

УДК 539.319:678.027.94

А.В. ЧЕСНОКОВ

*Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля, Украина***АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ СТЕРЖНЯ В ПОДАЮЩЕМ УЗЛЕ УСТАНОВКИ АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ СБОРКИ АРМИРУЮЩИХ КАРКАСОВ**

Проведен анализ силового воздействия на стержень в процессе автоматической сборки армирующих каркасов для углерод-углеродного композиционного материала. Подробно рассмотрен контакт подающего ролика со стержнем, получены зависимости для определения напряжений в материале стержня от конструктивного исполнения устройства и усилия воздействия на стержень. Для создания больших усилий втапливания стержня в каркас предложена конструкция с увеличенной площадью контакта, что снизило сжимающие нагрузки на стержень. Определено поведение стержня в направляющей и получены ограничения по усилию втапливания в зависимости от параметров стержня.

Ключевые слова: *сборка стержневых армирующих каркасов, напряжения в стержне, устойчивость стержня, конструкция подающего устройства, автоматизированная сборка.*

Введение

Широкое применение для теплозащитных элементов летательных аппаратов нашли углерод-углеродные композиционные материалы (УУКМ) со стержневым армирующим каркасом (АК). Повышение производительности, снижение себестоимости сборки и улучшение условий труда сборщиков, является актуальной задачей, обоснованной в работе [1]. В настоящий момент проведенные комплексные исследования силовых параметров сборки и кинематической взаимосвязи узлов [2, 3], что позволяет узлы установки и их детали выполнить с рациональным коэффициентом запаса, определяющим надежность и долговечность их работы. АК собирают из предварительно изготовленных углепластиковых стержней (УС) которые при сборке испытывают механические нагрузки. Повышение прочности УС на этапе изготовления ведет к увеличению поверхностной плотности стержня и снижению его проницаемости при насыщении АК углеродом матрицы. Поэтому при проектировании установки автоматизированной сборки АК необходимо предусмотреть такую конструкцию и способ воздействия на стержень, чтобы не повредить его.

Стержень в каркас подается приводными обрешеченными роликами равного диаметра. Проскальзывание стержня при подаче не допустимо, так как ведет к недостаточной глубине проникновения стержня в каркас, что является браком. Компенсация проскальзывания возможна введением обратной связи в виде устройства контроля длины поданного стержня и подачи дополнительных импульсов на приводные ролики. Такое решение приводит к удо-

рожанию конструкции и при проскальзывании повреждаются поверхностные волокна стержня, поэтому такой вариант не приемлем. Чрезмерное обжатие стержня контактирующими поверхностями роликов ведет к повреждению стержня и снижению его несущей способности.

Выходя из приводных роликов стержень, попадает в отверстие направляющей, в которой стержень перемещается максимально близко к АК, по мере продвижения стержня в глубь каркаса увеличивается сопротивление его движению, то есть нагрузка линейно возрастает [3] и достигает максимума при подаче стержня на максимальную глубину.

В результате наибольшие сжимающие воздействия стержень воспринимает при контакте с резиновыми роликами, а в направляющей стержень испытывает продольное сжатие.

Целью работы является определение взаимосвязи между конструктивным исполнением подающего узла и нагрузками на стержень, из условия не повреждения стержня определение параметров узла.

Воздействие роликов на УС

Произведем анализ напряженного состояния (НС) стержня при подаче его резиновыми роликами, что позволит определить параметры узла и его конструктивное исполнение. Расчетная схема воздействия роликов на стержень представлена на рис. 1.

Межцентровое расстояние между подающими роликами определим согласно рис. 1:

$$O_1O_2 = D + d - 2\delta. \quad (1)$$

После приложения сжимающих сил к стержню, что необходимо для преодоления силы сопротивле-

ния проникновению стержня в глубь каркаса N , контактная поверхность представляет собой некоторую площадку, которая в плане имеет эллиптический контур с полуосями:

