Научный журнал Российского НИИ проблем мелиорации, № 4(24), 2016 г., [22–39]

УДК 631.347

В. Н. Щедрин, А. А. Чураев, Ю. Ф. Снипич, Л. В. Юченко, В. М. Школьная
Российский научно-исследовательский институт проблем мелиорации, Новочеркасск, Российская Федерация

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ЖЕСТКОГО ПРОЛЕТА ВОДОПРОВОДЯЩЕГО ПОЯСА ДЛЯ ДОЖДЕВАЛЬНОЙ МАШИНЫ ВАНТОВОЙ КОНСТРУКЦИИ

Целью исследований являлось определение напряженно-деформированного состояния конструкции водопроводящего пояса из композитного материала (стеклопластика) для широкозахватной многоопорной дождевальной машины вантовой конструкции, оценка ее несущей способности и жесткости. Базисный метод выполнения работы – конечно-элементное моделирование с последующей аналитической обработкой результатов, использующей обоснованные гипотезы и допущения. В изложенном материале рассматриваются расчетные случаи нагружения жесткого пролета. Напряженное состояние жесткого пролета с применением вант определялось в трех вариантах: с ненатянутыми вантами, с учетом натяжения вант, с учетом переноса точки крепления вант с композитной трубы на фланцы. В результате исследований установлено, что тестируемый жесткий пролет водопроводящего пояса, выполненного из трубы (стеклопластик), не при всех расчетных вариантах отвечает требуемым условиям жесткости конструкции и герметичности. Наиболее приемлемым является вариант с учетом переноса точки крепления вант с композитной трубы на фланцы. При этом максимальные относительные деформации равны 0,27 %, что существенно ниже допустимых значений (0,40 %), следовательно, условие герметичности трубы выполняется. Суммарные нормальные напряжения в трубе составляют 53,16 МПа, что значительно меньше предельно допустимых напряжений на растяжение в продольном направлении (162,50 МПа) и на сжатие (79,20 МПа) с учетом обеспечения заданного ресурса. Экстремумы максимальных действующих изгибающих моментов равны между собой и составляют 2,74 кНм, что на 7 % ниже, чем в варианте крепления вант не на фланцах.

Ключевые слова: широкозахватная дождевальная машина, водопроводящий пояс, жесткий пролет, вант, расчет конструкции.

V. N. Shchedrin, A. A. Churayev, Yu. F. Snipich, L. V. Yuchenko, V. M. Shkol’naya
Russian Scientific Research Institute of Land Improvement Problems, Novocherkassk, Russian Federation

CALCULATION RESULTS OF WATER CONDUCTING BELT RIGID SPAN FOR SPRINKLING MACHINE OF CABLING STRUCTURE

The aim of research was to determine the stress-strain-state of water conducting belt made of composite material (fiberglass) for a wide coverage multitower sprinkling machine of cabling construction, assessment of its load-bearing capacity and stiffness. Basic method of work is finite element design with the subsequent analytical results processing, using reasonable hypotheses and assumptions. In the above-materials load cases of hard span are considered. The stress state of hard span with guys was determined in three versions: with a non-strained guys, the tension guys, the transfer of guys point of attachment to the composite pipe

flanges. The studies found out that the tested rigid span of water conductive belt, made of pipes (fiberglass) doesn't meet the required conditions of structural rigidity and integrity in all design cases. The most acceptable option is the one based on the transfer the fixing point of guys with the composite pipe flanges. In this case the maximum relative deformations are equal to 0.27 %, that is significantly below the permissible value (0.40 %), therefore, the condition of pipe sealing is performed. The total direct stress in the pipe is 53.16 MPa, which is significantly less than the maximum allowable tensile stress at longitudinally (162.50 MPa) and compression (79.20 MPa) with a view to ensuring a given resource. Extremes of maximum bending moments are equal each other and constitute 2.74 kNm, which is 7 % lower than in the variant of fastening guys not on the flanges.

Keywords: wide coverage multitower sprinkling machine, fwater conductive belt, rigid span, guy, design calculation.

Введение. В настоящее время наиболее возможные направления развития дождевальной техники – это разработка новых конструкций и совершенствование существующих дождевальных машин с применением современных материалов. Создание новых конструкций должно быть нацелено на серьезные преобразования технологических и технических характеристик машин, способствующих повышению их эксплуатационной надежности и экологической безопасности. Актуальна также разработка базовых моделей поливной техники, универсально адаптируемых к различным технологическим условиям [1–3].

Водопроводящий пояс широкозахватной многоопорной машины представляет собой линейно-протяженный напорный водоподающий трубопровод на дождевальной машине, шарнирно механически и гидравлически соединенный с гидрантом высоконапорной закрытой оросительной сети или питающийся из открытого оросителя, опирающийся на систему самодвижущихся колесных тележек. Он состоит из соединительных труб с установленными на них сливными клапанами и опорных труб, скрепленных между собой фланцевыми соединениями, двух соединительных трубопроводов и системы поддерживающих тросов и уголков [4, 5].

Целью исследований являлось определение напряженно-деформированного состояния конструкции водопроводящего пояса из композитного материала (стеклопластика) для широкозахватной многоопорной дождевальной машины вантовой конструкции, оценка ее несущей способности и жесткости.

