

УДК 631.347

4.3.1. Технологии, машины и оборудования для агропромышленного комплекса (технические науки, сельскохозяйственные науки)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ СТЕКЛОПЛАСТИКОВОГО НАПОРНОГО ТРУБОПРОВОДА ШИРОКОЗАХВАТНОЙ ДОЖДЕВАЛЬНОЙ МАШИНЫ

Колганов Александр Васильевич
д-р техн. наук, главный научный сотрудник,
профессор
РИНЦ SPIN-код: 8528-2120
kolganov49@mail.ru
Российский научно-исследовательский институт проблем мелиорации, Новочеркасск, Россия

Шепелев Александр Евгеньевич
канд. техн. наук, ведущий научный сотрудник
РИНЦ SPIN-код: 8732-0086
oamsrosniipm@yandex.ru
Российский научно-исследовательский институт проблем мелиорации, Новочеркасск, Россия

Васильченко Аркадий Павлович
канд. техн. наук, научный сотрудник
РИНЦ SPIN-код = 1413-4656
E-mail: vap79@mail.ru
Российский научно-исследовательский институт проблем мелиорации, Новочеркасск, Россия

Целью данных исследований является определение напряженного состояния стеклопластикового напорного трубопровода широкозахватной дождевальной машины. В настоящее время напорные трубопроводы современных широкозахватных дождевальных машин изготавливают из оцинкованной стали. В качестве альтернативы предлагается использовать стеклопластиковые трубы, так как они обладают высокими показателями износоустойчивости, а также не подвержены коррозии. Однако требуется проведение исследований их прочностных характеристик, для возможности применения их в качестве напорного трубопровода для широкозахватной дождевальной техники. При определении напряженного состояния стеклопластикового напорного трубопровода широкозахватной дождевальной машины было использовано конечно-элементарное моделирование с применением расчетов на прочность при растяжении и сжатии. По данным расчета, максимальные нормальные напряжения в продольном направлении в стенке стеклопластиковой трубы равны 267,39 МПа, что не превышает предельного значения прочности на растяжение (390 МПа), но значительно выше предельного значения на сжатие (190 МПа). При этом условии

UDC 631.347

4.3.1. Technologies, machinery and equipment for the agro-industrial complex (technical sciences, agricultural sciences)

DETERMINATION OF STRESS STATE OF FIBERGLASS PRESSURE PIPELINE OF WIDE-GRIP SPRINKLER MACHINE

Kolganov Alexander Vasilyevich
Doctor of Technical Sciences, Chief Researcher,
Professor
RSCI SPIN-code: 8528-2120
kolganov49@mail.ru
Russian Scientific Research Institute of Land Improvement Problems, Novocherkassk, Russia

Shepelev Aleksander Evgenyevich
Candidate of Technical Sciences, Leading Researcher
RSCI SPIN-code:8732-0086
oamsrosniipm@yandex.ru
Russian Scientific Research Institute of Land Improvement Problems, Novocherkassk, Russia

Vasilchenko Arkadiy Pavlovich
Candidate of Technical Sciences, Research Associate
RSCI SPIN-code: 1413-4656
E-mail: vap79@mail.ru
Russian Scientific Research Institute of Land Improvement Problems, Novocherkassk, Russia

The purpose of these studies is to determine the stress state of the fiberglass pressure pipeline of a wide-reach sprinkler machine. Currently, the pressure pipelines of modern wide-reach sprinkler machines are made of galvanized steel. As an alternative, it is proposed to use fiberglass pipes, since they have high wear resistance and are also not subject to corrosion. However, studies of their strength characteristics are required for the possibility of using them as a pressure pipeline for wide-reach sprinkler equipment. When determining the stress state of a fiberglass pressure pipeline of a wide-reach sprinkler machine, finite-elementary modeling was used using calculations for tensile and compressive strength. According to the calculation data, the maximum normal stresses in the longitudinal direction in the fiberglass pipe wall are 267,39 MPa, which does not exceed the limit value of tensile strength (390 MPa), but significantly higher than the limit value for compression (190 MPa). Under this condition, the safety margin is not satisfied, since the maximum voltage should not exceed the value of 162,5 MPa. The level of tangential stresses in the fiberglass pipe wall is 1,35, which is significantly lower than the maximum permissible values. According to the calculation, the fiberglass pipe loses its tightness in the loose state, since the level of relative deformations exceeds the

