

УДК 621.961.2

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ СОЕДИНЕНИЯ ИЗДЕЛИЙ ИЗ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

© 2009 Ю.А. Вашуков

Самарский государственный аэрокосмический университет

Поступила в редакцию 20.07.2009

Представлена конечно-элементная модель и методика расчетов для определения напряженного состояния по контуру механического точечного соединения с подкреплением в листовой детали из полимерных композиционных материалов.

Ключевые слова: конечно-элементная модель, напряженное состояние, механическое точечное соединение, полимерные композиционные материалы.

Одним из путей, позволяющих уменьшить концентрацию напряжений и добиться повышения несущей способности механического точечного соединения изделий из композиционных материалов (КМ), является выбор и разработка оптимального технологического процесса постановки подкрепляющей втулки между стенкой отверстия в листовой заготовке и болтом (Рис.1) [1-3]. Подкрепляющий элемент позволяет снизить концентрацию напряжений на границе отверстия за счет перераспределения напряжений, повысить разрушающее напряжение соединения на смятие и разрыв, обеспечить стабильность осевой затяжки болтового соединения, защитить стенки отверстия от действия агрессивных сред.

Существующий способ постановки подкрепляющей втулки путем вклеивания [1] не обеспечивает её совместную с листовой заготовкой работу при нагрузке свыше 15-20% от разрушающих напряжений по сплошному сечению. Действие переменного поля радиальных растягивающих напряжений в зоне отверстия приводит к разрушению клеевой прослойки и, тем самым, прерывает этап совместной работы соединения “втулка - листовая заготовка”.

Разработан способ постановки втулки [4,5], заключающийся в осевом пластическом сжатии подкрепляющего элемента, который представляет собой цилиндрическое тело с выступами в виде сегментов на верхнем торце. В процессе осуществления сжатия внутренний диаметр втулки остается неизменным, а по его внешнему диаметру осуществляется локальная радиальная раздача совместно с соответствующими участками заготовки с образованием на границе соединения переменного поля радиальных сжимающих на-

пряжений. Это позволяет значительно снизить радиальные растягивающие напряжения на границе “подкрепляющий элемент - листовая заготовка” при эксплуатационных нагрузках и сохранить, тем самым, клеевую прослойку. В работе [5] разработана математическая модель, определяющая зависимость конструктивных параметров процесса образования отверстий с подкрепленными стенками на деформированное состояние подкрепляющего элемента по внешнему контуру и на границе отверстия листовой анизотропной детали.

В работе [6] представлена конечно-элементная модель и методика расчетов для определения напряженного состояния по контуру механического точечного соединения с подкреплением в листовой детали из композиционных материалов для случая ее растяжения.

Целью данной работы является исследование напряженно-деформированного состояния по контуру соединения с подкреплением пластинки из КМ в случае действия силы Q , приложенной к болту, уставленному в отверстие втулки, и силы P , приложенной к заготовке (рис. 2). При этом вследствие неоднородности материала, малого относительного удлинения и упруго-вязких свойств полимерного связующего важными

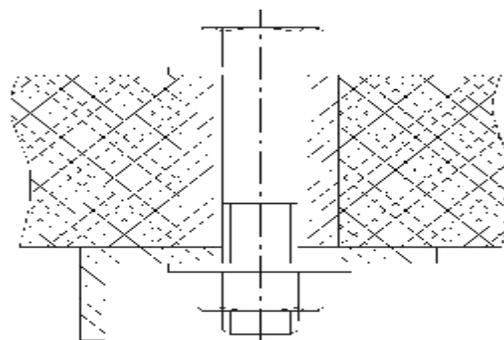


Рис. 1. Конструкция подкрепления стенок отверстий в листовой заготовке из КМ

Вашуков Юрий Александрович, кандидат технических наук, доцент кафедры “Производство летательных аппаратов и управления качеством в машиностроении”. E-mail: bogdanovich@ssau.ru.

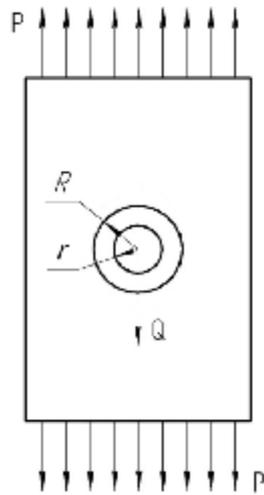


Рис. 2. Растяжения пластины с подкрепленным отверстием при действии сил Q и P

являются определение критического радиального натяга по контуру отверстия с подкреплением и запаса прочности при эксплуатационных нагрузках.

