

УДК 624.011

КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫЙ АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ДРЕВЕСИНЫ В ЗОНЕ КОНТАКТА С ВИНТОМ, УСТАНОВЛЕННЫМ ПОД УГЛОМ К ВОЛОКНАМ И ВОСПРИНИМАЮЩИМ ОСЕВОЕ УСИЛИЕ РАСТЯЖЕНИЯ

А. Я. Найчук¹, Е. В. Маркечко²

¹Д. т. н., доцент, профессор кафедры строительных конструкций УО «Брестский государственный технический университет», Брест, Беларусь, e-mail: atnya@yandex.ru

²Магистр технических наук, старший преподаватель кафедры строительных конструкций УО «Брестский государственный технический университет», Брест, Беларусь, e-mail: bk-2112@mail.ru

Реферат

В статье были установлены закономерности изменения напряженного состояния элемента из древесины в соединении с винтом, воспринимающего осевое усилие растяжения, в зависимости от величины его диаметра d , угла наклона волокон α по отношению к продольной оси винта и длины анкеровки l_{ef} .

Ключевые слова: древесина, винт, установленный под углом к волокнам, длина анкеровки, нормальные напряжения, максимальные касательные напряжения.

FINITE ELEMENT ANALYSIS OF STRESS STATE OF TIMBER IN THE CONTACT AREA WITH INCLINED SCREWS SUBJECTED TO AXIAL TENSION

E. V. Markechko, A. Ya. Naichuk

Abstract

Stress state of timber element of timber joints with screw subjected to axial tension is described in this paper. The relationship between the wood stress values and screw diameter d , angle α between screw axis and grain direction, screw anchorage length l_{ef} is presented and analysed.

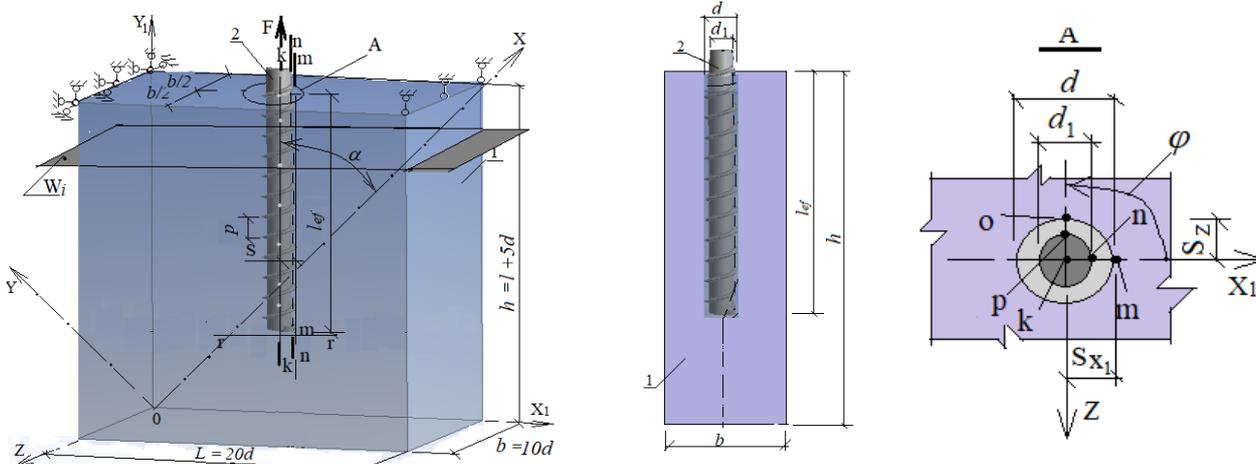
Keywords: timber, inclined screw, screw anchorage length, normal stresses, maximum shear stresses.

Введение

В последнее десятилетие для соединений элементов деревянных конструкций и их усиления все чаще используют стальные винты или шпильки с большим шагом резьбы. Первые, как правило, используют в качестве механических связей в соединениях элементов [1], вторые – в качестве локального армирования деревянных элементов в зонах концентрации напряжений, для восприятия растягивающих поперек волокон напряжений или усиления опорных площадок элементов конструкций [2–4].

Задачей данных исследований являлось выявление закономерностей изменения напряженного состояния древесины в зоне контакта с винтом, воспринимающим действие осевого усилия растяжения, в зависимости от диаметра винта d , угла наклона α продольной оси винта к направлению волокон и его длины анкеровки l_{ef} .

При определении напряженного состояния древесины в зоне контакта с винтом использовался метод конечных элементов в среде «ANSYS Workbench».



1 – элемент из древесины; 2 – стальной винт; W_i – секущая плоскость

Рисунок 1 – Расчетная схема модели соединения винта с древесиной

Методика численных исследований напряженного состояния древесины в зоне контакта с винтом

Моделирование соединения винта с древесиной осуществлялось в соответствии с методикой, приведенной в работе [5]. При определении напряженного состояния геометрические параметры элемента из древесины $b \times h \times L$ (рисунок 1) принимались в зависимости от величины диаметра d винта и длины его анкеровки l_{ef} . Во всех расчетных схемах ширина b элемента 1 составляла $10d$.

Варьируемыми параметрами в расчетных моделях являлись:

- наружный диаметр резьбы винта $d = 11$ мм, 14 мм, 16 мм и 20 мм;
- длина анкеровки винта в массиве древесины $l_{ef} = 6d, 10d, 15d$ и $20d$;
- угол наклона продольной оси винта к направлению волокон древесины $\alpha = 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ и 90° .

