in comparison with the similar types of joints is shown.