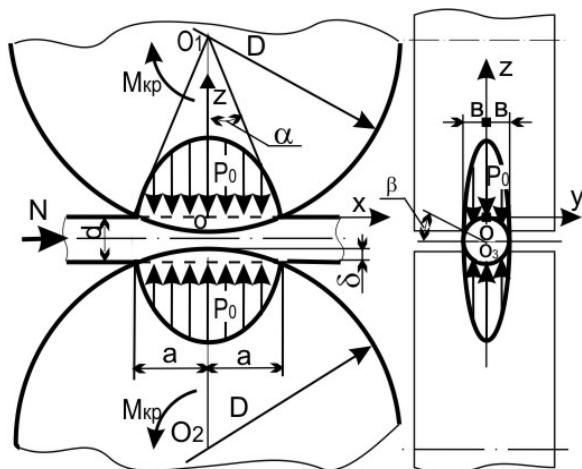


Рис. 1. Воздействие роликов на стержень

$$a = \left(\frac{D}{2} - \delta \right) \operatorname{tg} \alpha; \quad v = \frac{d}{2} \cos \beta. \quad (2)$$

Для анализа НС приняты следующие допущения: величина радиального сближения стержня и ролика происходит за счет только деформации ролика, так как модуль упругости стержня намного больше ($E_{СТ} \gg E_P$); давление p в произвольной точке эллипса контакта с координатами X_1 ; Y_1 пропорционально Z_1 , и может быть выражено следующим образом:

$$p = p_0 \frac{Z_1}{c} = p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{X_1}{a} \right)^2 - \left(\frac{Y_1}{b} \right)^2}, \quad (3)$$

где p_0 – давление в центре эллипса.

Отсюда следует, что распределение давления p на площади эллипса в плане $F = \pi ab$ вполне определяется двумя полуосями - a , b и не зависит от третьей полуоси c , определяющей только форму эллипсоида давления. Нагрузка P связана с величиной максимального давления p_0 соотношением

$$P = \int_F p dF = \frac{p_0}{c} \int_F Z dF, \quad (4)$$

тогда
$$p_0 = \frac{3P}{2\pi ab}. \quad (5)$$

Рассмотрим НС стержня в месте контакта. Для чего, эллипсоид давления, располагающийся на цилиндрической контактной поверхности стержня и ролика, приведем к плоскости XY без изменения действующих значений давления в каждой точке и перейдем от декартовых координат к полярным:

$$x = r \sin \phi; \quad y = r \cos \phi.$$

Тогда уравнение (3) принимает вид:

$$p = p_0 \sqrt{1 - r^2 A^2}, \quad (6)$$

где
$$A^2 = \frac{\sin^2 \phi}{a^2} + \frac{\cos^2 \phi}{b^2}.$$

Сила давления, действующая на элементарной площадке $r dr d\phi$, определится как

$$\partial p = p_0 \sqrt{1 - r^2 A^2} r dr d\phi. \quad (7)$$

Наиболее важным является рассмотрение НС в точках соприкасающихся тел, лежащих по оси $O_1 O_2$, где эллипсоид давления имеет экстремальное значение и в этих точках появляются максимальные нормальные и касательные напряжения при подаче стержня. Напряжения, возникающие в некоторой точке A , лежащей на центральной оси эллипсоида давлений, под действием силы P , приложенной в произвольной точке площади контакта, выражаются следующими формулами [4]:

$$\begin{aligned} \text{аксиальное} \quad \sigma'_z &= -\frac{3z^3}{2\pi\rho^5}; \\ \text{радиальное} \quad \sigma'_r &= \frac{1}{2\pi} \left[\frac{1-2\mu}{\rho(\rho+z)} - \frac{3zr^2}{\rho^5} \right]; \\ \text{окружное} \quad \sigma'_t &= \frac{1-2\mu}{2\pi} \left[\frac{z}{\rho^3} - \frac{1}{\rho(\rho+z)} \right]; \\ \text{касательные} \quad \tau'_{rz} &= \tau'_{zr} = -\frac{3rz^2}{2\pi\rho^5}; \\ \tau'_{tz} &= \tau'_{zt} = 0; \tau'_{tr} = \tau'_{rt} = 0, \end{aligned} \quad (8)$$

где $\rho = \sqrt{r^2 + z^2} = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2}$; μ – коэффициент Пуассона деформируемого тела – резины.

Перейдем от напряжений в радиальном и окружном сечениях к напряжениям на площадках, параллельных координатным плоскостям. Для этого используем формулы преобразования компонентов НС при изменении координатных осей [5]. Тогда для напряжений в плоскостях, параллельных координатным и проходящим через рассматриваемую точку расположенную на оси z .