Значение усилия F , прикладываемого к винту, определялось по формуле (1) в предположении равномерного распределения напряжений сдвига τ по поверхности контакта нарезной части винта с древесиной.

$$F = f_{v,yz} \cdot \pi \cdot d \cdot l_{ef}, \quad (1)$$

где $f_{v,yz} = 2$ МПа – прочность древесины при скалывании в тангенциальной плоскости поперек волокон [6];

d – наружный диаметр резьбы винта;

l_{ef} – длина анкеровки винта.

Для оценки напряженного состояния древесины в зоне контакта с винтом выполняли анализ распределения напряжений на участках длиной l_{ef} в локальной системе координат XYZ в точках, лежащих на линиях, параллельных глобальной оси Y_1 , которые принадлежат плоскостям X_1OY_1 и Y_1OZ соответственно (рисунок 1). Напряжения рассматривались как в древесине по линиям «m-m», «n-n», «p-p» и «o-o», так и вдоль продольной оси винта (линия «k-k»). Расстояние S от продольной оси винта до рассматриваемых линий в направлении осей X_1 и Z принимались равными $S_{X_1} = S_Z = d_1$ и d (рисунок 1). Такой выбор линий и их расположение позволили оценить напряженное состояние в древесине, находящейся между витками резьбы и по внешнему диаметру винта. При выполнении анализа напряженного состояния древесины особое внимание уделялось такому виду, при котором прочность древесины характеризуется наименьшим значением.

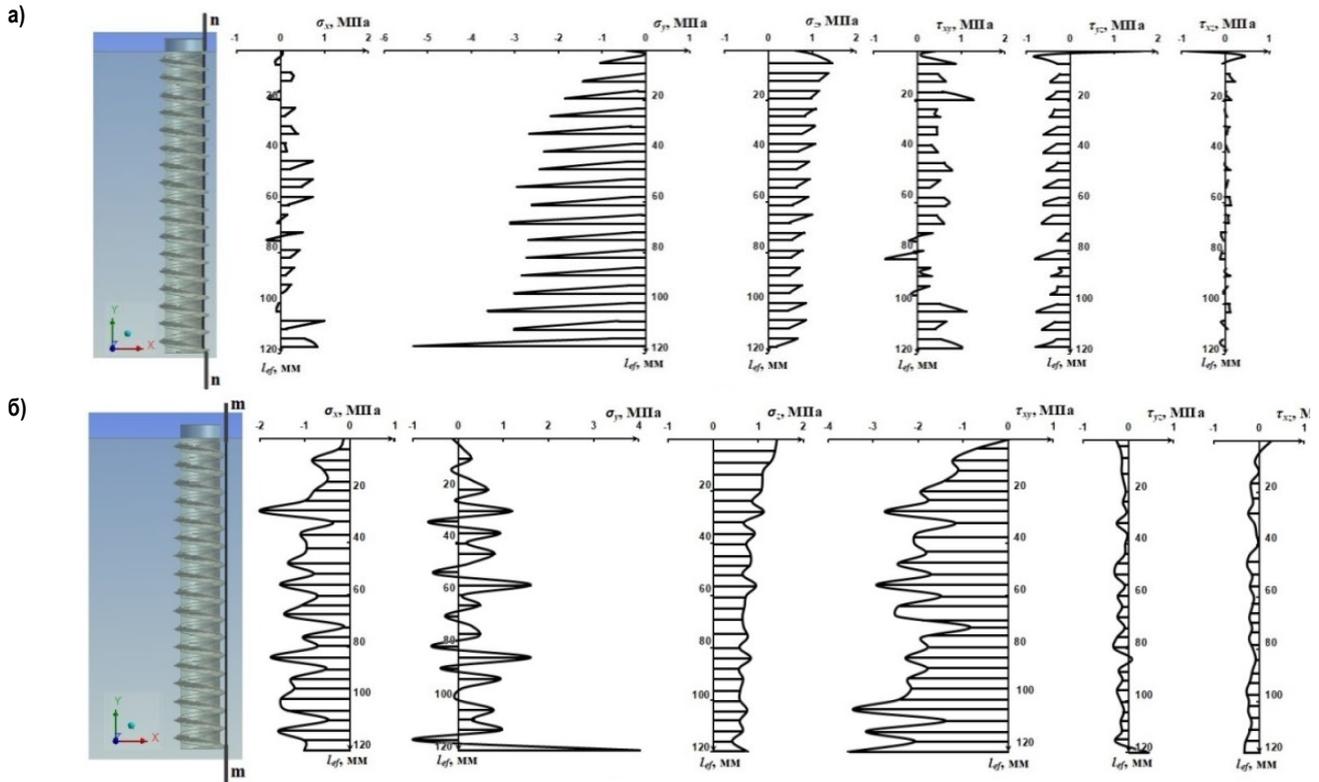
Результаты исследований

В результате выполненных расчетов для соединений с углом $\alpha = 90^\circ$ было установлено, что в древесине, расположенной в зоне анкеровки винта, имеет место концентрация всех компонент напряжений $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}$ и τ_{zx} (некоторые эпюры напряжений в древесине приведены на рисунках 2–3), т. е. древесина работает в условиях сложного неоднородного напряженного состояния. Наличие концентрации напряжений обусловлено локальной передачей усилия F от винта древесине по контактирующим поверхностям на участке l_{ef} .

Следует отметить, что для рассмотренных параметров КЭ-моделей независимо от величины угла α напряженное состояние, возникающее в древесине, расположенной между витками резьбы, существенно отличается от напряженного состояния древесины, расположенной за пределами наружного диаметра d винта (рисунки 2–5).

