

Ю. А. ЦУМАРЕВ, Е. Ю. ЛАТЫПОВА, кандидаты технических наук, Е. В. ИГНАТОВА
(Белорусско-Российский университет, г. Могилев, Беларусь), e-mail: u_tsumarev@mail.ru

Влияние конструктивных параметров соединяемых деталей на напряженно-деформированное состояние паяного нахлесточного соединения

Рассмотрено влияние длины и толщины деталей на напряженно-деформированное состояние паяных нахлесточных соединений.

Ключевые слова: паяное нахлесточное соединение, толщина и длина деталей, напряженно-деформированное состояние, внецентренное нагружение.

Influence of length and thickness of details on stress and strain state of brazed overlap joints was analyzed.

Keywords: brazed overlap joint, thickness and length of details, stress and strain state, eccentric loading.

Нахлесточные соединения, которые широко применяют для получения паяных изделий, отличаются простотой и обеспечивают требуемую прочность благодаря возможности изменения величины нахлестки. В работах [1–3] исследовано напряженно-деформированное состояние (НДС) нахлесточных паяных соединений деталей одинаковой толщины. На практике же часто пайкой соединяют детали разной толщины [4]. Поэтому весьма акту-

ально исследование влияния параметров соединяемых деталей на НДС паяного соединения.

Рассмотрим расчетную схему паяного нахлесточного соединения деталей одинаковой толщины (рис. 1), в которой силы \vec{P} направлены по одной прямой, а линия их действия проходит через середину нахлестки — середину паяного шва. Для такого соединения характерно наличие концентрации напряжений у краев паяного шва, а также в основном металле участков, прилегающих к краям [3]. При этом максимальные напряжения у обоих краев одинаковы. Если одна из деталей толще, то силы \vec{P} будут направлены уже не по линии AB , а по прямой AC и, следовательно, линия действия силы \vec{P} сместится дальше от продольной оси симметрии менее тонкой из соединяемых деталей, что приведет к увеличению изгибающего момента и обусловленных им напряжений. Линия AC отклонится от центра тяжести сечения в зоне нахлестки двух спаянных пластин. В зоне паяного шва будет действо-

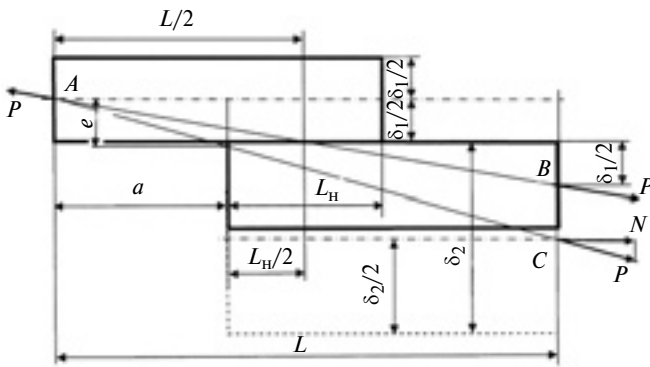


Рис. 1. Расчетная схема паяного нахлесточного соединения деталей одинаковой толщины

вать изгибающий момент, отсутствующий при соединении деталей одинаковой толщины. Все это оказывает заметное влияние на НДС паяного соединения. В частности, заметно увеличатся напряжения от изгиба в более тонкой (более нагруженной) из соединяемых деталей.

Чтобы оценить влияние разнотолщинности соединяемых деталей, рассмотрим расчетную схему паяного нахлесточного соединения двух деталей толщиной δ_1 и δ_2 . Допустим, что соотношение между толщинами деталей определяется формулой $\delta_2 = \alpha\delta_1$, где α — коэффициент, показывающий во сколько раз толщина одной детали больше толщины другой.

Определим расстояние e от середины тонкой пластины до линии действия приложенных сил. Из подобия треугольников на рис. 1 получим:

$$e = \left(\frac{\delta_1}{2} + \frac{\delta_2}{2}\right) \frac{a}{L} = \frac{(\alpha + 1)\delta_1 a}{2L}.$$

Изгибающий момент в сечении, расположенном у края нахлестки [5], определим по формуле

$$M_{из} = Ne = N\delta_1 a(\alpha + 1)/2L, \quad (1)$$

где N — модуль продольной составляющей силы \vec{P} .

