

## ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ РАЗМЕРОВ ПАЯНОГО НАХЛЕСТОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ НА ЕГО НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ

Докт. техн. наук, проф. ШЕЛЕГ В. К.<sup>1)</sup>, канд. техн. наук ЦУМАРЕВ Ю. А.<sup>2)</sup>, инж. ИГНАТОВА Е. В.<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup>Белорусский национальный технический университет,

<sup>2)</sup>Белорусско-Российский университет, г. Могилев

E-mail: metech@bntu.by

### INFLUENCE OF LAP-SOLDERED JOINT GEOMETRICAL DIMENSIONS ON ITS STRESS DEFORMED STATE

SHELEG V. K.<sup>1)</sup>, TSUMAREV Yu. A.<sup>2)</sup>, IHNATOVA E. V.<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup>Belarusian National Technical University,

<sup>2)</sup>Belarusian-Russian University, Mogilev

Приведены результаты анализа несущей способности паяных нахлесточных соединений деталей различной длины и толщины. Показано, что отличие в размерах соединяемых деталей оказывает заметное влияние на напряженно-деформированное состояние паяных нахлесточных соединений. Установлено, что происходит увеличение рабочих напряжений по краям нахлестки со стороны деталей с большей длиной и меньшей толщиной, что обусловлено действием изгибающего момента.

**Ключевые слова:** паяное соединение, несущая способность, нахлестка, метод конечных элементов, напряженно-деформированное состояние.

Ил. 2. Табл. 1. Библиогр.: 5 назв.

The paper presents results of the analysis pertaining to lap-soldered joint bearing capacity of parts having various length and thickness. It has been shown that difference in dimensions of connected parts makes a pronounced effect on stress deformed state of lap-soldered joints. It has been determined that there is an increase in working stresses along the edges of a lap in parts with larger length and smaller thickness that is caused by action of a bending moment.

**Keywords:** soldered joint, bearing capacity, lap, finite element method, stress deformed state.

Fig. 2. Tab. 1. Ref.: 5 titles.

Нахлесточные соединения – наиболее часто применяемые в практике пайки типы соединений. Основной причиной этого являются их простота и возможность регулирования уровня прочности путем изменения величины нахлестки. Вопросам прочности нахлесточных паяных соединений был посвящен ряд работ [1–3], однако все они относятся к соединениям одинаковых деталей. Возможность соединения заготовок, отличающихся своей толщиной, – одно из преимуществ пайки [4]. Очевидно также, что длина соединяемых деталей может быть различной. Данные отличия в размерах соединяемых деталей могут оказать заметное влияние на напряженно-деформированное состояние соединения. Поэтому исследование такого влияния – актуальная задача.

Рассмотрим расчетную схему паяного нахлесточного соединения одинаковых деталей, показанную на рис. 1. Для того чтобы расчетная схема соответствовала принципу статического равновесия, в ней нагружающие силы  $P$  направлены по одной прямой, а линия их действия проходит через середину нахлестки (и соответственно через середину паяного шва). Для картины распределения рабочих напряжений в таком паяном соединении характерно наличие концентрации напряжений у краев паяного шва, а также в основном металле на участках, прилегающих к данным краям [2]. При этом величина максимальных напряжений у обоих краев одинакова. Если увеличить толщину одной из соединяемых деталей, то заданные силы  $P$  будут направлены уже не по линии  $AB$ , а по прямой  $AB'$ , лежащей

несколько ниже. Следовательно, линия действия силы  $P$  пройдет еще дальше от продольной оси симметрии более тонкого из соединяемых листов. Соответственно возрастет изгибающий момент и увеличатся нормальные напряжения, обусловленные этим моментом.

Кроме того, упомянутая линия действия обеих заданных сил отклонится от центра тяжести сечения, состоящего в зоне нахлестки из двух спаянных пластин. Поэтому область нахлестки будет испытывать влияние изгиба, который отсутствовал при одинаковой толщине соединяемых элементов. Все эти обстоятельства, несомненно, окажут заметное влияние на напряженно-деформированное состояние паяного соединения. В частности, заметно увеличится уровень напряжений от изгиба в более тонкой (а значит, и более нагруженной) из соединяемых деталей.

Аналогичным образом положение линии  $AB$  изменится при увеличении ( $AB''$ ) либо уменьшении длины любой из соединяемых деталей ( $AB'$ ). Различие в их длинах также будет влиять на напряженно-деформированное состояние нахлесточного паяного соединения, увеличивая уровень напряжений в более длинной детали. Поэтому исследование влияния различий в геометрических размерах соединяемых деталей на распределение рабочих напряжений (а следовательно, и на несущую способность) в паяном нахлесточном соединении имеет большую практическую значимость. Целью данной работы является исследование зависимости напряженно-деформированного состояния от различия в размерах паяных нахлесточных соединяемых деталей.