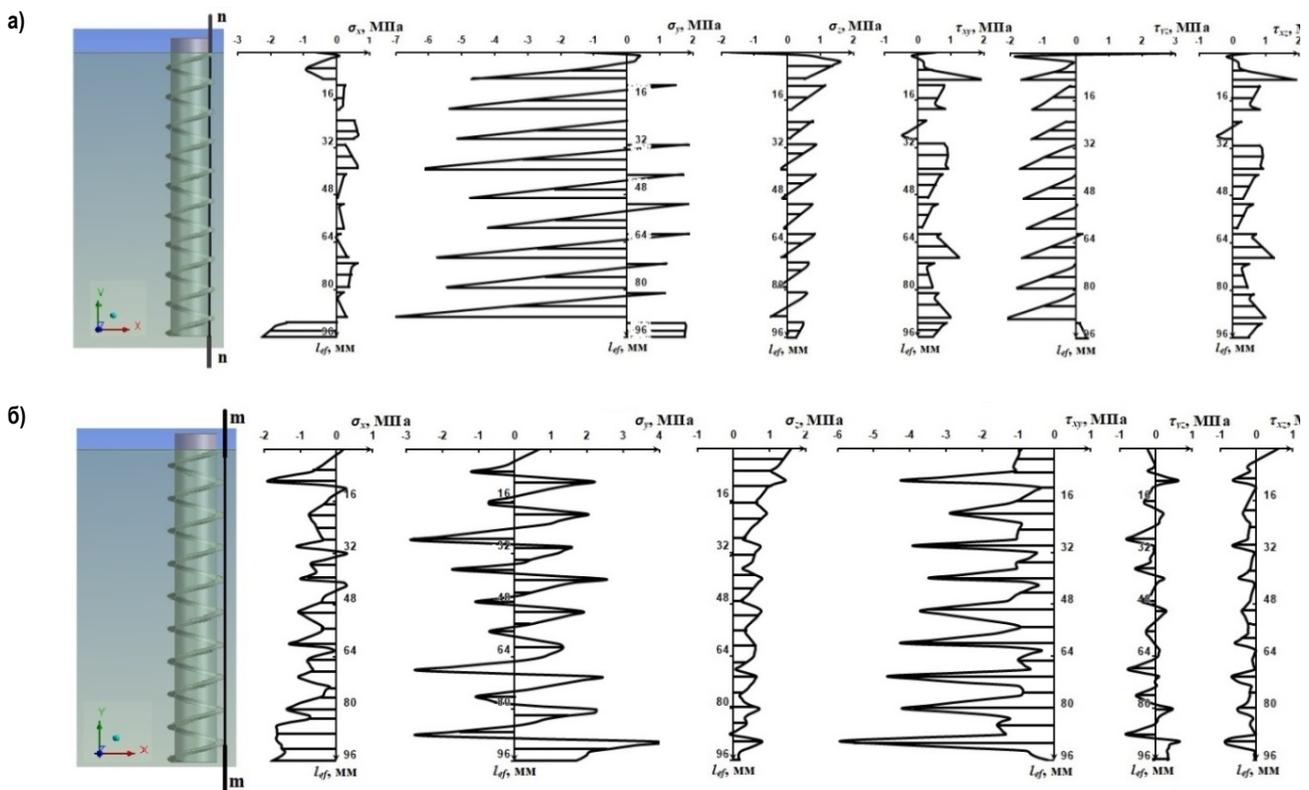
Древесина, находящаяся между витками резьбы, испытывает сжатие поперек волокон, изгиб и скалывание в двух плоскостях (вдоль и поперек волокон), а также срез (перерезывание) поперек волокон (рисунок 2–3). Следует отметить, что прочность древесины срезу (перерезыванию) волокон в 4–5 раз выше прочности скалывания вдоль волокон, т. е. составляет около 30 МПа [7]. Учитывая данное обстоятельство, наиболее опасными, с точки зрения истощения несущей способности соединения, являются напряжения скалывания, действующие поперек и вдоль волокон, а также нормальные напряжения, вызывающие растяжение поперек волокон. Наличие изгиба и скалывания древесины, находящейся между витками резьбы (рисунок 2а, 3а) происходит в двух плоскостях и объясняется тем, что контактирующая поверхность витков наклонена под углом $\beta = (\alpha - \gamma)$ к волокнам древесины (γ – угол подъема резьбы), т. е. угол сжатия древесины уменьшается. Известно, что значение угла γ зависит от диаметра винта d и шага p резьбы, т. е. по-разному сказывается не только на напряженном состоянии для малых и больших диаметров винта, но и на характере разрушения древесины в соединении. Согласно [7], при уменьшении угла наклона оси винта α по отношению к волокнам, прочность древесины при сжатии возрастает, т. е. несущая способность соединения должна увеличиваться. Такой вывод справедлив для одноосного напряженного состояния. Здесь же должны учитываться все компоненты напряженного состояния, действие которых сказывается на прочности древесины и, как результат, несущей способности соединения. Вместе с тем, в рассматриваемых зонах соединения древесина находится в условиях объемного стеснения деформаций, что положительно сказывается на ее прочности [7].