Нормальные напряжения:

$$\begin{aligned} \sigma_x^* &= \sigma'_r \sin^2 \phi + \sigma'_t \cos^2 \phi; \\ \sigma_y^* &= \sigma'_r \cos^2 \phi + \sigma'_t \sin^2 \phi; \\ \sigma_z^* &= \sigma'_z. \end{aligned} \quad (9)$$

Касательные напряжения:

$$\begin{aligned} \tau_{xy}^* &= \tau_{yx}^* = \frac{1}{2} (\sigma'_z - \sigma'_t) \sin 2\phi; \\ \tau_{yz}^* &= \tau_{zy}^* = \tau'_{rz} \cos \phi; \\ \tau_{zx}^* &= \tau_{xz}^* = \tau'_{rz} \sin \phi. \end{aligned} \quad (10)$$

Выразим напряжения, обусловленные не сосредоточенной силой P , а всей совокупностью элементарных сил, распределенных по площадке контакта по закону полуэллипсоида, исходя из (9), (6) интегрирование выполним по четверти эллипса:

$$\sigma_z = 4 \int_0^{\pi/2} \int_0^{r_0} \sigma'_z P_0 \sqrt{1-r^2 A^2} r dr d\phi, \quad (11)$$

подставляя в полученное выражение (11) значение σ'_z из (8), получим:

$$\sigma_z = -\frac{6}{\pi} P_0 z^3 \int_0^{\pi/2} d\phi \int_0^{r_0} \frac{\sqrt{1-r^2 A^2}}{\sqrt{(r^2+z^2)^5}} r dr, \quad (12)$$

после вычисления интегралов и ряда преобразований выражение (12) принимает вид:

$$\sigma_z = -P_0 \frac{ab}{\sqrt{a^2+z^2} \sqrt{b^2+z^2}}. \quad (13)$$

Выражение для напряжений σ_x – нормальных напряжений на площадке, перпендикулярной к большей оси эллипса (оси x), можно представить в следующем виде [6]:

$$\sigma_x = -P_0 \frac{ab}{a^2+b^2} \times \left\{ \begin{aligned} &1 - \sqrt{\frac{b^2+z^2}{a^2+z^2}} + 2 \frac{z}{a} (L-K) - \\ &-2\mu \left[1 - \frac{a^2}{b^2} \sqrt{\frac{b^2+z^2}{a^2+z^2}} + \frac{z}{a} \left(\frac{a^2}{b^2} L-K \right) \right] \end{aligned} \right\}, \quad (14)$$

эллиптические интегралы первого рода $K(e; \psi)$ и второго рода $L(e; \psi)$ определяются:

$$\begin{aligned} K(e; \psi) &= \int_0^{\psi} \frac{d\phi}{\sqrt{1-e^2 \sin^2 \phi}}; \\ L(e; \psi) &= \int_0^{\psi} \sqrt{1-e^2 \sin^2 \phi} d\phi, \end{aligned} \quad (15)$$

где $\psi = \arctg \frac{z}{a}$; $e^2 = 1 - \left(\frac{b}{a}\right)^2$ – квадрат эксцентриситета контурного эллипса площадки контакта.

Аналогично σ_x вычисляются напряжения σ_y – нормальные напряжения на площадке перпендикулярной к малой оси эллипса (оси y) [6]:

$$\sigma_y = -P_0 \frac{ab}{a^2+b^2} \times \left\{ \begin{aligned} &-1 + \frac{a^2 b^2 + z^2 (2a^2 - b^2)}{b^2 \sqrt{a^2+z^2} \sqrt{b^2+z^2}} - 2 \frac{z}{a} \left(\frac{a^2}{b^2} L-K \right) + \\ &+ 2\mu \left[1 - \sqrt{\frac{b^2+z^2}{a^2+z^2}} + \frac{z}{a} (L-K) \right] \end{aligned} \right\}. \quad (16)$$

Касательные напряжения $\tau_{xy} = \tau_{yx}$; $\tau_{yz} = \tau_{zy}$; $\tau_{zx} = \tau_{xz}$, согласно формулам (10) и (7) и принципу сложения действия сил имеет вид:

$$\tau_{xy} = \int_0^{2\pi} \int_0^{r_0} \frac{1}{2} (\sigma'_r - \sigma'_t) \sin 2\phi \cdot P_0 \sqrt{1-r^2 A^2} r dr d\phi; \quad (17)$$

$$\tau_{yz} = \int_0^{2\pi} \int_0^{r_0} \tau'_{rz} \cos \phi \cdot P_0 \sqrt{1-r^2 A^2} r dr d\phi; \quad (18)$$

$$\tau_{zx} = \int_0^{2\pi} \int_0^{r_0} \tau'_{rz} \sin \phi \cdot P_0 \sqrt{1-r^2 A^2} r dr d\phi, \quad (19)$$