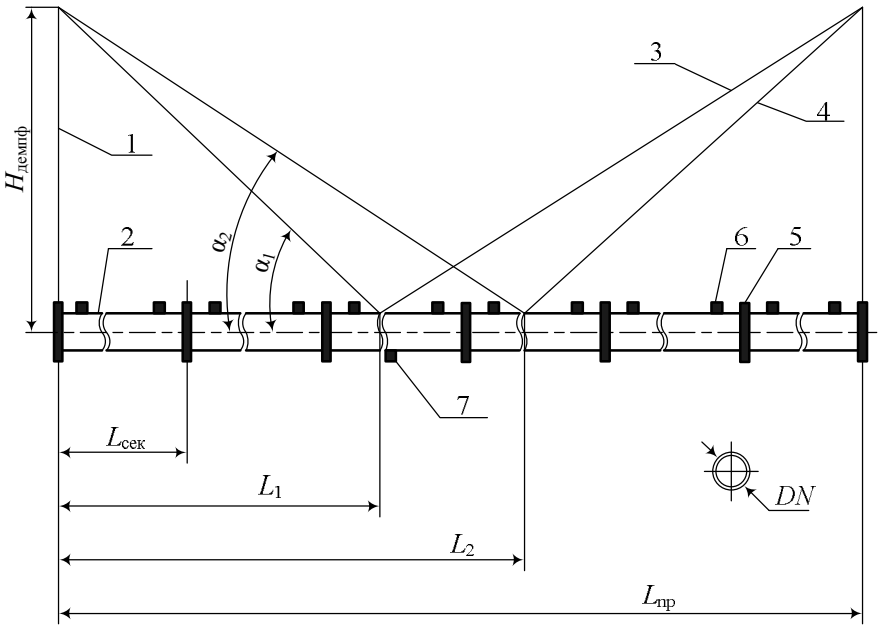
Материалы и методы. Водопроводящие трубопроводы дождевальных машин изготавливают обычно из легированной стали или стали с цинковым покрытием, а также из алюминиевых сплавов. В данном случае расчетная конструкция водопроводящего трубопровода выполнена из композитного материала – стеклопластика. Стеклопластиковые трубы изготавливаются из стекловолокна, пропитанного связующим составом с последующей термообработкой. Они обладают наибольшей стойкостью к высоким температурам, износу, коррозии и прочностью [6].

Основным методом выполнения работы являлся метод конечно-элементного моделирования с использованием расчетных формул теории сопротивления материалов [7–9]. При выполнении видов расчета и определении действующих нагрузок преследовалась также цель максимальной экономии применяемого материала, т. е. обоснования оптимальной толщины трубы водопроводящего пояса. Для этого было необходимо более полное изучение свойств используемого материала и характеристик действующих нагрузок.

Жесткий пролет исследуемой широкозахватной дождевальной машины представляет собой трубу номинальным диаметром 150 мм, толщиной стенки 5 мм и длиной 30 м, состоящую из шести секций композитных труб (стеклопластик), соединенных герметично между собой с помощью фланцевого соединения с резиновым уплотнителем. В каждую секцию врезаны два штуцера под установку дождеобразующих устройств. Для технологического сброса воды предусмотрена секция с врезанным клапаном сброса воды. Жесткий пролет крепится между двумя подвижными тележками. Схема жесткого пролета представлена на рисунке 1.

В таблице 1 представлены исходные данные параметров жесткого пролета, используемые в расчетных случаях. Основными нагрузками, действующими на секции жесткого пролета, являлись: вес воды, вес самой конструкции и внутреннее давление, равное 30 атм (3 МПа). Значение дей-

ствующего на трубу внутреннего гидростатического давления было принято с учетом запаса при его увеличении в случае гидравлического удара, рассчитанного по формуле закона сохранения импульса [10], и требований ГОСТ Р 54560-2011, в соответствии с которыми допустимое рабочее давление труб из реактопластов (в нашем случае стеклопластиковых) не должно превышать 32 атм (3,2 МПа). Воздействие ветровой нагрузки не учитывалось.



1 – труба демпфера; *2* – труба из стеклопластика; *3* – длинная ванта; *4* – короткая ванта; *5* – фланцевое соединение; *6* – штуцер под установку дождеобразующего устройства; *7* – клапан сброса воды

Рисунок 1 – Схема жесткого пролета дождевальной машины

Таблица 1 – Исходные данные параметров жесткого пролета

Параметр	Значение
1	2
Длина демпфера ($H_{демпф}$), мм	4000
Длина секции ($L_{сек}$), мм	5000
Расстояние до ближайшей точки крепления вант (L_1), мм	12500
Расстояние до дальней точки крепления вант (L_2), мм	17500
Длина жесткого пролета ШДМ ($L_{пр}$), мм	30000
Номинальный диаметр композитной трубы (DN), мм	150
Толщина стенки композитной трубы ($\delta_{кт}$), мм	5
Угол наклона короткой ванты (α_1), °	17,745
Угол наклона длинной ванты (α_2), °	12,875

Продолжение таблицы 1

1	2
Материал стенки трубы	Стеклопластик
Транспортируемая жидкость	Вода
Действующее на трубу внутреннее гидростатическое давление ($P_{дав}$), атм	30
Температура окружающей среды (T), °С	22

Механические характеристики стеклопластика и рекомендуемые значения коэффициентов запаса его прочности при транспортировке холодной воды следующие:

- предел прочности на растяжение ($\sigma_р$), не менее 390 МПа;

- предел прочности на сжатие ($\sigma_с$), не менее 190 МПа;

- модуль упругости (E), среднее значение 20 ГПа;

- предел прочности на межслойный сдвиг (τ_x), не менее 5,9 ГПа;

- значение коэффициента запаса прочности для определения проектных допускаемых напряжений (η_σ), не менее 2,4;

- значение коэффициента запаса прочности для определения проектных допускаемых деформаций (η_ε), не менее 1,6.