Рассмотрим схему соединения деталей различной длины и толщины (рис. 1). Предположим, что соединяемые детали имеют разные толщины  $\delta_1$  и  $\delta_2$ . Для определенности примем, что  $\delta_2 > \delta_1$ , а также  $\delta_2 = \beta\delta_1$ . Таким образом, различие в толщинах будем характеризовать коэффициентом  $\beta$ , который показывает, во сколько раз толщина детали 2 превышает толщину детали 1.

Далее введем коэффициент  $\gamma$ , с помощью которого можно характеризовать различие в длинах соединяемых деталей. Таким образом, получим следующее соотношение:  $a_1 = \gamma a_2$ . При увеличении толщины одной из деталей в  $\beta$  раз и изменении ее длины в  $\gamma$  раз линия  $AC$  может пройти как ниже, так и выше своего первоначального положения  $AB$ , соответствующего соединению деталей с одинаковыми геометрическими размерами. Это зависит от соотношения между коэффициентами  $\beta$  и  $\gamma$ , которое, в конечном итоге, и определит характер напряженно-деформированного состояния соединения в целом.

Как следует из рис. 1, линия действия приложенных сил  $P$  проходит на некотором расстоянии от центра тяжести сечения соединяемой детали 1, поэтому в этой детали образуется напряженное состояние внецентренного растяжения и возникает изгибающий момент, величина которого пропорциональна расстоянию от точки приложения силы до нейтральной оси. Максимальным изгибающий момент будет в сечении 1–1, где линия действия приложенной нагрузки проходит наиболее близко к краю пластины.

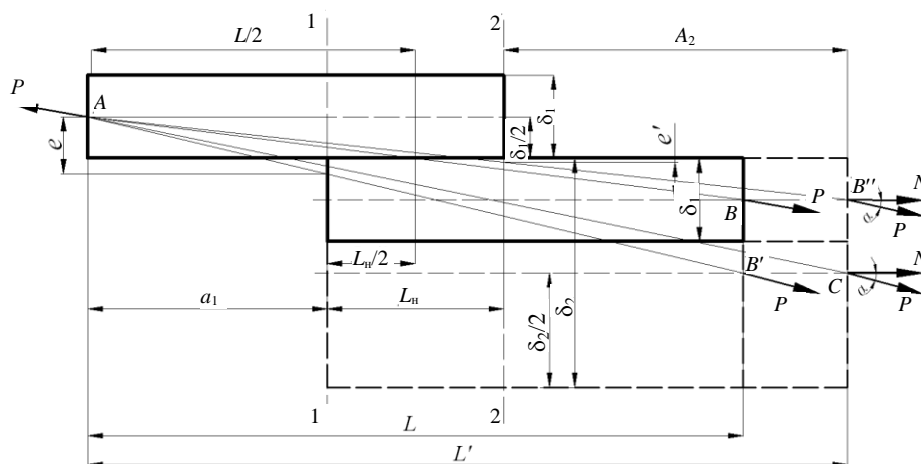


Рис. 1. Расчетная схема паяного нахлесточного соединения

Максимальное значение суммарных напряжений, обусловленных изгибом и растяжением, определяется следующим образом:

$$\sigma_{\max} = \sigma_p + \sigma_{\max}^{\text{и}},$$

где  $\sigma_p$  – растягивающие напряжения от продольной нагрузки;  $\sigma_{\max}^{\text{и}}$  – максимальные напряжения, обусловленные изгибом.

Напряжения  $\sigma_p$  определяются следующим образом:

$$\sigma_p = N/F = P/(b\delta_1),$$

где  $N$  – продольная составляющая приложенной силы;  $F$  – площадь поперечного сечения детали;  $b$  – ее ширина.

Из-за малого угла наклона линии действия приложенной силы  $N \approx P$ . Максимальные напряжения от изгибающего момента определяются [5]

$$\sigma_{\max}^{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}^{\max}}{W},$$

где  $M_{\text{и}}^{\max} = Pe$  – максимальное значение изгибающего момента;  $e$  – максимальное смещение линии действия приложенной нагрузки от центра тяжести соединяемой детали (рис. 1);  $W = \frac{b\delta_1^2}{6}$  – момент сопротивления прямоугольного сечения детали 1.