Имеется ряд критериев прочности, позволяющих оценить предельное состояние для упругих ортотропных и изотропных материалов [1, 7]. Однако в этих критериях не учитываются такие особенности композитов, как различная прочность на растяжение и сжатие. В работе [7] предложен критерий прочности Дж. Марина, учитывающий эту особенность. Для плоского напряженного состояния в случае, когда главные оси анизотропии совпадают с осями главных напряжений, этот критерий имеет вид

$$\sigma_1^2 + L_1\sigma_2 + L_2\sigma_1 + L_3\sigma_2 = L_4, \quad (1)$$

где L_1-L_4 - коэффициенты, определяемые из следующих соотношений:

$$\begin{aligned} L_1 &= 2 - [R_{сж2} - R_{p1} - T_{45^0}(R_{сж1} - \\ &- R_{p1} - R_{сж1}R_{p1} / R_{p2} + R_{p2})] / T_{45^0}; \\ L_2 &= R_{сж1} - R_{p1}; \\ L_3 &= R_{сж1}R_{p1} / R_{p2} - R_{p2}; \\ L_4 &= R_{сж1}R_{p1}; \end{aligned} \quad (2)$$

$$\sigma_1 = \frac{U_r}{Rg} \left[\frac{E_1}{E_2} + \frac{E_1}{G_{12}}k - \nu_{12}(k + N) \right];$$

$$\sigma_2 = \frac{U_r}{Rg} (k + N - \nu_{12}); k = \sqrt{\frac{E_1}{E_2}};$$

$$N = \sqrt{2(k - \nu_{12}) + \frac{E_1}{G_{12}}}; g = \frac{(1 - \nu_{12}\nu_{21})}{E_2 + G_{12}}.$$

$R_{сж1}, R_{сж2}, R_{p1}, R_{p2}$ – прочность соответственно на сжатие и растяжение по главным осям; T_{45^0} – прочность на сдвиг; E_1 и E_2 – модули упругости материала листовой заготовки во взаимно-перпендикулярных направления; ν_{12} и ν_{21} коэффициенты Пуассона; G_{12} – модуль сдвига; U_r - величина радиального перемещения; R - радиус отверстия в листовой заготовке.

Для определения прочностных характеристик, в соответствии с методикой [8, 9], проводились испытания на одноосное статическое растяжение образцов из углепластика марки КМУ-4Л и на смятие болтовых соединений пластин из этого материала по схеме (рис. 3). Для испытаний на статическое растяжение изготавливались образцы прямоугольной формы длиной 250 мм и шириной 10 мм; на смятие прямоугольной формы длиной 150 мм и шириной 30 мм. Диаметр крепежного элемента составлял 8,0 мм на расстоянии от края образца 18 мм. Толщина образца составляла 4,0 мм. При статическом растяжении определяли прочностные характеристики по главным осям R_{p1} и R_{p2} . Проведенные испытания болтовых соединений позволили получить удельные характеристики на смятие по главным осям $R_{сж1}$ и $R_{сж2}$. Решив совместно уравнения (1) и (2) относительно U_r , определялось значение критического натяга для данного материала, которое составило 1,2%.

При испытании болтовых соединений также производилось варьирование направлением вырезки образцов, диаметром крепежного отверстия, отношением геометрических параметров