однако при подстановке $\sigma'_z, \sigma'_t, \tau'_{rz}$ их выражений в (8) получаем $\tau_{xy} = \tau_{yx}$; $\tau_{yz} = \tau_{zy}$; $\tau_{xz} = \tau_{zx} = 0$.

Таким образом, для любой точки, лежащей на продолжении центральной оси эллипсоида давлений на расстоянии z от площадки контакта, все касательные напряжения на площадках, параллельных координатным осям x, y, z обращаются в нуль и, следовательно, напряжения $\sigma_x; \sigma_y; \sigma_z$ являются главными.

Полагая $z = 0$ в формулах (13), (14), (16) получим выражения для максимальных напряжений - в центре эллиптической площадки контакта (точка O):

$$\begin{aligned} \sigma_x &= -P_0 \frac{2\mu + b/a}{1 + b/a}; \\ \sigma_y &= -P_0 \frac{1 + 2\mu b/a}{1 + b/a}; \\ \sigma_z &= -P_0. \end{aligned} \quad (20)$$

Выражения (20) определяют НС наиболее опасной точки (точка O) стержня в статическом положении, т.е. без его перемещения. При подаче стержня, считая, что сопротивление проникновению преодолевается силой трения между резиновыми роликами и стержнем, $N \leq Pf$, где f – коэффициент трения между материалами стержня и ролика. Возникающие при этом касательные напряжения пропорциональны нормальным напряжениям на площадках. В наиболее опасной точке стержня возникают следующие напряжения:

$$\begin{aligned} \sigma_x &= -P_0 \frac{2\mu + b/a}{1 + b/a} + \frac{4pf}{\pi d^2}; \\ \sigma_y &= -P_0 \frac{1 + 2\mu b/a}{1 + b/a}; \quad \sigma_z = -P_0; \end{aligned} \quad (21)$$

$$\tau_{xz} = \tau_{zx} = P_0 f; \quad \tau_{xy} = \tau_{yx} = 0; \quad \tau_{zy} = \tau_{yz} = 0.$$

Экспериментально определив максимальное значение силы подачи [3], предел упругости материала стержня при поперечном сжатии, коэффициент трения материала стержня и ролика, из полученного анализа НС определяется минимально допустимый диаметр резиновых роликов.

При подаче стержень может обжиматься резиновыми роликами до их соприкосновения, дальнейшее сжатие не эффективно. Если создаваемое при этом усилие недостаточно, необходимо устанавливать дополнительную пару роликов с кинематической связью.

Допускаемая относительная поперечная деформация УС в наиболее нагруженной точке, по закону Гука без учета τ и пренебрегая составляющей в направлении армирования, имеет вид

$$[\varepsilon_Z] = \frac{1}{E_Z} (\sigma_Z - \mu_2 \sigma_y). \quad (22)$$

Анализируя выражения σ_z и σ_y , полученные при анализе НС УС при подаче (22), после подстановки коэффициента Пуассона резины $\mu \approx 0,5$ получаем $\sigma_z \approx \sigma_y = p_0$, тогда уравнение (22) примет вид:

$$|\varepsilon_Z| = \frac{p_0}{E_Z} (1 - \mu_{CT}). \quad (23)$$

Из выражения (5), после подстановки $v=d/2$, а усилие на стержень вдоль оси z равно p выразим через усилие N и коэффициент трения, получим:

$$p_0 = \frac{3N}{\pi f a d}. \quad (24)$$

Исходя из допускаемой относительной деформации УС, выразив $[\varepsilon_Z] E_Z = [\sigma_Z]$, получим выражение для определения диаметра ролика:

$$D \geq \frac{18N^2 (1 - \mu_{CT})^2}{\pi^2 f^2 d^3 [\sigma_Z]^2} + \frac{d}{2}. \quad (25)$$

Для снижения габаритов подающего устройства и снижения давления на стержень, рационально надеть на подающие ролики резиновую ленту для увеличения площади контакта тянущих элементов с поверхностью стержня.