Так как угол наклона линии действия приложенных сил мал, то $N \approx \vec{P}$. Тогда выражение (1) примет вид: $M_{из} = Pe = P\delta_1 a(\alpha + 1)/2L$.

Максимальное напряжение, обусловленное изгибом в рассматриваемом сечении [5], определим по формуле

$$\sigma_{из \max} = \frac{M_{из}}{W} = \frac{6P\delta_1 a(\alpha + 1)}{2Lb\delta_1^2} = \frac{3Pa(\alpha + 1)}{Lb\delta_1}, \quad (2)$$

где $W = b\delta_1^2/6$ — момент сопротивления сечения тонкой пластины; b — ширина детали.

Растягивающие напряжения в тонкой детали определим по формуле

$$\sigma_p = P/b\delta_1. \quad (3)$$

Максимальное суммарное напряжение от растяжения и изгиба определим из выражений (2) и (3):

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= \sigma_p + \sigma_{из \max} = \frac{P}{b\delta_1} + \frac{3Pa(\alpha + 1)}{Lb\delta_1} = \\ &= \sigma_p + \sigma_p \frac{3a(\alpha + 1)}{L} = \sigma_p \left[1 + \frac{3a(\alpha + 1)}{L}\right]. \end{aligned} \quad (4)$$

При достаточно длинных пластинах ($a/L \approx 0,5$) формулу (4) можно упростить:

$$\sigma_{\max} = \sigma_p(1 + 1,5\alpha + 1,5) = \sigma_p(2,5 + 1,5\alpha). \quad (5)$$

Формула (5) показывает, что разность толщин деталей в паяном нахлесточном соединении значительно влияет на величину рабочих напряжений. Если при $\alpha = 1$ (детали одинаковой толщины) получаем $\sigma_{\max} = 4\sigma_p$, то при $\alpha = 2$ получим $\sigma_{\max} = 5,5\sigma_p$, т. е. в 1,375 раза больше. При $\alpha = 3$ максимальные напряжения увеличиваются до $7\sigma_p$ (в 1,75 раза) по сравнению с соединением деталей одинаковой толщины.

Для получения полной картины распределения напряжений было рассчитано НДС паяных нахлесточных соединений методом конечных элементов с помощью программного комплекса SOLID WORKS (рис. 2—4 см. обложку).

Положение линии действия приложенных сил в паяном нахлесточном соединении зависит не только от разности толщин соединяемых деталей, но и от их длины. Рассмотрим паяное нахлесточное соединение двух деталей одинаковой толщины и разной длины, в котором силы \vec{P} действуют по прямой AB (рис. 5). Если длину свободного конца одной из деталей уменьшить до a_1 , то линия действия силы \vec{P} пройдет по прямой AC , расположенной ниже прямой AB . Поэтому эксцентриситет e более длинной детали, определяющий величину изгибающего момента у соответствующего края нахлестки, увеличится. Предположим, что длины свободных концов деталей связаны отношением $a = \beta a_1$. Тогда из подобия треугольников определим эксцентриситет:

$$e = \frac{\delta a}{a + L_n + a_1} = \frac{\beta\delta a_1}{\beta a_1 + L_n + a_1} = \frac{\beta\delta a_1}{a_1(\beta + 1) + L_n}, \quad (6)$$

где L_n — длина нахлестки.

Выше было показано, что изгибающий момент и обусловленные им максимальные дополнительные

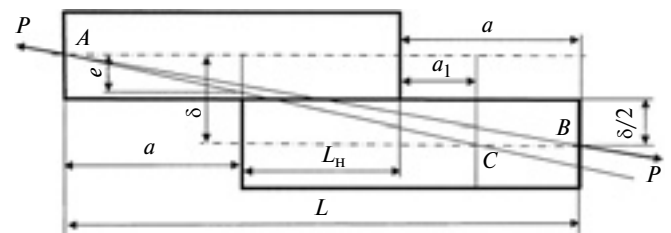


Рис. 5. Расчетная схема паяного нахлесточного соединения деталей разной длины