Для уменьшения значения относительной деформации, которая при достижении допустимого уровня могла привести к разгерметизации стеклопластиковой трубы, были установлены пары коротких и длинных вант. Напряженное состояние жесткого пролета с использованием вант определялось в трех вариантах:

- с ненатянутыми вантами;

- с учетом натяжения вант;

- с учетом переноса точки крепления вант с композитной трубы на фланцы.

Результаты и обсуждение. В варианте с ненатянутыми вантами основной нагрузкой, действующей на пролет, является нагрузка от воды, занимающей все внутреннее пространство трубы, а также распределенная

нагрузка от собственного веса конструкции пролета (примерно 26 % от нагрузки, создаваемой водой). Внутреннее давление в трубе не превышало 30 атм. Схема нагружения жесткого пролета с распределенной суммарной нагрузкой представлена на рисунке 2.

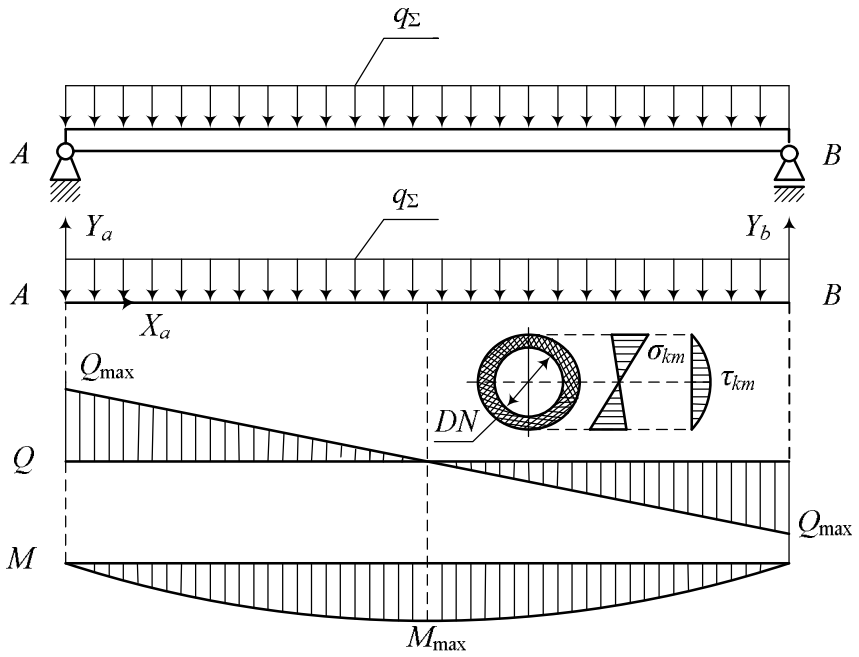


Рисунок 2 – Схема нагружения жесткого пролета

Распределенная нагрузка от веса воды $q_{воды}$, Н/м, рассчитывалась по формуле:

$$q_{воды} = \frac{\pi \cdot DN^2}{4} \cdot \rho_{воды} \cdot g = 173{,}3\,, \qquad (1)$$

где π – математическая константа, равная отношению длины окружности к длине ее диаметра (π = 3,14);

DN – номинальный диаметр композитной трубы, мм;

$\rho_{воды}$ – плотность воды, кг/м^3, $\rho_{воды}$ = 1000;

g – ускорение свободного падения, м/с^2, g = 9,81.

Значение распределенной нагрузки от собственного веса конструкции пролета из стеклопластика $q_{кт}$, Н/м, без учета металлических деталей устанавливалось по следующей формуле:

$$q_{кт} = \pi \cdot \delta_{кт} \cdot (DN + \delta_{кт}) \cdot \rho_{кт} \cdot g = 45{,}4\,, \qquad (2)$$

где $\delta_{кт}$ – толщина стенки композитной трубы, мм;

$\rho_{кт}$ – плотность стеклопластика, кг/м^3, $\rho_{кт}$ = 1900.

Произведен расчет суммарной распределенной нагрузки q_Σ, Н/м, действующей на пролет:

$$q_\Sigma = q_{воды} + q_{кт} = 218{,}7\,. \tag{3}$$

Получены реакции в опорах рассматриваемого пролета Y_a и Y_b, кН:

$$Y_a = Y_b = q_\Sigma \cdot \frac{L_{пр}}{2} = 3{,}28\,, \tag{4}$$

где $L_{пр}$ – длина жесткого пролета ШДМ, мм.

Максимальное значение перерезывающей силы Q_{max}, кН, равно:

$$Q_{max} = Y_a = 3{,}28\,. \tag{5}$$

Максимальное значение изгибающего момента M_{max}, кН, приходящегося на середину пролета, рассчитывалось по формуле:

$$M_{max} = Y_b \cdot \frac{L_{пр}}{2} - q_\Sigma \cdot \frac{L_{пр}^2}{8} = 24{,}6\,. \tag{6}$$

Максимальное нормальное напряжение в продольном направлении в стенке композитной трубы $\sigma_{кт}$, МПа, составило:

$$\sigma_{кт} = \frac{M_{max}}{W_{кт}} = 268{,}9\,, \tag{7}$$

$$\sigma_{кт} \le \frac{\sigma_р}{\eta_\sigma} = 162{,}5\,, \tag{8}$$

где $W_{кт}$ – перерезывающая сила в композитной трубе, кН, рассчитываемая следующим образом:

$$W_{кт} = \frac{\left[\frac{\pi}{64} \cdot \left(\left(DN + 2 \cdot \delta_{кт}\right)^4 - DN^4\right)\right]}{\left(\frac{DN}{2} + \delta_{кт}\right)};$$

$\sigma_р$ – предел прочности на растяжение, МПа;

η_σ – значение коэффициента запаса прочности для определения проектных допускаемых напряжений.