Следует отметить, что с увеличением длины анкеровки винта l_{ef} характер распределения нормальных напряжений σ_y изменяется. Нормальные сжимающие напряжения σ_y достигают своих максимальных значений на уровне второго шага p резьбы от поверхности входа винта в массив древесины. Кроме того, их величина зависит как от длины анкеровки l_{ef} , так и угла φ поворота плоскости X_1OY_1 относительно оси Y_1 , отсчитываемого от оси X_1 в противоположном направлении движения часовой стрелки (рисунок 1, линии «m-m» и «o-o»). При увеличении φ от 0° до 90° , как было установлено в результате расчетов, напряжения σ_y увеличиваются. Это обусловлено изменением жесткости массива древесины, находящегося за пределами витков резьбы (увеличение глубины проникновения винта). При длине $l_{ef} = 6d$ и $d = 20$ мм максимальные значения σ_y на участке $l > (1/3) l_{ef}$ практически равны по всей длине, а при длине $l_{ef} = 20d$ – уменьшаются от верхней грани элемента 1 к устью винта. Для соединений с $l_{ef} > 6d$ предельное состояние древесины, находящейся между витками резьбы, первоначально наступает от сжатия (смятия) поперек волокон на участках, расположенных ближе к верхней грани элемента 1. Такое распределение напряжений σ_y в древесине является близким по характеру распределения нормальных напряжений σ_{y1} в материале винта вдоль его оси. При уменьшении диаметра винта характер распределения максимальных значений напряжений σ_y в древесине практически не изменяется для одинаковых значений соотношения l_{ef}/d . Что же касается их значений, то они ниже, чем при $d = 20$ мм. Это объясняется как уменьшением прикладываемого усилия к винту, так и уменьшением площади контакта резьбы с древесиной (уменьшается высота и шаг резьбы).



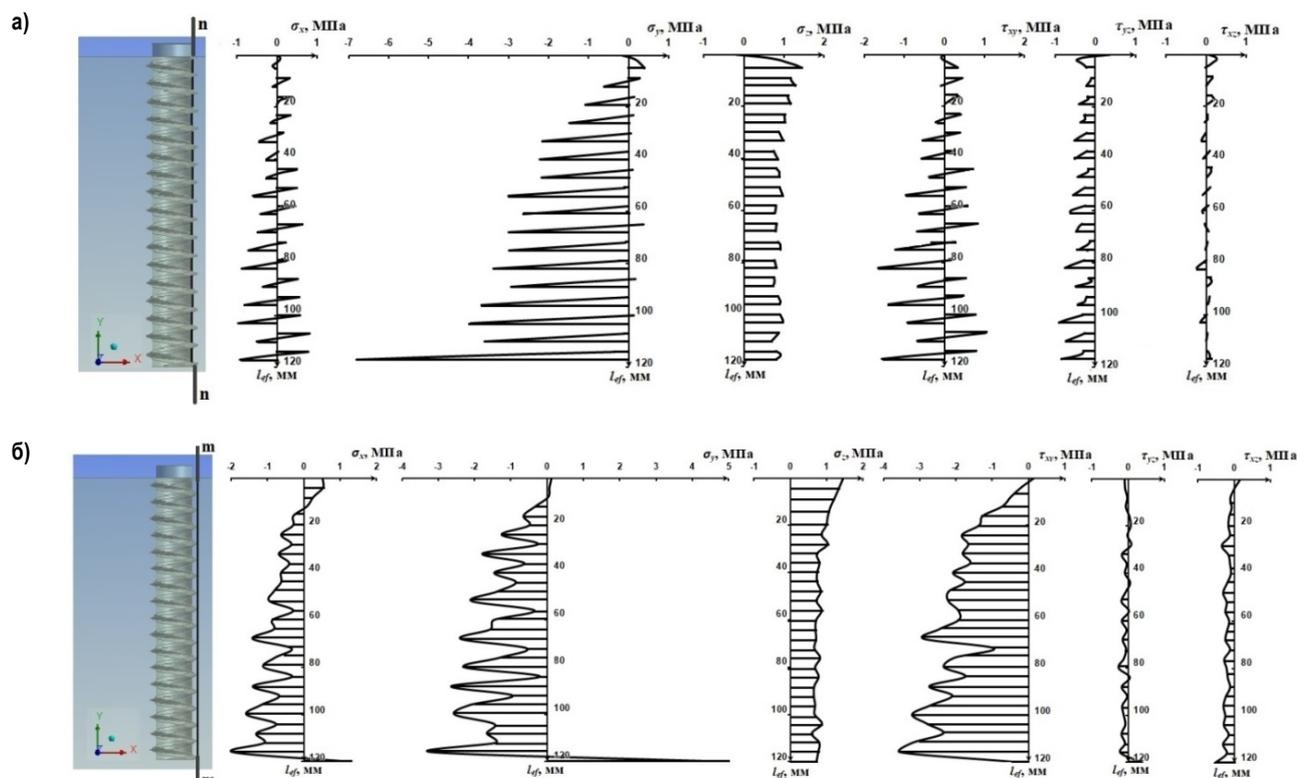
а – в точках по линии «n-n»; б – в точках по линии «m-m»

Рисунок 2 – Распределение напряжений в древесине для винта $d = 20$ мм при длине анкеровки $l_{ef} = 120$ мм и $\alpha = 90^\circ$