не удовлетворяется запас прочности, так как максимальное напряжение не должно превышать значение 162,5 МПа. Уровень касательных напряжений в стенке стеклопластиковой трубы равен 1,35, что значительно ниже предельно допустимых значений. Согласно расчета, стеклопластиковая труба теряет герметичность в незакрепленном состоянии, так как уровень относительных деформаций превышает допустимый, равный 0,4 %. Данные исследования показывают возможность использования стеклопластиковых труб в качестве напорного трубопровода широкозахватных дождевальных машин, однако требуются более детальные исследования

permissible level of 0,4%. These studies show the possibility of using fiberglass pipes as a pressure pipeline for wide-reach sprinklers machine, however, more detailed studies are required

Ключевые слова: НАПОРНЫЙ ТРУБОПРОВОД, ДОЖДЕВАЛЬНАЯ МАШИНА, СТЕКЛОПЛАСТИКОВАЯ ТРУБА, НАГРУЗКА, СИЛА, НАПРЯЖЕНИЕ, РАСТЯЖЕНИЕ, СЖАТИЕ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗГИБАЮЩИЙ МОМЕНТ

Keywords: PRESSURE PIPE, SPRINKLER, FIBERGLASS PIPE, LOAD, FORCE, TENSION, TENSION, COMPRESSION, STRENGTH, BENDING MOMENT.

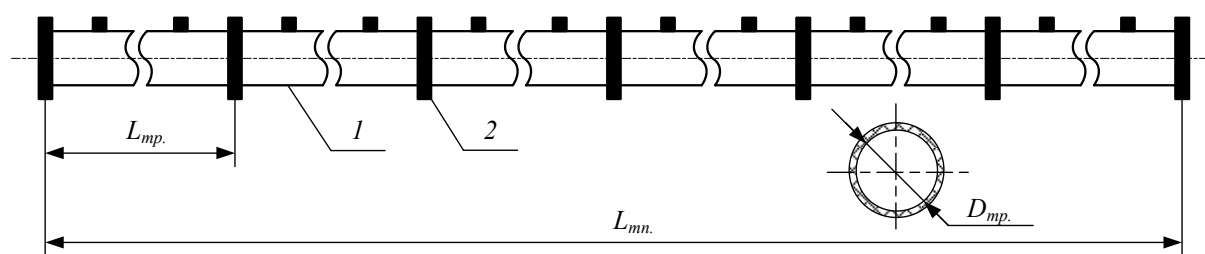
<http://dx.doi.org/10.21515/1990-4665-191-027>

Введение. Рассматривая тот факт, что с 2014 г. произошло обновление парка поливной техники, однако важным фактором риска для дальнейшего развития орошаемых площадей является недостаточное количество новых российских опытно-конструкторских разработок по дождевальной технике, разработанной с учетом применения современных материалов [1].

В настоящее время напорные трубопроводы современных широкозахватных дождевальных машин изготавливают из оцинкованной стали. В качестве альтернативы предлагается использовать стеклопластиковые трубы, так как они обладают высокими показателями износоустойчивости, а также не подвержены коррозии [2]. Однако требуется проведение исследований их прочностных характеристик, для возможности применения их в качестве напорного трубопровода для широкозахватной дождевальной техники. В связи с этим, целью данных исследований является определение напряженного состояния стеклопластикового напорного трубопровода широкозахватной дождевальной машины.