Уровень касательных напряжений в стенке композитной трубы $\tau_{кт}$, МПа, был установлен по формуле:

$$\tau_{кт} = \frac{Y_b}{\pi \cdot \delta_{кт} \cdot (DN + \delta_{кт})} = 1{,}35. \quad (9)$$

Для оценки герметичности трубы был проведен необходимый расчет относительных деформаций $\varepsilon_{кт}$, %, по следующим формулам:

$$\varepsilon_{кт} = \frac{\sigma_{кт}}{E} = 0{,}013 = 1{,}3, \quad (10)$$

$$\varepsilon_{кт} \le \varepsilon_{max} = 0{,}004 = 0{,}4, \quad (11)$$

где E – модуль упругости, ГПа.

Следовательно, согласно формулам (7), (8) уровень максимального нормального напряжения равен 268,9 МПа, что не превышает значения, допустимого в продольном направлении на растяжение ($\sigma_р$ = 390 МПа), но существенно выше допустимого напряжения на сжатие ($\sigma_с$ = 190 МПа). При этом условии не удовлетворяется запас прочности, так как максимальное напряжение не должно превышать 162,5 МПа. Уровень действующих касательных напряжений (1,35) в соответствии с формулой (9) гораздо ниже предельно допустимых значений. Согласно формуле (11) можно сделать вывод, что при ненатянутых вантах композитная труба теряет герметичность, так как уровень относительных деформаций превышает допустимый (0,4 %). Повреждение вант приведет к разрушению пролета в наиболее нагруженном сечении. Напряжения в стенке трубы от собственного веса конструкции не превышают значения 55,8 МПа, а относительные деформации – 0,28 %. Рекомендуется производить монтаж сегментов труб длиной 5 м с подпорками, ограничивая прогиб трубы. Внутреннее действующее давление $P_{дав}$, МПа, приводит к незначительному приросту нор-

мальных напряжений $\sigma_{дав}$, МПа, и относительных деформаций ε_x, %.

В варианте с натянутыми вантами основные нагрузки, действующие на пролет, остались такими, как в варианте с ненатянутыми вантами. При этом труба из композитного материала укреплена с помощью двух коротких и двух длинных вант. Схема нагружения представлена на рисунке 3.

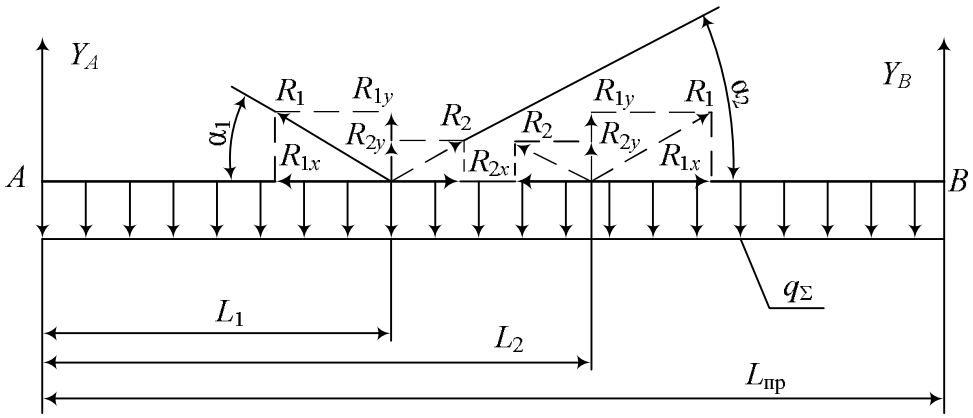


Рисунок 3 – Схема нагружения пролета с учетом натяжения вант

К неизвестным, подлежащим поиску, относятся реакции в опорах и реакции от натяжения коротких и длинных вант. Для определения реакций в опорах Y_A, Y_B составлена система уравнений проекций всех сил на вертикальную ось Y ($\sum F_Y = 0$) и моментов от сил относительно точки A ($\sum M_A = 0$). Реакции в коротких R_1 и длинных R_2 вантах определялись методом последовательного приближения до удовлетворения равенства моментов в наиболее нагруженных сечениях и с учетом ограничения на действующие напряжения.

Углы крепления коротких вант α_1, °, и длинных вант α_2, °, вычислялись по формулам:

$$\alpha_1 = \mathrm{arctg}\left(\frac{H_{демпф}}{L_1}\right) = 17{,}745, \tag{12}$$

$$\alpha_2 = \mathrm{arctg}\left(\frac{H_{демпф}}{L_2}\right) = 12{,}875, \tag{13}$$

где $H_{демпф}$ – длина демпфера, мм;

L_1 – расстояние до ближней точки крепления вант, мм;

L_2 – расстояние до дальней точки крепления вант, мм.

Проекции реакций R_1 и R_2 на оси X и $У$ находились по формулам:

$$R_{1x}(\psi)=R_1(\psi)\cdot\cos(\alpha_1),\ R_{1y}(\psi)=R_1(\psi)\cdot\sin(\alpha_1), \quad (14)$$

$$R_{2x}(\psi)=R_2(\psi)\cdot\cos(\alpha_2),\ R_{2y}(\psi)=R_2(\psi)\cdot\sin(\alpha_2). \quad (15)$$

Реакции R_1 и R_2 определялись методом последовательного приближения и по формулам:

$$R_1(\psi)=R\cdot\psi,\ R_2(\psi)=R\cdot(1-\psi), \quad (16)$$

где R – максимальное рассматриваемое натяжение ванты, кН, R = 8;

ψ – коэффициент отношения натяжения вант, ψ = 1, …, 0.