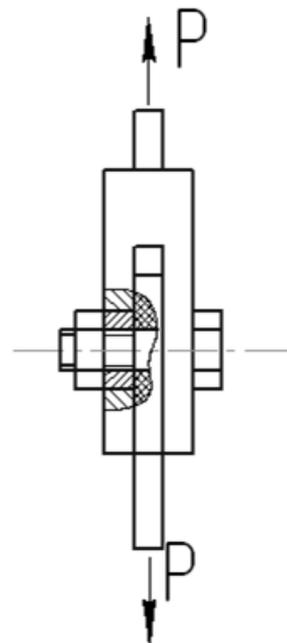


Рис. 3. Схема испытания на смятие болтовых соединений пластин

отверстия и образца. В результате обобщения экспериментальных данных по методике [7, 8] построены поверхности максимальных напряжений, соответствующих уровню разрушающей нагрузки. Они представляют собой трехмерные диаграммы зависимости номинальных напряжений от угла вырезки образца, а также от геометрических и конструктивных параметров соединения. По полученным результатам построена диаграмма анизотропии (рис. 4), по которой можно оценить напряженное состояние в образце при промежуточных значениях параметров и вычислить коэффициент запаса прочности. При указанных выше геометрических параметрах пластины и нагрузки P по известным соотношениям [7] находили величину номинальных напряжений смятия. Восстановив перпендикуляр к плоскости $d-\theta$ в направлении поверхности максимальных напряжений с учетом направления приложения нагрузки и диаметра крепежного элемента d , определялась точка, в которой нормаль пересекает поверхность A . Отложив на перпендикуляре отрезок BC , величина которого равна $\sigma_{см}^H$, определялся коэффициент запаса прочности как отношение отрезков AB к BC .

Поверхности максимальных напряжений могут позволить решать не только задачу о нахождении коэффициента запаса прочности, но и обратные задачи:

- нахождение допустимых значений напряжений в пластине из КМ в зоне крепежного отверстия по известному коэффициенту запаса прочности, типоразмеру крепежного элемента и моменту предварительной затяжки;

- определение оптимальных параметров материала по уровню и направлению нагружения, параметрам крепежного элементам, конструктивным параметрам;

- оптимизация отдельных параметров крепежного элемента по уровню и направлению нагружения соединения;

- оптимизация конструктивных параметров соединения.

Определение напряженно-деформированного состояния по контуру соединения с подкреплением пластинки из КМ в случае действия сил Q и P , выполнялось с помощью метода конечных элементов [10]. Для этого использовалась система MSC/NASTRAN [11]. Конечно-элементная модель включала в себя квадратную ортотропную пластинку размером $48R$, в центре которой располагается отверстие радиусом R . Втулка имела внутренний радиус r и внешний контур, определяемый функцией $R + \nu_r(\varphi)$, где $\nu_r(\varphi)$ – величина раздачи при запрессовке, зависящая от угловой координаты φ . Рассматривался случай симметрии механических свойств ортотропной

пластинки, внешних нагрузок и формы запрессованной втулки относительно одной из плоскостей – XOZ , перпендикулярной плоскости пластинки. Поэтому конечно-элементная модель (рис. 5), строилась для половины пластинки с использованием соответствующих условий симметрии. Кроме того на сторонах втулки перпендикулярных силе P задавались вынужденные перемещения, соответствующие силе P . К половине внутренней поверхности втулки по косинусоидальному закону прикладывалось давление, соответствующее силе от болта Q .

Расчет напряженно-деформированного состояния по разработанной модели выполнялся в три этапа.

1. Определялись напряжения и деформации в пластинке с вклеенной втулкой от действия внешних нагрузок. При этом элементы втулки и пластинки жестко связаны между собой. Монтажные деформации отсутствуют. Расчет проводился в линейной постановке.

2. Определялись монтажные напряжения, появляющиеся в результате запрессовки втулки, с учетом контакта между втулкой и пластинкой. Для моделирования контакта между элементами втулки и пластинки вставлялись контактные конечные элементы. Расчеты проводились в нелинейной постановке.

3. Результирующее решение получалось суммированием монтажных напряжений и деформаций с напряжениями и деформациями, обусловленными внешней нагрузкой.

Адекватность разработанной конечно-элементной модели проверялась путем сравнения результатов КЭ-расчетов с аналитическим решением для тестового случая. В качестве тестовой рассматривалась задача [12] определения радиального контактного напряжения в изотропной полосе, растягиваемой силой P и в отверстие которой вложена шайба, нагруженная усилием Q . При этом задача рассматривалась в пределах малых упругих деформаций, диаметры отверстия и шайбы равны между собой, а трением по контактной поверхности пренебрегали. По условию задачи по концам полосы задавались растягивающие перемещения, таким образом, чтобы растягивающая сила P в четырех случаях нагружения принимала значения: $P = 0/2Q/4Q/6Q$. Радиальные напряжения определялись из выражения

$$\sigma_r = \frac{Q}{F} \beta^* \cdot \left[\frac{2}{\pi} \left(\frac{b}{r\beta^*} - 1,35 \frac{P}{Q} \right) \cos \theta + \frac{P}{Q} \cos^* \theta \right], \quad (3)$$