На основании подобия треугольников можно записать следующее соотношение:

$$a_1 : e = (a_1 + L_{\text{н}} + a_2) : \left( \frac{\delta_1}{2} + \frac{\delta_2}{2} \right).$$

Из последнего выражения определяем  $e$ , а затем величину максимального изгибающего момента:

$$e = \frac{a_1(\delta_1 + \delta_2)}{2(a_1 + L_{\text{н}} + a_2)} = \frac{\gamma a_2(\delta_1 + \beta\delta_1)}{2(\gamma a_2 + L_{\text{н}} + a_2)};$$

$$M_{\text{и}}^{\max} = Pe = \frac{\gamma a_2 \delta_1 (1 + \beta) P}{2(a_2 + L_{\text{н}} + \gamma a_2)}. \quad (1)$$

Пользуясь формулой (1), определим величину изгибающего момента, которая соответствует соединению одинаковых деталей. Для этого подставляем в нее значения  $\beta = \gamma = 1$ :

$$M_1 = \frac{\gamma a_2 \delta_1 (1 + \beta) P}{2(a_2 + L_{\text{н}} + \gamma a_2)} = \frac{2Pa_2\delta_1}{2(2a_2 + L_{\text{н}})} = \frac{Pa_2\delta_1}{2a_2 + L_{\text{н}}}.$$

По величине максимального изгибающего момента  $M_{\text{и}}^{\max}$  можно судить не только об уровне дополнительных рабочих напряжений, обусловленных внецентренным приложением рабочей нагрузки, но и о величине максимальных суммарных напряжений в паяном нахлесточном соединении. Чтобы оценить влияние различия в размерах, введем коэффициент  $\eta$ , который показывает, во сколько раз изгибающий момент в соединении с различными размерами соединяемых деталей превышает значение изгибающего момента при соединении одинаковых деталей. Получим

$$\eta = \frac{M_{\text{и}}^{\max}}{M_1} = \frac{\gamma(1 + \beta)(2a_2 + L_{\text{н}})}{2(a_2 + L_{\text{н}} + \gamma a_2)}. \quad (2)$$

Пользуясь формулой (2), вычислим величину коэффициента  $\eta$  для различных значений  $L_{\text{н}}$ ,  $\beta$  и  $\gamma$ . Все расчеты сводим в табл. 1. Как следует из приведенных в табл. 1 данных, различие в геометрических размерах соединяемых деталей оказывает значительное влияние на величину максимального изгибающего момента в нахлесточном паяном соединении. Соответствующим образом это различие влияет на величину максимальных суммарных напряжений в основном материале соединения. Это влияние отмечается тем, что увеличивается изгибающий момент в более тонкой и более длинной детали. Особенно заметно увеличение изгибающей нагрузки при одновременном повышении длины более тонкой детали и уменьшении ее толщины. При двукратном уменьшении толщины и одновременном двукратном увеличении длины одной из деталей максимальный изгибающий момент в опасном сечении возрастает примерно в два раза. При одновременном четырехкратном увеличении длины и уменьшении толщины максимальный изгибающий момент может возрасти в четыре и более раз.

Для снижения вредного влияния изгиба и соответствующего повышения прочности необходимо стремиться к уменьшению длины более тонкой из соединяемых деталей либо к увеличению толщины более длинной детали. Такой подход может обеспечить даже заметное

уменьшение изгибающего момента в соединении деталей, отличающихся друг от друга своими размерами, по сравнению с паяным нахлесточным соединением одинаковых деталей. Расчет по формуле (2) показывает, например, что при  $\beta = 2,00$  и  $\gamma = 0,30$  значение коэффициента  $\eta = 0,66$ . То есть максимальный изгибающий момент становится в 1,5 раза меньшим, чем в соединении деталей одинаковых размеров.

Таблица 1

Влияние различия в размерах соединяемых деталей на величину коэффициента  $\eta$

$L_{\text{н}}$	$\gamma$	Значение коэффициента $\eta$ при величине $\beta$			
0	1	1,000	1,5000	2,000	2,500
	2	1,333	2,0000	2,667	3,333
	3	1,500	2,2500	3,000	3,750
	4	1,600	2,4000	3,200	4,000
0,1L	1	1,000	1,5000	2,000	2,500
	2	1,354	2,0320	2,710	3,390
	3	1,540	2,2500	3,073	3,840
	4	1,650	2,4700	3,294	4,120
0,2L	1	1,000	1,5000	2,000	2,500
	2	1,375	2,0625	2,750	3,440
	3	1,571	2,3600	3,143	3,930
	4	1,690	2,5400	3,380	4,230
0,3L	1	1,000	1,5000	2,000	2,500
	2	1,394	2,0900	2,790	3,480
	3	1,605	2,4070	3,209	4,012
	4	1,736	2,604	3,472	4,340