Реакции в опорах жесткого пролета $Y_B(\psi)$ и $Y_A(\psi)$ определялись из системы уравнений равновесия:

$$Y_B(\psi)=-R_{1y}(\psi)-R_{2y}(\psi)+q_\Sigma\cdot\frac{L_{пр}}{2}, \quad (17)$$

$$Y_A(\psi)=q_\Sigma\cdot L_{пр}-Y_B(\psi)-2\cdot\left(R_{1y}(\psi)+R_{2y}(\psi)\right). \quad (18)$$

Для расчета перерезывающей силы на рассматриваемых участках жесткого пролета составлены уравнения. При этом диапазон первого участка отсчитывался от точки A слева направо и с интервалом x = 0, …, L_1, диапазон второго участка – с интервалом x_1 = L_1, …, L_2, а диапазон третьего участка – от точки B справа налево с интервалом x_2 = $L_{пр}$, …, L_2.

$$Q_1(x,\psi)=Y_A(\psi)-q_\Sigma\cdot x, \quad (19)$$

$$Q_2(x_1,\psi)=Q_1(L_1,\psi)-q_\Sigma\cdot(x_1-L_1)+\left(R_{1y}(\psi)+R_{2y}(\Psi)\right), \quad (20)$$

$$Q_3(x_2,\psi)=-Y_B(\psi)+q_\Sigma\cdot\left(L_{пр}-x_2\right). \quad (21)$$

Расчеты, произведенные по формулам (17)–(21), представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Расчетные значения реакции и перерезывающей силы

Коэффициент отношения натяжения вант, ψ	Расчетное значение реакции и перерезывающей силы, кН							
	Y_A	Y_B	$Q_1(0,\psi)$	$Q_1(L_1,\psi)$	$Q_2(0,\psi)$	$Q_2(L_2,\psi)$	$Q_3(0,\psi)$	$Q_3(L_3,\psi)$
1,0	0,842	0,842	0,842	–1,892	0,547	–0,547	1,892	–0,842
0,9	0,907	0,907	0,907	–1,826	0,547	–0,547	1,826	–0,907
0,8	0,973	0,973	0,973	–1,760	0,547	–0,547	1,760	–0,973
0,7	1,038	1,038	1,038	–1,695	0,547	–0,547	1,695	–1,038
0,6	1,104	1,104	1,104	–1,629	0,547	–0,547	1,629	–1,104
0,5	1,170	1,170	1,170	–1,564	0,547	–0,547	1,547	–1,170
0,4	1,235	1,235	1,235	–1,498	0,547	–0,547	1,498	–1,235
0,3	1,301	1,301	1,301	–1,433	0,547	–0,547	1,433	–1,301
0,2	1,366	1,366	1,366	–1,367	0,547	–0,547	1,367	–1,366
0,1	1,432	1,432	1,432	–1,302	0,547	–0,547	1,302	–1,432
0,0	1,497	1,497	1,497	–1,236	0,547	–0,547	1,236	–1,497

При составлении уравнения для построения эпюры распределения изгибающего момента по длине жесткого пролета интервалы участков оставались те же.

$$M_1(x,\psi)=\int_0^x Q_1(x,\psi)dx, \tag{22}$$

$$M_2(x_1,\psi)=M_1(L_1,\psi)+\int_{L_1}^{x_1} Q_2(x_1,\psi)dx_1, \tag{23}$$

$$M_3(x_2,\psi)=\int_{L_{\text{пр}}}^{x_2} Q_3(x_2,\psi)dx_2. \tag{24}$$

Положение экстремума изгибающего момента на первом рассматриваемом участке $x_{\text{экс}}(\psi)$ определялось по формуле:

$$x_{\text{экс}}(\psi)=\frac{Y_A(\psi)}{q_\Sigma}. \tag{25}$$

В таблицу 3 занесены полученные расчеты положения экстремума изгибающего момента на первом рассматриваемом участке.

По следующим формулам были рассчитаны нормальные напряжения в осевом направлении в наиболее нагруженных сечениях: $\sigma_{1m}(\psi)$, $\sigma_{2m}(\psi)$, $\sigma_{3m}(\psi)$:

$$\sigma_{1m}(\psi)=\frac{M_1(x_{\text{экс}}(\psi),\psi)}{W_{\text{кт}}}\le\frac{\sigma_{\text{р}}}{\eta_\sigma}, \tag{26}$$

$$\sigma_{2m}(\psi)=\frac{M_1(L_1,\psi)}{W_{\text{кт}}}\le\frac{\sigma_{\text{р}}}{\eta_\sigma}, \tag{27}$$

$$\sigma_{3m}(\psi)=\frac{M_2\left(\frac{L_{\text{пр}}}{2},\psi\right)}{W_{\text{кт}}}\le\frac{\sigma_{\text{р}}}{\eta_\sigma}. \tag{28}$$

Таблица 3 – Значения экстремумов изгибающего момента

Коэффициент отношения натяжения вант, ψ	Значение экстремума изгибающего момента			
	$x_{\text{экс}}(\psi)$, м	$M_1(x_{\text{экс}}(\psi),\psi)$, кНм	$M_1(L_1,\psi)$, кНм	$M_1(L_{\text{пр}},0{,}5\psi)$, кНм
1,000	3,849	1,620	–6,561	–5,878
0,900	4,149	1,882	–5,742	–5,058
0,800	4,449	2,164	–4,922	–4,239
0,700	4,749	2,466	–4,103	–3,419
0,600	5,049	2,787	–3,283	–2,600
0,557	5,178	2,931	–2,931	–2,248
0,500	5,349	3,128	–2,464	–1,780
0,400	5,648	3,488	–1,644	–0,961
0,300	5,948	3,868	–0,825	–0,141
0,200	6,248	4,268	0,519	0,678
0,100	6,548	4,688	0,814	1,498
0,000	6,848	5,127	1,634	2,317

Результаты расчетов занесены в таблицу 4.