где F – площадь поперечного сечения полосы;

$$\beta^* = \frac{\beta}{\beta(1+\mu)+1-\mu}; \quad \beta = \frac{E_1}{E};$$

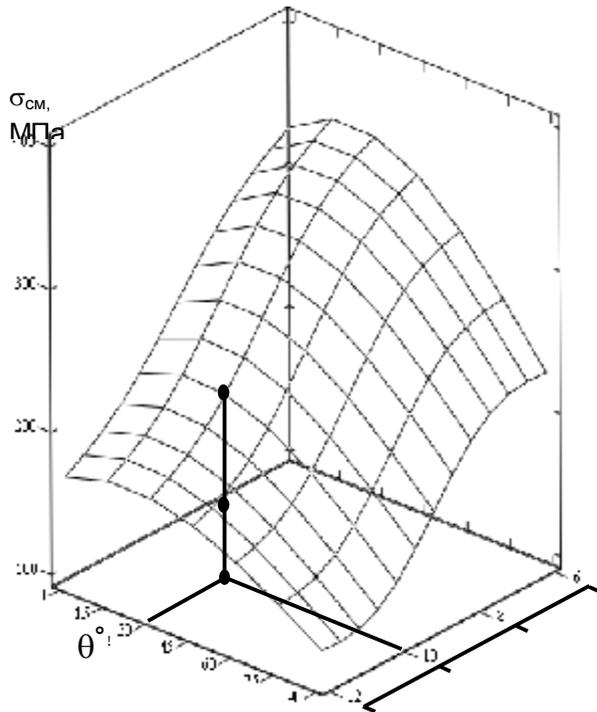


Рис. 4. Диаграмма анизотропии прочностных свойств болтового соединения

E_1 – модуль упругости материала шайбы; E – модуль упругости материала пластины; b – ширина полосы; r – радиус отверстия в пластине; μ – коэффициент Пуассона материала пластины.

Результаты сравнения в характерных точках приведены на рис. 6. Анализ результатов КЭ-расчетов и аналитического решения показал хорошее согласование результатов

Для исследования напряженно-деформированного состояния по контуру отверстия с подкреплением проводилось конечно-элементное

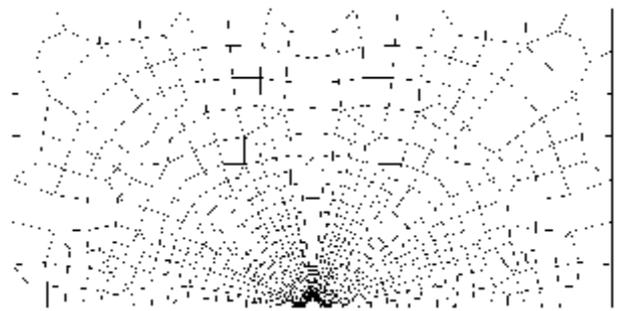


Рис. 5. Конечно-элементная модель пластинки с втулкой

моделирование на пластинке размером 240×240 мм. Толщина пластинки составляла 1,0 мм. При этом наружный диаметр втулки был равен 5,0 мм, внутренний диаметр 3,0 мм. Пластинка находилась под действием силы от болта, установленного в отверстие втулки, равной 500 Н. Материал пластинки имел следующие характеристики: $E_1=120000$ МПа, $E_2=8000$ МПа, $G_{12}=4000$ МПа, $x_{12}=0,3$, $x_{21}=0,02$ Материал втулки – алюминиевый сплав с характеристиками: $E=70000$ МПа, $\nu=0,3$. Заданные отклонения внешней поверхности втулки от круговой показано на рис. 6. Величина давления на стенки отверстия от болта вычислялась следующим образом:

$$p(\varphi) = \begin{cases} \frac{4 \cdot Q_{болт}}{\pi \cdot R1 \cdot t} \cdot \cos(\varphi), & \text{для } \varphi \in \left[-\frac{\pi}{2}; \frac{\pi}{2} \right] \\ 0, & \text{для } \varphi \notin \left[-\frac{\pi}{2}; \frac{\pi}{2} \right] \end{cases}$$

где $Q_{болт}$ – сила, приложенная к болту; φ – угол, откладываемый в плоскости пластинки; $\varphi=0$ – направление действия силы, приложенной к болту.