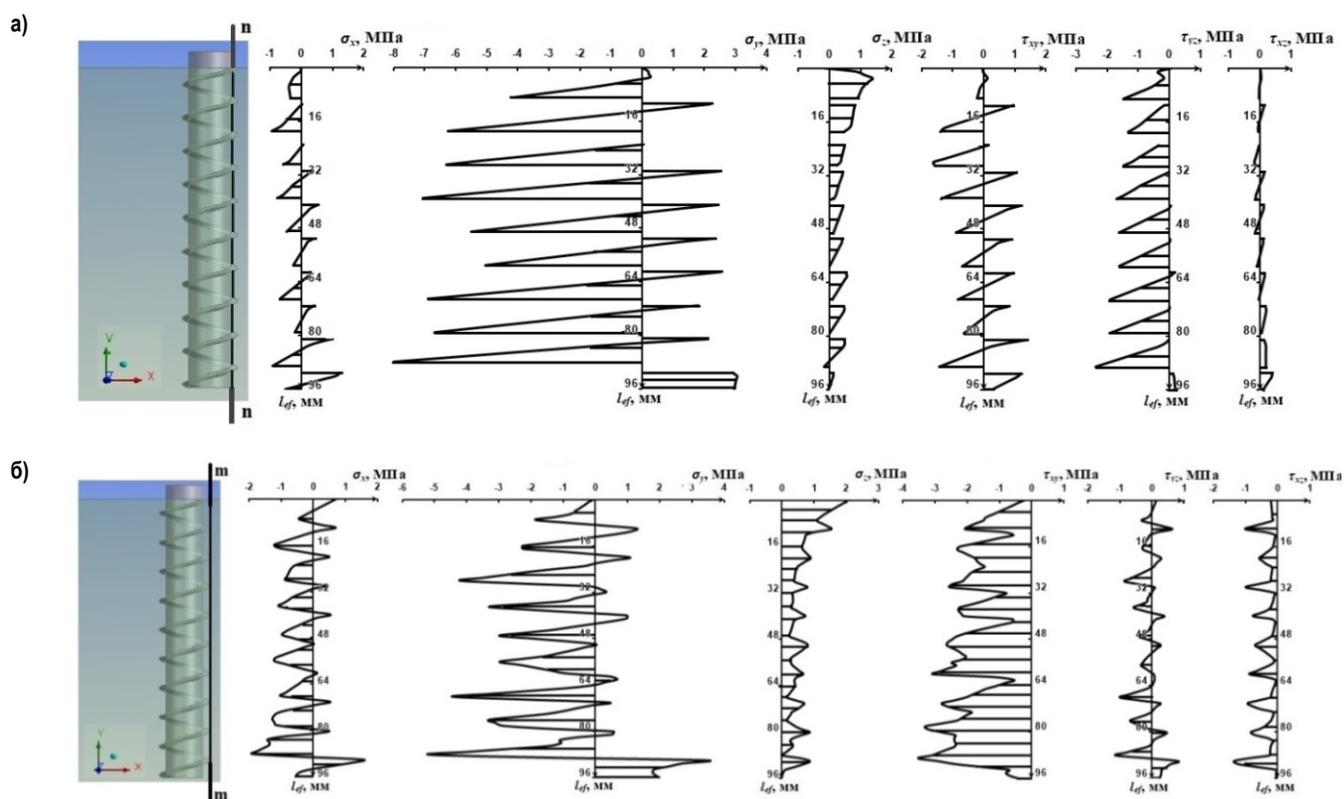
а – в точках по линии «n-n»; б – в точках по линии «m-m»

Рисунок 3 – Распределение напряжений в древесине для винта $d = 16$ мм при длине анкеровки $l_{ef} = 96$ мм и $\alpha = 90^\circ$



а – в точках по линии «n-n»; б – в точках по линии «m-m»

Рисунок 4 – Распределение напряжений в древесине для винта $d = 20$ мм при длине анкеровки $l_{ef} = 120$ мм и $\alpha = 45^\circ$



а – в точках по линии «n-n»; б – в точках по линии «m-m»

Рисунок 5 – Распределение напряжений в древесине для винта $d = 16$ мм при длине анкеровки $l_{ef} = 96$ мм и $\alpha = 45^\circ$

Анализируя значения напряжения σ_x и σ_z в древесине, расположенной между витками, при $\alpha = 90^\circ$ можно отметить, что их распределение как по длине l_{ef} , так и в пределах шага резьбы, имеет неравномерный характер (рисунок 2а, 3а). Это объясняется изгибом древесины («консоли») между витками резьбы относительно осей Y и Z . Высота поперечного сечения «консоли» ρ зависит от диаметра винта. Поскольку изгиб «консоли» обусловлен действием напряжений σ_y значения, которых, как было отмечено выше, зависят от параметров l_{ef} и d , то и максимальных значений σ_x и σ_z достигают ближе к поверхности элемента 1. Что же касается касательных напряжений τ_{xy} , τ_{yz} и τ_{xz} , то их максимальные значения возникают ближе к верхней грани элемента 1 (рисунок 2–3). Сопоставляя значения напряжений τ_{xy} , τ_{yz} и τ_{xz} , можно отметить, что максимальные значения τ_{xy} по абсолютной величине в 1,4 меньше среднего значения $\tau_{mean} = 2$ МПа, принятого при назначении величины усилия F , прикладываемого к винту. Кроме того максимальное значение τ_{xy} в 1,5 раза больше τ_{yz} , а значения τ_{xz} в 4 раз меньше τ_{xy} (рисунок 2).