Таблица 4 – Значения максимальных напряжений в сечениях

Коэффициент отношения натяжения вант, ψ	Значение максимального напряжения			
	$x_{\text{экс}}(\psi)$, м	$\sigma_{1m}(\psi)$, МПа	$\sigma_{2m}(\psi)$, МПа	$\sigma_{3m}(\psi)$, МПа
1,000	3,849	17,708	–71,714	–64,245
0,900	4,149	20,574	–62,756	–55,288
0,800	4,449	23,654	–53,799	–46,331
0,700	4,749	26,950	–44,842	–37,374
0,600	5,049	30,460	–35,885	–28,417
0,557	5,178	32,036	–32,036	–24,565
0,500	5,349	34,186	–26,928	–19,459
0,400	5,648	38,126	–17,971	–10,502
0,300	5,948	42,281	–9,014	–1,545
0,200	6,248	46,650	–0,057	7,412
0,100	6,548	51,235	8,900	16,369
0,000	6,848	56,034	17,857	25,326

Согласно таблице 4 наиболее рациональное натяжение вант для рас-

сматриваемого варианта их крепления (R_1 и R_2) равно:

$$R_1 = R \cdot \psi = 4{,}45\,,\ R_2 = R \cdot (1-\psi) = 3{,}55\,. \qquad (29)$$

Для проверки условия герметичности были определены относительные деформации $\varepsilon_{\text{КМ}}$, %, возникающие в трубе, суммарные напряжения $\sigma_{\text{сум}}$, МПа, и относительные деформации $\varepsilon_{\text{сум}}$, %, от распределенной нагрузки и внутреннего давления по следующим формулам:

$$\varepsilon_{\text{КМ}} = \frac{\sigma_{1m}(0{,}557)}{E_1} = 0{,}16 \le \varepsilon = 0{,}4\,, \qquad (30)$$

$$\sigma_{\text{сум}} = \sigma_{1m}(0{,}557) + \sigma_{\text{дав}} = 55{,}3\,, \qquad (31)$$

$$\varepsilon_{\text{сум}} = \varepsilon_{\text{КМ}} + \varepsilon_{\text{дав}} = 0{,}28\,. \qquad (32)$$

Из вышеизложенного следует вывод, что согласно расчетным результатам, условие герметичности выполняется. Суммарные нормальные напряжения в трубе от действия суммарной распределенной нагрузки и внутреннего давления равны 55,3 МПа, что значительно меньше предельно допустимых напряжений на растяжения в продольном направлении (162,5 МПа) и на сжатие (79,2 МПа) с учетом обеспечения заданного ресурса. При этом согласно формуле (32) максимальные относительные деформации составляют 0,28 %, что значительно ниже допустимого уровня (0,4 %).

В варианте с учетом переноса точки крепления вант с композитной трубы на фланцы основные нагрузки, действующие на пролет, остались прежними. Труба укреплена с помощью двух коротких и двух длинных вант. Изменены расстояния крепления вант, которые составили:

- до ближайшей точки крепления вант (L_1) – 10000 мм;

- до дальней точки крепления вант (L_2) – 20000 мм.

Согласно расчетной схеме, представленной на рисунке 3, углы крепления коротких и длинных вант вычислялись по формулам (12), (13) и, соответственно, равны: $\alpha_1 = 21{,}8°$, $\alpha_2 = 11{,}3°$. Тогда проекции реакций R_1 и R_2 на оси X и $У$ и сами реакции находились по формулам (14)–(16) с уче-

том определенного итерационным путем значения R = 7,5 кН. Реакции в опорах жесткого пролета рассчитывались по формулам (17), (18).

Расчет реакции и перерезывающей силы для нового значения пролетов производился по формулам (19)–(21).

Для построения распределения изгибающего момента по длине жесткого пролета были использованы формулы (22)–(24). Положения экстремумов изгибающего момента на первом рассматриваемом участке определялись аналогично варианту с натянутыми вантами по формуле (25).

Нормальные напряжения в осевом направлении в наиболее нагруженных сечениях аналогично рассчитывались по формулам (26)–(28). Условия герметичности по относительным деформациям, возникающим в трубе, следующие:

$$\varepsilon_{\text{КМ}} = \frac{\sigma_{1m}(0{,}544)}{E_1} = 0{,}15 \le \varepsilon = 0{,}4, \tag{33}$$

$$\varepsilon_{\text{сум}} = \varepsilon_{\text{КМ}} + \varepsilon_{\text{дав}} = 0{,}27. \tag{34}$$

Максимальные напряжения от суммарной распределенной нагрузки $\sigma_{\max}(\psi)$, МПа, вычислялись по формуле:

$$\sigma_{\max}(\psi) = \max\left(|\sigma_{1m}(\psi)|, |\sigma_{2m}(\psi)|, |\sigma_{3m}(\psi)|\right). \tag{35}$$

Наиболее рациональное натяжение вант для рассматриваемого варианта (16) равно:

$$R_1 = R \cdot \psi = 4{,}08, \text{ кН}, \; R_2 = R \cdot (1-\psi) = 3{,}42, \text{ кН}. \tag{36}$$

Тогда суммарные напряжения $\sigma_{\text{сум}}$, МПа, от распределенной нагрузки и внутреннего давления можно определить по формуле:

$$\sigma_{\text{сум}} = \sigma_{1m}(0{,}544) + \sigma_{\text{дав}} = 53{,}16. \tag{37}$$

Полученные суммарные нормальные напряжения в трубе от действия суммарной распределенной нагрузки и внутреннего давления составляют 53,16 МПа, что значительно меньше предельно допустимых напряжений на растяжение в продольном направлении (162,5 МПа) и на сжатие (79,2 МПа) с учетом обеспечения заданного ресурса. При этом согласно фор-

муле (34) максимальные относительные деформации значительно ниже допустимого уровня, следовательно, условие герметичности трубы соблюдается.