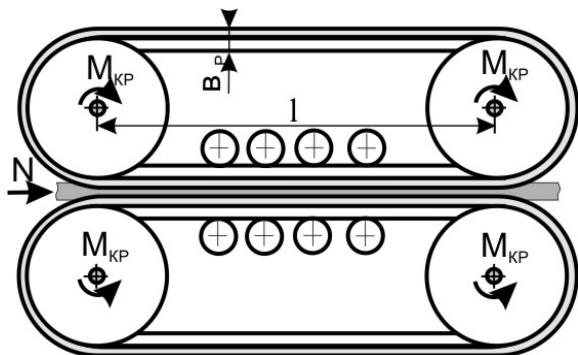


Рис. 2. Устройство подачи УС

Длина контактной зоны (l) по сравнению с предыдущей конструкцией увеличена в несколько раз и с учетом равномерности распределения давления на стержень по длине контакта может быть определена по формуле

$$l = \frac{2[\sigma_Z] \cdot f d N}{3(1 - \mu_{CT})}. \quad (26)$$

Такая конструкция обеспечивает высокие значения усилия подачи при малых поперечных напряжениях на УС, что исключает их повреждение. Дополнительными преимуществами такой конструкции являются снижение износа тянущей ленты и, увеличение межремонтного периода.

Толщина тянущей ленты (v_p) с учетом характеристик используемой резины E_p , может быть определена из неравенства:

$$v_p \geq \frac{E_p d}{2[\sigma_Z]}. \quad (27)$$

Устойчивость УС в направляющей

Решим задачу устойчивости УС при подаче его в АК для предложенного конструктивного исполнения подающего устройства. Стержень роликовым механизмом подается по трубчатой направляющей с внутренним диаметром 2Δ и длиной L , в просвет между рядами вертикальных стержней АК, испытывая при этом возрастающее по мере продвижения осевое сопротивление N (рис. 3).

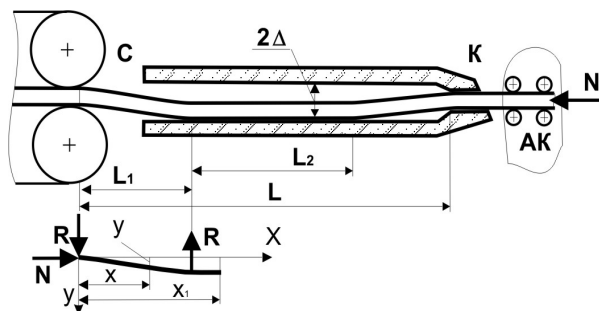


Рис. 3. Расчетная схема нагружения стержня

Данная конструкция подающего устройства исключает поворот сечения стержня в направляющих, так как с одной стороны ленточное подающее устройство жестко фиксирует сечение от поворота, а с другой стороны установлена фильера, длина которой больше двух диаметров стержня. При увеличении продольного усилия, стержень теряет устойчивость и своей средней частью касается стенки трубчатой направляющей. Принимая, что при $N = N_{KP}$ существует участок L_2 плотного прилегания к направляющей, запишем уравнение упругой линии стержня на участке $0 \leq X \leq L_1$:

$$EJ_Z y'' + Ny = Rx; \quad y = Q \sin kx + B \cos kx + \frac{R}{N} x;$$

$$\text{где } k^2 = \frac{4N}{EJ_Z}.$$

Из граничных условий имеем:
 $x = 0 \Rightarrow y = 0$, $x = L_1 \Rightarrow y = \Delta$,
 $x = L_1 \Rightarrow y' = 0$, откуда $B=0$,

$$\begin{cases} Q \sin kL_1 + RL_1 / N = \Delta; \\ Qk \cos kL_1 + R / N = 0. \end{cases} \quad (28)$$

На участке L_2 стержень остается прямым, следовательно, $M_{изг} = 0$.