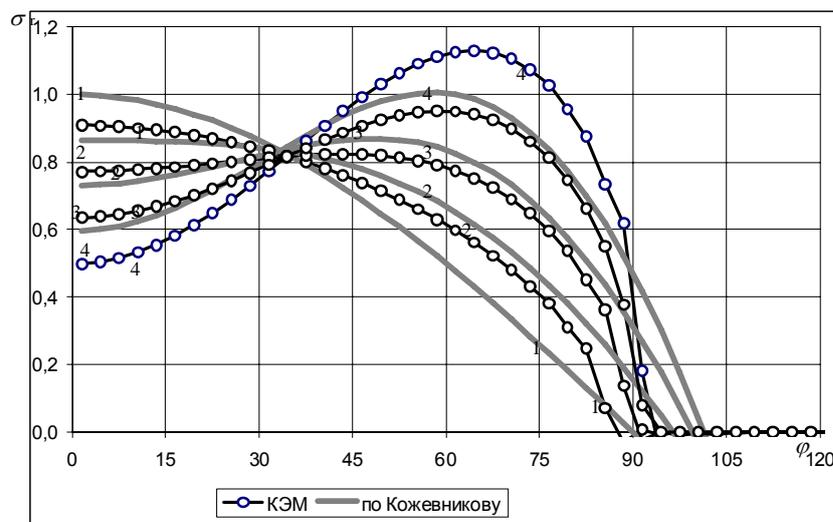


Рис. 6. Сравнение радиальных напряжений в контакте шайбы с пластинкой, полученных из соотношений [12] и из конечно-элементного расчета при закреплении пластинки с одной стороны:
1 – $P=0$; 2 – $P=2Q$; 3 – $P=4Q$; 4 – $P=6Q$;