При уменьшении угла наклона продольной оси винта $\alpha \leq 90^\circ$ по отношению к волокнам древесины, для одинаковых значений l_{ef} и d , максимальные значения напряжений $|\sigma_{y,max}|$, возникающие в древесине по линии «п-п» (рисунок 1), расположенной между витками резьбы, практически не изменяются. Так для $d = 20$ мм и $l_{ef} = 120$ мм при $\alpha = 60^\circ$ напряжения $\sigma_{y,max} = -6$ МПа; при $\alpha = 45^\circ$ – $\sigma_{y,max} = -6,4$ МПа; при $\alpha = 30^\circ$ – $\sigma_{y,max} = -6,13$ МПа (рисунок 2а, 4а). Что же касается изменения длины анкерки l_{ef} , то при ее увеличении для одного и того же угла α абсолютные значения $|\sigma_{y,max}|$ возрастают. Это объясняется увеличением значения прикладываемой нагрузки к винту при одинаковых $\tau_{mean} = 2$ МПа.

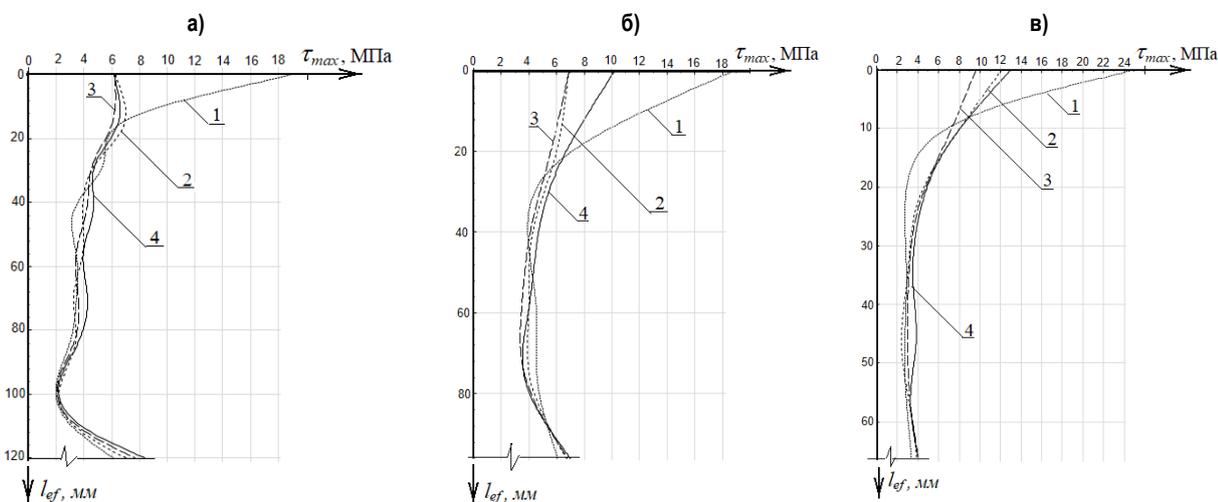
Рассматривая распределение напряжений σ_x , σ_y , σ_z , τ_{xy} , τ_{yz} и τ_{xz} в точках, принадлежащих линии «т-т», можно отметить, что максимальных значений они достигают в зоне входа винта в массив древесины. Что же касается характера распределения напряжений, то

независимо от параметров d , l_{ef} и α он имеет «пилообразную» форму, обусловленную витками резьбы винта, имеющих форму клина, вызывающего концентрацию напряжений в древесине. Для соединений с одним и тем же значением α при увеличении длины анкерки l_{ef} напряжения на участке $(1/3) l_{ef}$ увеличиваются и достигают максимальных значений по абсолютной величине ближе к верхней грани элемента 1. Кроме того, возникающие напряжения σ_y , вызывают растяжение древесины поперек волокон как в точках по линии «т-т», так и в зоне обрыва анкерки винта. Следует отметить, что с увеличением длины l_{ef} , в зоне обрыва анкерки винта напряжения σ_y уменьшаются.

При оценке несущей способности рассматриваемых соединений должны учитываться все компоненты напряженного состояния. Кроме того, здесь следует учитывать, что неустойчивое предельное состояние соединения наступает в результате перерезывания древесины поперек волокон за исключением участка, расположенного на длине между верхней гранью элемента 1 и первым шагом резьбы. Поэтому целесообразным является определение и анализ значений максимальных касательных τ_{max} напряжений для трехосного напряженного состояния. Расчетная процедура по определению τ_{max} реализована в программном комплексе «ANSYS Workbench».