Поэтому

$$4N \cdot \Delta - Rx_1 + R(x_1 - L_1) = 0; \Rightarrow R = N \frac{4\Delta}{L_1}.$$

Подставляя R в уравнения (28) находим:

$$Q = \frac{\Delta}{\pi}; \quad L_1 = \frac{\pi}{k}; \quad N = \frac{4\pi^2 EJ_Z}{L_1^2}. \quad (29)$$

Уравнение упругой линии принимает вид:

$$y = \frac{\Delta}{\pi} (\sin kx + kx). \quad (30)$$

Из уравнения (29) следует, что при $L_1 = \frac{L}{2} \Rightarrow N = \frac{16\pi^2 EJ}{L^2}$, т.е. при значениях нагрузки $\frac{4\pi^2 EJ}{L^2} \leq N \leq \frac{16\pi^2 EJ}{L^2}$ стержень соприкасается со стенкой направляющей только в одной точке, а при $N > \frac{16\pi^2 EJ}{L^2}$ происходит прилегание по участку L_2 .

С возрастанием силы N участок L_2 увеличивается и при некотором значении силы стержень на участке L_2 потеряет устойчивость. Для среднего прилегающего участка величина критической силы определяется следующим образом:

$$N_{кр} = \frac{16\pi^2 EJ}{L_2^2}, \quad (31)$$

где

$$L_2 = L - 2L_1. \quad (32)$$

Однако с другой стороны, происходит прилегание по участку L_2 :

$$N > \frac{4\pi^2 EJ}{L^2}. \quad (33)$$

С возрастанием силы N участок L_2 увеличивается и при некотором значении силы стержень на участке L_2 потеряет устойчивость.

Приравняв (31), (33) и с учетом (32), получим $L_1 = \frac{L}{4}$, тогда значение силы N , при котором стержень скачком изменит свое положение будет:

$N = \frac{64\pi^2 EJ}{L^2}$, соответственно при этом изменится $L_1 = L/6$, и стержень перейдет на трехточечное

соприкосновении со стенками направляющей. Исходя из реальных условий процесса сборки АК, в дальнейшем анализе деформаций стержня нет необходимости.

Рассмотрим напряжения, возникающие в сжато-изогнутом стержне. При любых значениях нагрузки N изогнутые участки стержня от точки перегиба до соседней точки прилегания к стенке направляющей имеют длину L_1 и описываются уравнением (30), которое составлено для крайнего левого участка. Из уравнения (30) получаем дифференциальное уравнение изогнутой оси стержня, которое после под-

становки $k^2 = \frac{N}{EJ_Z}$ и $N = \frac{4\pi^2 EJ_Z}{L_1^2}$ принимает вид:

$$EJ_Z y'' = -EJ_Z \frac{4\pi\Delta}{L_1^2} \sin kx. \quad (34)$$

Максимальный изгибающий момент, при $\sin kx = 1$, равен:

$$M_{max} = EJ_Z \frac{4\pi\Delta}{L_1^2}. \quad (35)$$

Наибольшее напряжение определится как

$$\begin{aligned} \sigma_{max} &= \frac{N}{F} + \frac{4EJ_Z \pi \Delta}{L_1^2 W_Z} \quad \text{или} \\ \sigma_{max} &= \frac{4N}{\pi d^2} + \Delta \frac{4\pi Ed}{2 L_1^2}, \end{aligned} \quad (36)$$

где W_Z – момент сопротивления сечения УС.

Как показано в работе [7], при степенях наполнения стержня арматурой $\Theta_{СТ} \geq 20\%$ и сдвиговом характере разрушения, в композиционном материале имеет место несимметричное микровыпучивание волокон, при котором разрушающее напряжение может быть определено из выражения:

$$\sigma_x = G_{xy} + \pi^2 \lambda_B \Theta_{СТ} E \left(\frac{d_B}{2L} \right)^2, \quad (37)$$

где G_{xy} – модуль сдвига стержня; d_B – диаметр волокон; λ_B – гибкость волокон.

При длине стержня значительно больше диаметра волокна $L \gg d_B$ это выражение приводится к виду

$$\sigma_x = G_{xy}. \quad (38)$$

Отсюда следует, что условие прочности сжатых в осевом направлении УС имеет вид

$$\sigma_{max} = \frac{4N}{\pi d^2} + \frac{E\pi d \Delta}{2L_1^2} \leq G_{xy}. \quad (39)$$

Модуль сдвига G_{xy} определяется свойствами связующего, прочностью его адгезионной связи с волокном, а также пористостью материала [7].