Материалы и методы. При определении напряженного состояния стеклопластикового напорного трубопровода широкозахватной дождевальной машины было использовано конечно-элементарное моделирование с применением расчетов на прочность при растяжении и сжатии [3].

Напорный трубопровод широкозахватной дождевальной машины выполнен из 6 стеклопластиковых труб длиной 5 метров каждая и соединенных жестко между собой с помощью фланцевых соединений с резиновыми уплотнителями. Толщина стенки трубопровода 0,005 м. Данный трубопровод располагается между двумя ходовыми тележками. Схема напорного трубопровода дождевальной машины дана на рисунке 1.



1 – стеклопластиковая труба; 2 – фланцевое соединение стеклопластиковых труб

Рисунок 1 – Схема напорного трубопровода дождевальной машины

Для расчетов нами используются следующие исходные данные параметров напорного трубопровода дождевальной машины, представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Исходные данные параметров напорного трубопровода дождевальной машины

| Параметр | Значение |
|--|---------------|
| 1 | 2 |
| Материал трубы | Стеклопластик |
| Длина стеклопластиковой трубы ($L_{мр.}$), м | 5 |
| Диаметр стеклопластиковой трубы ($D_{мр.}$), м | 0,15 |
| Толщина стенки стеклопластиковой трубы ($\delta_{мр.}$), м | 0,005 |
| Длина напорного трубопровода ($L_{мн.}$), м | 30 |
| Транспортируемая жидкость | Вода |
| Внутреннее гидростатическое давление действующее на трубу ($P_{вд}$), атм. | 30 |

К основным нагрузкам, которые действуют на стеклопластиковый напорный трубопровод, относятся:

- нагрузка от воды, которая занимает все внутреннее пространство трубопровода;
- нагрузка от собственного веса трубопровода;
- внутреннее гидростатическое давление.

Воздействие ветровой нагрузки не учитывалось.

Принимая во внимание геометрические параметры конструкции и характер нагружения, вводятся следующие допущения:

- напряжения по толщине стенки трубы распределяются равномерно;
- при нагружении сечение поворачивается перпендикулярно нейтральной оси;
- суммарная распределенная нагрузка приложена вертикально относительно нейтральной оси стеклопластиковой трубы;
- жесткость фланцевого соединения не оказывает влияние на деформирование трубы.

В таблице 2 даны механические характеристики стеклопластика.

Таблица 2 – Механические характеристики стеклопластика

| Характеристика | Значение |
|---|----------|
| Предел прочности на растяжение ($\sigma_{\text{раст.}}$), МПа, не менее | 390 |
| Предел прочности на сжатие, ($\sigma_{\text{сж.}}$)МПа, не менее | 190 |
| Модуль упругости (E), ГПа, среднее значение | 20 |

В таблице 3 даны рекомендуемые значения коэффициентов запаса прочности стеклопластика.

Таблица 3 – Значения коэффициентов запаса прочности

| Условия эксплуатации стеклопластиковой трубы | Значения коэффициентов запаса прочности для определения проектных допускаемых напряжений и деформаций | |
|--|---|----------------------|
| | $\eta_{\text{напр.}}$ | $\eta_{\text{деф.}}$ |
| Система транспортировки холодной воды | 2,4 | 1,6 |

Результаты и обсуждения. На напорный трубопровод действуют следующие основные нагрузки, это нагрузка от воды, которая занимает все внутреннее пространство трубы из стеклопластикового материала. Также на трубопровод действует распределенная нагрузка от собственного веса конструкции трубопровода, примерно равная 26 % нагрузки от воды. Кроме того, труба из стеклопластика нагружена внутренним давлением, значение которого не превышает 30 атм. (3 МПа). Схема нагружения напорного трубопровода распределенной суммарной нагрузкой представлена на рисунке 2.