Выводы. Исследуемый жесткий пролет водопроводящего пояса, выполненного из трубы (стеклопластик), не во всех расчетных вариантах отвечает требуемым условиям жесткости конструкции и герметичности.

В варианте с ненатянутыми вантами композитная труба теряет герметичность, так как уровень относительных деформаций (1,3 %) превышает допустимый (0,4 %), и повреждение вант приведет к разрушению пролета в наиболее нагруженном сечении. Напряжения в стенке трубы от собственного веса конструкции (без воды) не превышают значения 55,8 МПа, а относительные деформации – 0,28 %. Рекомендуется производить монтаж сегментов труб длиной 5 м с подпорками, ограничивая прогиб трубы.

В варианте с натянутыми вантами условие герметичности трубы выполняется. Максимальные относительные деформации (0,28 %) ниже допустимых значений (0,4 %). Суммарные нормальные напряжения в трубе от действия суммарной распределенной нагрузки и внутреннего давления (55,3 МПа) гораздо меньше предельно допустимых напряжений на растяжения в продольном направлении (162,5 МПа) и на сжатие (79,2 МПа) с учетом обеспечения заданного ресурса.

В варианте с учетом переноса точки крепления вант с композитной трубы на фланцы условие герметичности трубы выполняется. Максимальные относительные деформации (0,27 %) ниже допустимого уровня (0,4 %). Суммарные нормальные напряжения в трубе составляют 53,16 МПа, что значительно меньше предельно допустимых напряжений на растяжение в продольном направлении (162,5 МПа) и на сжатие (79,2 МПа). Экстремумы максимальных действующих изгибающих моментов равны между собой и составляют 2,74 кНм, что на 7 % ниже, чем в варианте крепления вант не на фланцах. Таким образом, данный вариант является наиболее приемлемым при конструировании жесткого пролета водопроводящего пояса для дождевальной машины вантовой конструкции.

Список использованных источников

1 Снипич, Ю. Ф. Совершенствование технических средств орошения дождеванием / Ю. Ф. Снипич. – Новочеркасск: Геликон, 2007. – 110 с.

2 Совершенствование конструкции многоопорной дождевальной машины «Волга-СМ» с полиэтиленовым трубопроводом / Н. Ф. Рыжко, И. А. Шушпанов, Ю. А. Гопкалов, А. П. Акпасов, С. Н. Рыжко, М. С. Органов // Пути повышения эффективности орошаемого земледелия. – 2015. – № 4(60). – С. 166–170.

3 Результаты создания и исследования работы модифицированной дождевальной машины «Фрегат» / И. М. Кошкин, Д. А. Соловьев, С. В. Затинацкий, А. Н. Комкин, В. Ю. Карев // Мелиорация и водное хозяйство. – 2015. – № 4. – С. 23–26.

4 Дождевальная машина унифицированная «Фрегат» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http:fregat.rk.ua/2010-10-13-13-58-09.html, 2010.

5 Гусейн-заде, С. Х. Многоопорные дождевальные машины / С. Х. Гусейн-заде. – М.: Колос, 1976. – 176 с.

6 Немировский, Ю. В. Прочность элементов конструкций из композитных материалов / Ю. В. Немировский, Б. С. Резников. – М.: Наука, 1986. – 166 с.

7 Алямовский, А. А. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А. А. Алямовский, В. Е. Одинцов, Н. Б. Пономарев. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.

8 Большаков, В. П. Твердотельное моделирование деталей в CAD-системах: AutoCAD, КОМПАС-3D, SolidWorks, Inventor, Creo / В. П. Большаков. – СПб., 2014. – 304 с.

9 Ермакова, А. В. Взаимосвязь метода дополнительных конечных элементов и других численных методов расчета конструкции / А. В. Ермакова // Строительная механика и расчет сооружений. – 2012. – № 5. – С. 28–33.

10 Жуковский, Н. Е. О гидравлическом ударе в водопроводных трубах / Н. Е. Жуковский. – М.: Гос. изд-во технико-теорет. литературы, 1950. – 108 с.

References

1 Snipich Yu.F. 2007. *Sovershenstvovanie tekhnicheskikh sredstv orosheniya dozhdevaniem* [Improvement of Technical Means of Sprinkling Irrigation]. Novocherkassk, Helicon Publ., 110 p. (In Russian).

2 Ryzhko N.F., Shushpanov I.A., Gopkanov Yu.A., Akpasov A.P., Ryzhko S.N., Organov M.S. 2015. *Sovershenstvovanie konstruktsii mnogoopornoy dozhdevalnoy mashiny "Volga-SM"s polietilenovym truboprovodom* [Improving the Design of Multitower Sprinkling Machine "Volga-SM" with Plastic Pipe]. *Puti povysheniya effektivnosty oroshayemogo zemledeliya* [Ways of Increasing the Efficiency of Irrigated Agriculture]. Novocherkassk, *RosNIIPM Publ.*, no. 4(60), pp. 84-87. (In Russian).

3 Koshkin I.M., Soloviev D.A., Zatinatsky S.V., Komkin A.N., Karev V.Yu. 2015. *Resultaty sozdaniya i issledovaniya raboty modifitsirovannoy dozhdevalnoy mashiny "Fregat"*[The Results of Creation and Research of Modified sprinkling Machine "Fregate"]. *Melioratsiya i vodnoe khozyaystvo* [Irrigation and Water Management]. no. 4, pp. 23-26. (In Russian).