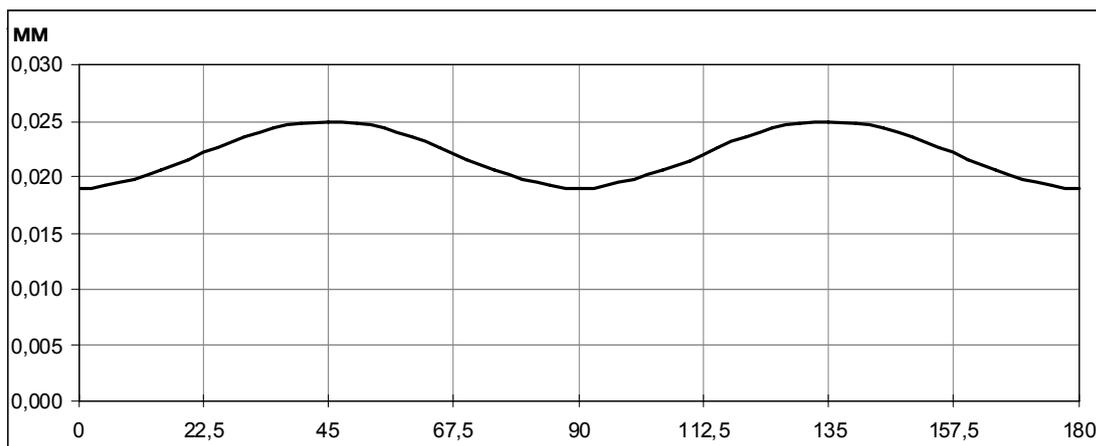


Рис. 7. Форма раздачи втулки при запрессовке

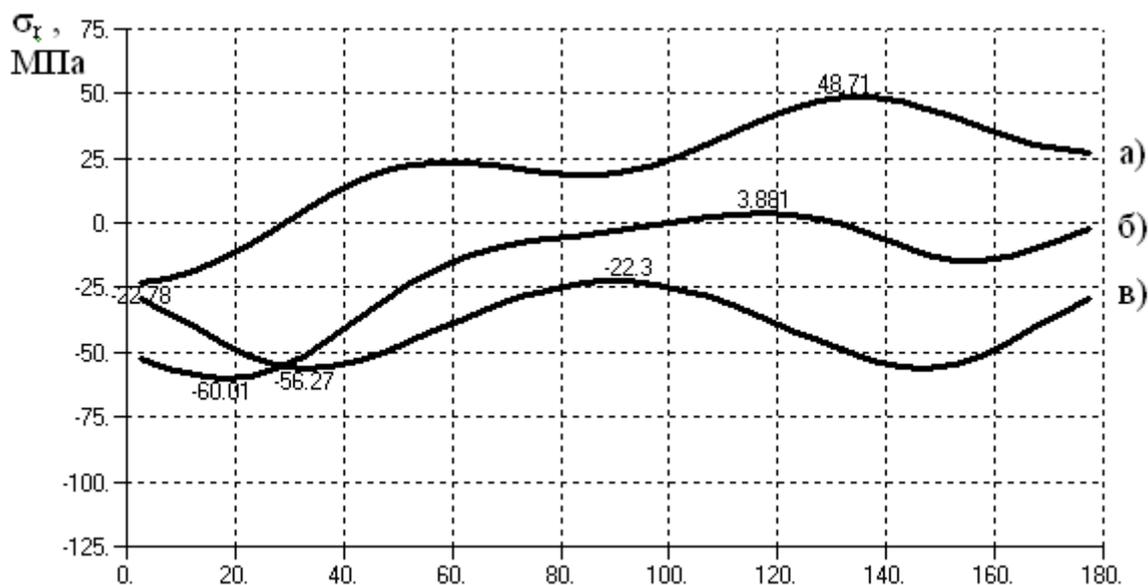


Рис. 8. Радиальные напряжения по контуру отверстия в пластинке при нагрузке от болта с силой 500Н и растяжении пластинки с напряжением 100 МПа: а – напряжения, обусловленные действием нагрузки; б – напряжения, обусловленные действием нагрузки и запрессовкой; в – напряжения от запрессовки

Проведенные исследования показали, что разработанный способ постановки втулки значительно снижает напряженное состояние по периметру отверстия с подкреплением (рис. 7) и увеличивает несущую способность силовой точки. Разработанная конечно-элементная модель и методика расчета показала хорошее согласование результатов с известными аналитическими решениями и позволяет с высокой точностью определять напряженное состояние по контуру силовой точки в анизотропных композиционных материалах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Проектирование, расчет и технология соединений авиационной техники / *О.С.Сироткин, В.И. Гришин*,
2. *В.Б. Литвинов*. - М.: Машиностроение, 2006.
3. *Савин Г.Н., Тульчий В.И.* Пластинки, подкрепленные составными кольцами и упругими накладками. Киев: Наукова думка, 1971.
4. *Лехницкий С.Г.* Теория упругости анизотропного тела. М.: Наука, 1977.
5. А.С. 1608992, СССР МКИ ВЧЗК 20/08 Способ плакирования отверстий в листовых заготовках / *Вашуков Ю.А., Барвинок В.А., Ломовской О.В., Богданович В.И.* – СССР – Заявка №4686506 от 3.05.89. Опубл. 23.11.90. Бюл. №43.
6. *Вашуков Ю.А., Пересыткин В.П., Пересыткин К.В., Никоноров Н.Н.* Конечно-элементное моделирование напряженного состояния при подкреплении отверстия в элементах конструкций из полимерных композиционных материалов // Известия Самарского

- научного центра РАН. 2005. Т.7. №2. С. 436-441.
7. *Воробей В.В., Сироткин О.С.* Соединение конструкций из композиционных материалов. Л.: Машиностроение, 1985.
 8. *Тарнопольский, Ю.М., Кинцис Т.Я.* Методы статических испытаний армированных пластиков. М., 1981.
 9. *Леонова И.Е. Семин М.И.* Экспериментальные исследования анизотропии прочности болтовых соединений слоистых композитов при варьировании геометрическими и конструктивными параметрами // Механика композитных материалов. 1990. №2. С. 268-278.
 10. *Зенкевич О.* Метод конечных элементов в технике. М.: Мир, 1975.
 11. MSC/NASTRAN for Windows Users Guide. Файл документации MSC/N4W.
 12. *Кожевников В.Ф.* Упругое взаимодействие растягиваемой полосы с подгруженным круглым включением// Прикладная механика. 1983. Т. 19. №2. С. 109-112.

RESEARCH OF THE INTENSE-DEFORMED CONDITION OF CONNECTION OF PRODUCTS FROM COMPOSITE MATERIALS

© 2009 Yu.A. Vasukov

Samara State Aerospace University

The paper presents a finite-element model and a procedure of calculations to determine stressed state along the outline of a mechanical sport welded joint with strengthening in a sheet component made of polymer composite materials.

Key words: finite-element model, stressed state, mechanical sport welded joint, polymer composite materials.