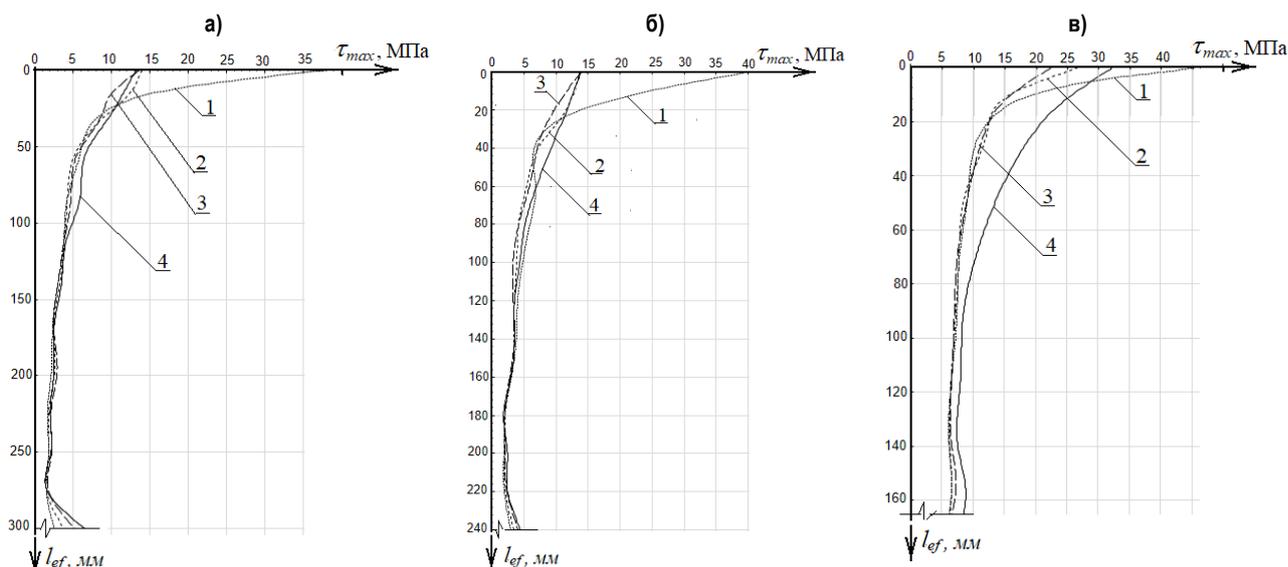
Значения напряжений τ_{max} определяли в плоскостях W_i (рисунок 1), перпендикулярных оси Y_1 . Интервал между секущими плоскостями W_i , начиная от верхней поверхности элемента 1, принимался равным двойному шагу ρ резьбы. Принятое разбиение позволило обеспечить совпадение координат секущих плоскостей по оси Y_1 для одного и того же диаметра винта d с разной длиной анкерки l_{ef} и одинаковое расположение сечения витка резьбы относительно оси X_1 во всех рассматриваемых сечениях элемента 1. Такое расположение секущих плоскостей позволило обосновано выполнить сопоставление значений напряжений τ_{max} и выявить закономерности их изменения в зависимости от угла α для соответствующих значений d и l_{ef} .

Некоторые эпюры распределения напряжений τ_{max} по длине l_{ef} приведены на рисунках 6–7.



1 – при $\alpha = 90^\circ$; 2 – при $\alpha = 60^\circ$; 3 – при $\alpha = 45^\circ$; 4 – при $\alpha = 30^\circ$;
 а – для винтов $d = 20$ мм; б – для винтов $d = 16$ мм; в – для винтов $d = 11$ мм

Рисунок 6 – Распределение максимальных касательных напряжений τ_{max} в древесине по длине анкерки при соотношении $l_{ef}/d = 6$ в зависимости от угла α



1 – при $\alpha = 90^\circ$; 2 – при $\alpha = 60^\circ$; 3 – при $\alpha = 45^\circ$; 4 – при $\alpha = 30^\circ$;
 а – для винтов $d = 20$ мм; б – для винтов $d = 16$ мм; в – для винтов $d = 11$ мм

Рисунок 7 – Распределение максимальных касательных напряжений τ_{max} в древесине по длине анкеровки при соотношении $l_{ef}/d = 15$ в зависимости от угла α

Анализируя распределение напряжений τ_{max} по длине анкеровки l_{ef} , возникающих в древесине, можно отметить, что наибольших значений они достигают в сечениях, находящихся у поверхности входа винта в элемент из древесины. Для одного и того же значения d при $\alpha = 90^\circ$ с увеличением l_{ef} значения τ_{max} увеличиваются, а при уменьшении α – уменьшаются (рисунок 6–7). Такое распределение τ_{max} свидетельствует о том, что начальное разрушение соединения первоначально будет происходить в указанных зонах, т. е. жесткость древесины, находящейся между витками резьбы будет уменьшаться, перераспределяя передачу усилий сдвига на ниже-расположенные по длине l_{ef} слои, не вызывая мгновенного разрушения соединения, а только сказываясь на его диаграмме деформирования. Такой процесс деформирования древесины в соединении с винтом подтверждается характером диаграмм деформирования, полученных при испытании соединений [8], где на диаграмме помимо линейной области имеет место область нелинейного деформирования. Следует отметить, что нелинейная область деформирования обусловлена двумя процессами: нелинейностью деформирования древесины при сжатии под углом β к волокнам, изгибом «консоли» и появлением в ее сечении повреждений в виде скалывающихся вдоль волокон макротрещин. Параметры нелинейной области на диаграмме деформирования в предельном состоянии соединения будут зависеть от длины l_{ef} , угла α и диаметра винта d .

С целью выявления закономерностей изменения значений τ_{max} в зависимости от параметров l_{ef} , α и d был выполнен анализ их распределения в сечении, принадлежащем плоскости W_1 и проходящей на расстоянии $2p$ от верхней грани элемента 1. В результате выполненного анализа было установлено, что для винтов диаметром $14 \text{ мм} \leq d \leq 20 \text{ мм}$ и $l_{ef}/d = 6$, значения τ_{max} практически не зависят от величины угла α в рассмотренном интервале его варьирования (рисунок 6–7). Для соединений с винтом диаметром $d = 11 \text{ мм}$ и $l_{ef}/d = 6$ можно отметить, что при уменьшении угла α от 90° до 30° значения τ_{max} увеличиваются, т.е. несущая

способность соединения будет уменьшаться. Так, при $\alpha = 90^\circ$ значения τ_{max} увеличиваются на 35 % по сравнению с τ_{max} для $\alpha = 60^\circ$ и 30° и на 25 % – для $\alpha = 45^\circ$ (рисунок 6–7). Что же касается τ_{max} для соединений с винтами $14 \text{ мм} \leq d \leq 20 \text{ мм}$ и $l_{ef}/d > 6$, то для одного и того же значения α и d с увеличением длины анкеровки l_{ef} значения τ_{max} увеличиваются нелинейно, а для одного и того же значения l_{ef}/d с увеличением α они практически не изменяются.