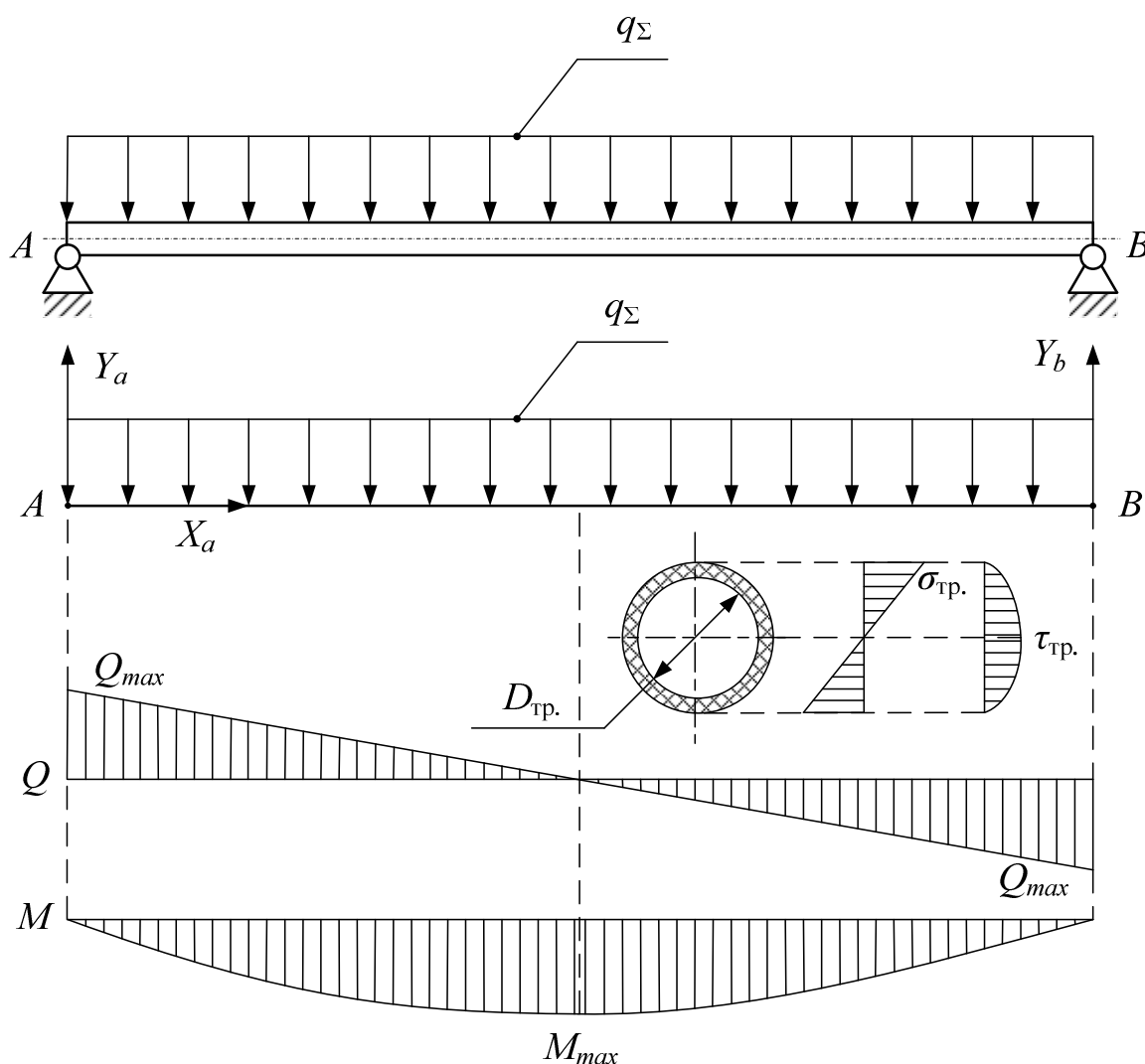


Рисунок 2 – Схема нагружения напорного трубопровода распределенной суммарной нагрузкой