Ввиду выявленного существенного влияния, которое оказывает различие в длинах соединяемых деталей на величину максимального изгибающего момента, авторами были проведены расчеты напряженно-деформированного состояния на основе конечно-элементных моделей и программы SOLID WORKS паяных соединений деталей с различным соотношением их длин и толщин. Результаты представлены на рис. 2, где показаны деформированные формы, а также распределение нормальных напряжений в продольном сечении паяных нахлесточных соединений. Приведенные на рис. 2 результаты расчета также показали, что различие в геометрических размерах соединяемых деталей оказывает значительное влияние на напряженно-деформированное состояние паяных нахлесточных соединений. Максимальные значения нормальных напряжений в опасном сечении нахлесточного соединения существенно возрастают при уменьшении толщины или увеличении длины одной из соединяемых деталей (с 44,1 до 56,5 МПа, т. е. в 1,28 раза). В соединении, показанном на рис. 2г, которое характеризуется одновременным увеличением толщины и длины одной из соединяемых деталей, отмечается снижение уровня максимальных нормальных напряжений по сравнению с их величиной в соединении одинаковых деталей с 44,1 до 33,4 МПа, т. е. в 1,32 раза.

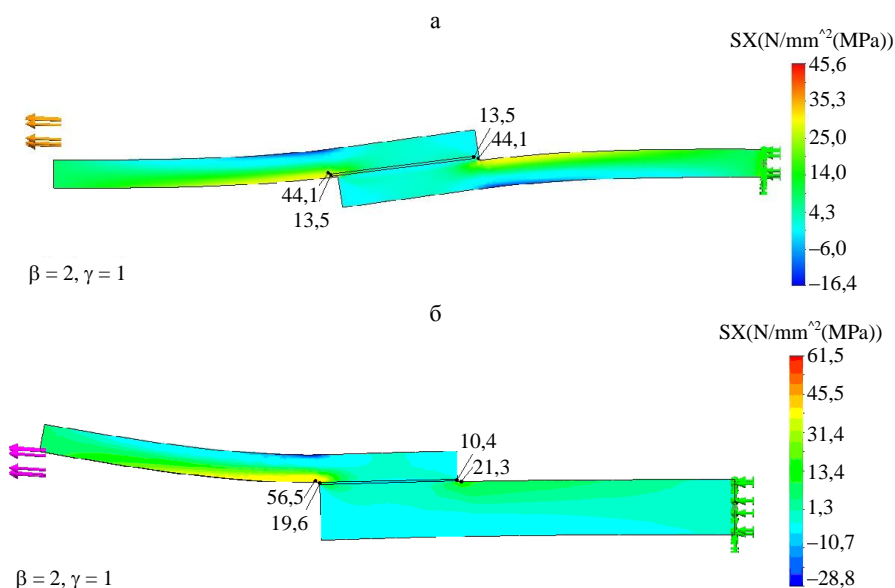


Рис. 2. Распределение напряжений в паяных нахлесточных соединениях деталей с различными геометрическими размерами (масштаб деформаций 100:1)