4 *Dozhdevalnaya mashina unifitsirovannaya "Fregat"* [Sprinkling Machine Unified "Fregat"]. Available: http:fregat.rk.ua/2010-10-13-13-58-09.html, 2010. (In Russian).

5 Huseyn-Zade, S. Kh. 1976. *Mnogoopornye dozhdevalnye mashiny* [Multitower Sprinkling Mashines]. Moscow, Kolos Publ., 176 p. (In Russian).

6 Nemirovsky Yu.V., Reznikov B.S. 1986. *Prochnost elementov konstruktsii iz kompozitnykh materialov* [The Strength of Structural elements of Composite Materials]. Mos-

cow, Nauka Publ., 166 p. (In Russian).

7 Alyamovsky A.A., Odintsov V.E., Ponomarev N.B. 2005. *Kompyuternoe modelirovanie v inzhenernoy praktike* [Computer Modelling in Engineering Practice]. Saint Petersburg: BHV-Petersburg, 800 p. (In Russian).

8 Bolshakov V.P. 2014. *Tverdotelnoe modelirovanie detaley v CAD sistemach* [Solid modeling of details in CAD-systems: AutoCAD, KOMPAS-3D, SolidWorks, Inventor, Creo]. St. Petersburg, 304 p. (In Russian).

9 Ermakova A.V. 2012. *Vzaimosvyaz metoda dopolnitelnykh konechnykh elementov i drugikh chislennykh metodov rascheta konstruktsiy* [Correlation between additional finite element method and other numerical methods of the structural analysis]. *Stroitelnaya mechanika i raschet sooruzheniy* [Structural Mechanics and Analysis of Construction]. no. 5, pp. 28-33. (In Russian).

10 Zhukovsky N.Ye. 1950. *O gidravlicheslom udare v vodoprovodnykh truvakh* [On Hydraulic Hammer in Water Pipes]. Moscow, State ed. of techn. and theor. Literature Publ., 108 p. (In Russian).

Щедрин Вячеслав Николаевич
Ученая степень: доктор технических наук
Ученое звание: академик Российской академии наук, профессор
Должность: директор
Место работы: федеральное государственное бюджетное научное учреждение «Российский научно-исследовательский институт проблем мелиорации»
Адрес организации: Баклановский пр-т, 190, г. Новочеркасск, Ростовская область, Российская Федерация, 346421
E-mail: rosniipm@yandex.ru

Shchedrin Vyacheslav Nikolayevich
Degree: Doctor of Technical Sciences
Title: Academician of the Russian Academy of Sciences, Professor
Position: Director
Affiliation: Russian Scientific Research Institute of Land Improvement Problems
Affiliation address: Baklanovsky ave., 190, Novocherkassk, Rostov region, Russian Federation, 346421
E-mail: rosniipm@yandex.ru

Чураев Александр Анатольевич
Ученая степень: кандидат технических наук
Должность: заместитель директора по науке
Место работы: федеральное государственное бюджетное научное учреждение «Российский научно-исследовательский институт проблем мелиорации»
Адрес организации: Баклановский пр-т, 190, г. Новочеркасск, Ростовская область, Российская Федерация, 346421
E-mail: churaev75@mail.ru

Churaev Aleksander Anatolievich
Degree: Candidate of Technical Sciences
Position: Deputy Director of Science
Affiliation: Russian Scientific Research Institute of Land Improvement Problems
Affiliation address: Baklanovsky ave., 190, Novocherkassk, Rostov region, Russian Federation, 346421
E-mail: churaev75@mail.ru

Снипич Юрий Федорович
Ученая степень: доктор технических наук
Должность: ведущий научный сотрудник
Место работы: федеральное государственное бюджетное научное учреждение «Российский научно-исследовательский институт проблем мелиорации»
Адрес организации: Баклановский пр-т, 190, г. Новочеркасск, Ростовская область, Российская Федерация, 346421
E-mail: churaev75@mail.ru

Snipich Yuriy Fedorovich
Degree: Doctor of Technical Sciences
Position: Leading Researcher
Affiliation: Russian Scientific Research Institute of Land Improvement Problems
Affiliation address: Baklanovsky ave., 190, Novocherkassk, Rostov region, Russian Federation, 346421
E-mail: churaev75@mail.ru

Юченко Любовь Васильевна
Должность: научный сотрудник
Место работы: федеральное государственное бюджетное научное учреждение «Российский научно-исследовательский институт проблем мелиорации»
Адрес организации: Баклановский пр-т, 190, г. Новочеркасск, Ростовская область, Российская Федерация, 346421
E-mail: churaev75@mail.ru

Yuchenko Lyubov' Vasil'evna
Position: Researcher
Affiliation: Russian Scientific Research Institute of Land Improvement Problems
Affiliation address: Baklanovsky ave., 190, Novocherkassk, Rostov region, Russian Federation, 346421
E-mail: churaev75@mail.ru

Школьная Валерия Михайловна
Должность: младший научный сотрудник
Место работы: федеральное государственное бюджетное научное учреждение «Российский научно-исследовательский институт проблем мелиорации»
Адрес организации: Баклановский пр-т, 190, г. Новочеркасск, Ростовская область, Российская Федерация, 346421
E-mail: rosniipm@yandex.ru

Shkol'naya Valeriya Mihailovna
Position: Junior Researcher
Affiliation: Russian Scientific Research Institute of Land Improvement Problems
Affiliation address: Baklanovsky ave., 190, Novocherkassk, Rostov region, Russian Federation, 346421
E-mail: rosniipm@yandex.ru