Заключение

На основании анализа напряженного состояния древесины в зоне контакта с винтом, воспринимающего осевое усилие растяжения, было установлено, что:

- древесина находится в условиях сложного неоднородного напряженного состояния;
- наиболее вероятной зоной начала разрушения соединения при $l_{ef}/d \geq 10$ является участок древесины, расположенной в зоне анкеровки винта на длине $l < (1/3) l_{ef}$ от поверхности ввинчивания винта в элемент из древесины;
- для соединений с винтами диаметрами $14 \text{ мм} \leq d \leq 20 \text{ мм}$ и соотношением $l_{ef}/d = 6$, установленных под углом α к направлению волокон, значение прочности древесины практически не зависит от величины угла α ;
- для соединений с винтами диаметрами $14 \text{ мм} \leq d \leq 20 \text{ мм}$ несущая способность зависит от величины диаметра d и длины анкеровки l_{ef} ;
- для соединений с винтами диаметрами $6 \text{ мм} \leq d \leq 12 \text{ мм}$ несущая способность соединения зависит от угла α , диаметра d и длины анкеровки l_{ef} винта;
- в зоне обрыва анкеровки винта в древесине возникают растягивающие поперек волокон напряжения, которые могут оказывать влияние на несущую способность элемента деревянной конструкции.

Список цитированных источников

1. Pirnbacher, G. Base Parametrs of self-tapping Screws / G. Pirnbacher, R. Brandner, G. Schickhofer // CIB-W18 Conference Proceedings: Paper 42-7-1, Dübendorf, Schweiz. – 2009.
2. Bejtka, I. Self-tapping screws as reinforcement in beam supports / I.Bejtka, H.J.Blass // CIB-W18 Conference Proceedings: Paper 39-7-2, Florence, Italy. – 2006.
3. Formolo, S. Compression perpendicular to the grain and reinforcement of a pre-stressed timber deck / S. Formolo, R. Granström // Department of Civil and Environmental Engineering Division of Structural Engineering Steel and Timber Structures, CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY – Göteborg, Sweden 2007.
4. Dietsch, Ph. Self-tapping screws and threaded rods as reinforcement for structural timber elements / Ph. Dietsch, R. Brandner // Construction and Buildings Materials. – 2015. – Vol. 97 – P. 78–89.
5. Маркечко, Е. В. КЭ-модель узлового соединения элементов деревянных конструкций, выполненного с использованием винтов, работающих на осевое растяжение / Е. В. Маркечко, А. Я. Найчук // Вестник Брестского государственного технического университета. – 2023. – № 1(130). – С. 33–36.
6. Ашкенази, Е. К. Анизотропия древесины и древесных материалов / Е. К. Ашкенази. – М: Лесная промышленность, 1978. – 224 с
7. Ашкенази, Е. К. Анизотропия конструкционных материалов: справочник / Е. К. Ашкенази, Э. В. Ганов. – Ленинград: Машиностроение, 1972. – 216 с.
8. Stamatopoulos, H. Characteristic withdrawal capacity and stiffness of threaded rods / H. Stamatopoulos, K.A. Malo // 2nd meeting of the International Network on Timber Engineering Research, INTER. Paper 48-7-2. At: Šibenik, Croatia – 2015.

References

1. Pirnbacher, G. Base Parametrs of self-tapping Screws / G. Pirnbacher, R. Brandner, G. Schickhofer // CIB-W18 Conference Proceedings: Paper 42-7-1, Dübendorf, Schweiz. – 2009.
2. Bejtka, I. Self-tapping screws as reinforcement in beam supports / I.Bejtka, H.J.Blass // CIB-W18 Conference Proceedings: Paper 39-7-2, Florence, Italy. – 2006.
3. Formolo, S. Compression perpendicular to the grain and reinforcement of a pre-stressed timber deck / S. Formolo, R. Granström // Department of Civil and Environmental Engineering Division of Structural Engineering Steel and Timber Structures, CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY – Göteborg, Sweden 2007.
4. Dietsch, Ph. Self-tapping screws and threaded rods as reinforcement for structural timber elements / Ph. Dietsch, R. Brandner // Construction and Buildings Materials. – 2015. – Vol. 97 – P. 78–89.
5. Markechko, E. V. KE-model' uzlovogo soedineniya elementov derevyannyh konstrukcij, vypolnennogo s ispol'zovaniem vintov, rabotayushchih na osevoe rastyazhenie / E. V. Markechko, A. YA. Najchuk // Vestnik Brestskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. – 2023. – № 1(130). – S. 33–36.
6. Ashkenazi, E. K. Anizotropiya drevesiny i drevesnyh materialov / E. K. Ashkenazi. – M: Lesnaya promyshlennost', 1978. – 224 s
7. Ashkenazi, E. K. Anizotropiya konstrukcionnyh materialov: spravochnik / E. K. Ashkenazi, E. V. Ganov. – Leningrad: Mashinostroenie, 1972. – 216 s.
8. Stamatopoulos, H. Characteristic withdrawal capacity and stiffness of threaded rods / H. Stamatopoulos, K.A. Malo // 2nd meeting of the International Network on Timber Engineering Research, INTER. Paper 48-7-2. At: Šibenik, Croatia – 2015.

Материал поступил 14.06.2023, одобрен 15.06.2023, принят к публикации 23.06.2023