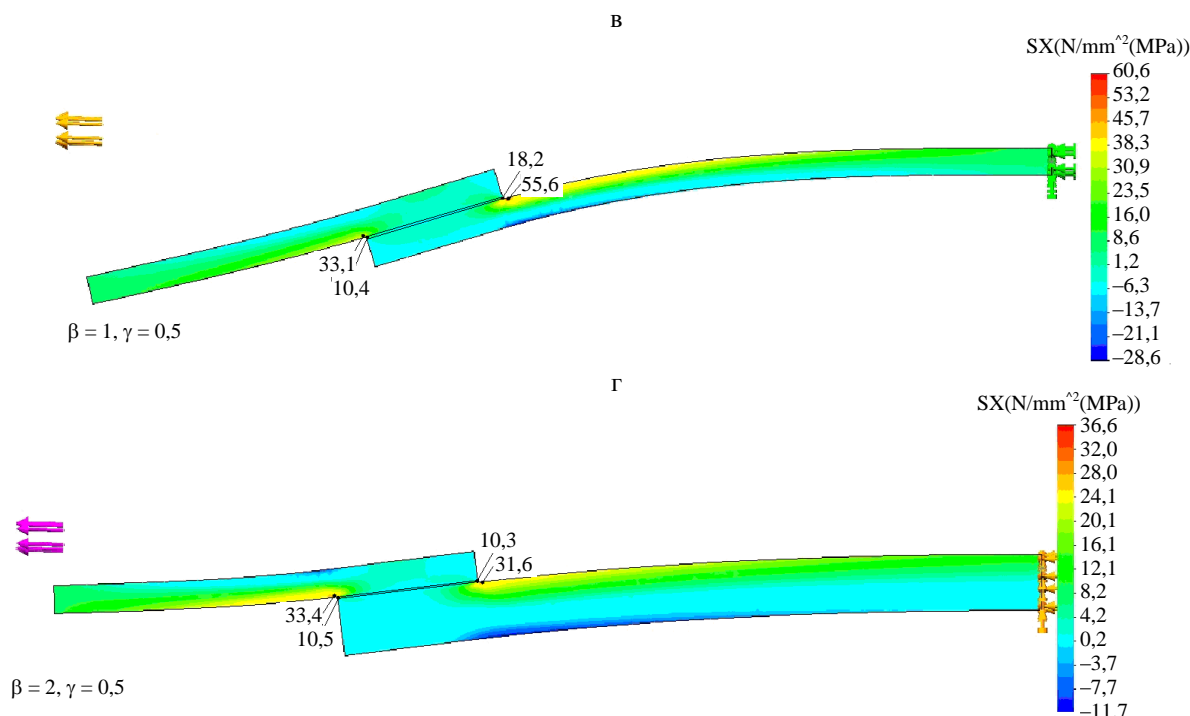


Рис. 2. Окончание

**ВЫВОДЫ**

1. Проведенные расчеты напряженного состояния паяных нахлесточных соединений показали, что различие в геометрических размерах соединяемых деталей оказывает значительное влияние на величину максимальных рабочих напряжений в соединении.

2. Установлено, что при соединении деталей, имеющих различную толщину, максимальные напряжения в опасном сечении более тонкой из соединяемых деталей увеличиваются по сравнению с их значением в аналогичном соединении деталей одинаковой толщины.

3. Показано, что при наличии разницы в длинах соединяемых деталей уровень максимальных рабочих напряжений в более длинной детали превышает значение максимальных напряжений в деталях одинаковой длины.

4. Установлено, что для снижения уровня максимальных рабочих напряжений необходимо стремиться к уменьшению длины более тонкой из соединяемых деталей, либо к увеличению толщины более длинной детали.

**ЛИТЕРАТУРА**

1. Томилин, О. В. Расчет напряженно-деформированного состояния паяного нахлесточного соединения методом конечных элементов / О. В. Томилин, Ю. А. Жу-

равлев, О. С. Киселев // Автоматическая сварка. – 1987. – № 8. – С. 18–20.

2. Никитинский, А. М. Исследование прочности нахлесточных паяных соединений / А. М. Никитинский, Е. А. Герасимов, С. А. Пигалов // Сварочное производство. – 2005. – № 6. – С. 21–25.

3. Цумарев, Ю. А. Оценка прочности паяных соединений со скошенными кромками / Ю. А. Цумарев, Е. В. Игнатова, Е. Ю. Латыпова // Сварочное производство. – 2011. – № 11. – С. 34–38.

4. Лашко, С. В. Пайка металлов / С. В. Лашко, Н. Ф. Лашко. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.

5. Феодосьев, В. И. Сопротивление материалов / В. И. Феодосьев. – М.: Наука. – 1970. – 595 с.

**REFERENCES**

1. Tomilin, O. V., Zhuravlev, Y. A., & Kiselev, O. S. (1987) Calculation of Stress Deformed State of Lap-Soldered Joint Using Finite Element Method. *Avotomaticheskaya Svarka [Automatic Welding]*, 8, 18–20.

2. Nikitinsky, A. M., Gerasimov E. A., & Pigalov S. A. (2005) Investigation of Lap-Soldered Joint Strength. *Svarochnoye Proizvodstvo [Welding Engineering]*, 6, 21–25.

3. Tsumarev Yu. A., Ignatova, E. V., & Latypova, E. Yu. (2011). Comparative Evaluation of Lap-Soldered Joints Strength with Chamfered Edges. *Svarochnoye Proizvodstvo [Welding Engineering]*, 11, 34–38.

4. Lashko, S. V., & Lashko, N. F. (1988) *Soldering of Metals*. Moscow: Mashinostroeniye.

5. Feodosiev, V. I. (1970) *Resistance of Materials*. Moscow: Nauka.

Поступила 24.02.2014