Соотношение сил, сопротивления осевой подаче стержня N и критической $N_{кр}$, определенной на длине от каркаса до крайнего дальнего положения

захвата стержня L , должно быть $\frac{N}{N_{кр}} \leq 4$. Так как

величина N изменяется в зависимости от глубины вталкивания стержня, использовать в расчетах необходимо максимально достигаемое при сборке АК ее значение [3].

Выводы

Получена взаимосвязь между конструктивным исполнением подающих роликов и НДС стержня, для снижения сжимающих нагрузок на стержень предложена конструкция подающего устройства с увеличенной площадью контакта, что позволило снизить габариты узла и повысить надежность его работы. Определение параметров и конструкции направляющей должно вестись с учетом полученных ограничений по устойчивости и прочности стержня.

Литература

1. Чесноков А.В. Повышение производительности сборки армирующих каркасов для углерод-угле-

родного композиционного материала / А.В. Чесноков, В.В. Чесноков // Вісник Східноукраїнського нац. ун-ту ім. В.Даля. – №7 (113), Ч.1. – Луганськ, 2007. – С. 169-174.

2. Чесноков А.В. К вопросу автоматизации сборки стержневых армирующих каркасов / А.В. Чесноков // Вісник Східноукраїнського нац. ун-ту ім. В. Даля. – № 6 (124) Ч. 2. – Луганськ, 2008. – С. 126-130.

3. Чесноков А.В. Силовой анализ укладки слоев горизонтальных стержней при сборке армирующих каркасов / А.В. Чесноков // Проектування та виробництва конструкцій літальних апаратів: збірн. наук. прац. – Х., 2008. – Вип. 2 (53). – С. 80-85.

4. Расчеты на прочность в машиностроении / С.Д. Пономарев, В.Л. Бидерман, К.К. Лихарев и др. – Т. 2. – М.: Машиз, 1958. – 975 с.

5. Безухов Н.И. Основы теории упругости, пластичности и ползучести / Н.И. Безухов – М.: Высш. шк., 1988. – 522 с.

6. Макушин В.М. Напряженное состояние и прочность деталей в местах контакта / В.М. Макушин. – М.: МВТУ им Н. Баумана, 1947. – 510 с.

7. Грецул Л.Б. О видах разрушения однонаправленных композитов при сжатии / Л.Б. Грецул // Прочность и разрушение композиционных материалов. – Рига, 1983. – С. 304-312.

Поступила в редакцию 14.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. каф. И.В. Малкова, Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля, Луганск

АНАЛІЗ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ СТЕРЖНЯ В ПОДАЮЧОМУ ВУЗЛІ УСТАНОВКИ АВТОМАТИЗОВАНОГО СКЛАДАННЯ АРМУЮЧИХ КАРКАСІВ

О.В. Чесноков

Проведений аналіз силової дії на стержень в процесі автоматичного складання армуючих каркасів для вуглец-вуглецевого композиційного матеріалу. Детально розглянутий контакт подаючого ролика із стержнем, одержані залежності для визначення напруг в матеріалі стержня від конструктивного виконання пристрою і зусилля дії на стержень. Для створення великих зусиль втовхування стержня в каркас запропонована конструкція із збільшеною площею контакту, що понизило стискаючі навантаження на стержень. Визначено поведінку стержня в направляючій і одержані обмеження по зусиллю втовхування залежно від параметрів стержня.

Ключові слова: збірка стержньових армуючих каркасів, напруги в стержні, стійкість стержня, конструкція подаючого пристрою, автоматизоване складання.

ANALYSIS OF THE TENSE STATE OF BAR IN GIVING KNOT OF SETTING OF THE AUTOMATED ASSEMBLING OF REINFORCING FRAMEWORKS

A.V. Chesnokov

The analysis of power influence on a bar in the process of the automatic assembling of reinforcing frameworks for carbon-carbon composition material is conducted. The contact of giving roller with a bar is considered in detail, the devices and efforts of influence on a bar are got to dependence for determination of tensions in material of bar from structural execution. For creation of large efforts of pushing of bar construction with the megascopic area of contact is offered in framework, that reduced the squeezing loadings on a bar. The conduct of bar is certain in sending and limitations on effort of pushing depending on the parameters of bar are got.

Key words: assembling of bar reinforcing frameworks, tension in a bar, stability of bar, construction of giving device, automated assembling.

Чесноков Алексей Викторович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры технологии машиностроения Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля, Луганск, Украина, e-mail: chesnokov@snu.edu.ua.