Для расчета распределенной нагрузки от веса воды $q_{\text{воды}}$, Н/м, использовалась формула:

$$q_{\text{воды}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{тр.}}^2}{4} \cdot \rho_{\text{воды}} \cdot g = \frac{3,14 \cdot 0,15^2}{4} \cdot 1000 \cdot 9,81 = 173,27 \quad (1)$$

где π – математическая постоянная, равная отношению длины окружности к ее диаметру ($\pi = 3,14$);

$D_{\text{тр.}}$ – диаметр стеклопластиковой трубы, м;

$\rho_{\text{воды}}$ – плотность воды, кг/м³ ($\rho_{\text{воды}} = 1000$);

g – ускорение свободного падения, м/с² ($g = 9,81$).

Определение значения распределенной нагрузки от собственного веса конструкции стеклопластикового трубопровода $q_{\text{тр.}}$, Н/м, без учета металлических деталей проводилось по следующей формуле:

$$q_{\text{тр.}} = \pi \cdot \delta_{\text{тр.}} \cdot (D_{\text{тр.}} + \delta_{\text{тр.}}) \cdot \rho_{\text{ст.}} \cdot g = 3,14 \cdot 0,005 \cdot (0,15 + 0,005) \cdot 1900 \cdot 9,81 = 45,36 \quad (2)$$

где $\delta_{\text{тр.}}$ – толщина стенки стеклопластиковой трубы, м;

$\rho_{\text{ст.}}$ – плотность стеклопластика, кг/м³ ($\rho_{\text{ст.}} = 1900$).

Следовательно, суммарная распределенная нагрузка q_{Σ} , Н/м, действующая на трубопровод, будет равна:

$$q_{\Sigma} = q_{\text{воды}} + q_{\text{тр.}} = 173,27 + 45,36 = 218,63 \quad (3)$$

Реакции в опорах рассматриваемого пролета Y_a и Y_b , кН, определяем по формуле:

$$Y_a = Y_b = q_{\Sigma} \cdot \frac{L_{\text{mn}}}{2} = 218,63 \cdot \frac{30}{2} = 3,28 \quad (4)$$

где L_{mn} – длина трубопровода, м.

Тогда максимальное значение перерезывающей силы Q_{max} , кН, равно:

$$Q_{\text{max}} = Y_a = 3,28 \quad (5)$$

Распределение перерезывающей силы показано на рисунке 2.

Максимальное значение изгибающего момента M_{\max} , кНм, приходится на середину трубопровода и рассчитывается следующим образом

$$M_{\max} = Y_b \cdot \frac{L_{mn}}{2} - q_{\Sigma} \cdot \frac{L_{mn}^2}{8} = 3,28 \cdot \frac{30}{2} - 0,218 \cdot \frac{30^2}{8} = 24,6 \quad (6)$$

Распределение изгибающего момента по длине пролета показано на рисунке 2.

Максимальные нормальные напряжения в продольном направлении в стенке стеклопластиковой трубы $\sigma_{mp.}$, МПа, определяется по формулам:

$$\sigma_{mp.} = \frac{M_{\max}}{W_{mp.}} = \frac{24,6}{0,000092} = 267391,30 = 267,39 \quad (7)$$

где $W_{mp.}$ – перерезывающая сила в стеклопластиковой трубе, кН.

$$W_{mp.} = \frac{\left[\frac{\pi}{64} \cdot \left[(D_{mp.} + 2 \cdot \delta_{mp.})^4 - D_{mp.}^4 \right] \right]}{\left(\frac{D_{mp.}}{2} + \delta_{mp.} \right)} = \frac{\left[\frac{3,14}{64} \cdot \left[(0,15 + 2 \cdot 0,005)^4 - 0,15^4 \right] \right]}{\left(\frac{0,15}{2} + 0,005 \right)} =$$

$$= 0,000092 \quad (8)$$

$$\sigma_{mp.} = 267,39 \leq \frac{\sigma_{раст.}}{\eta_{напр.}} = \frac{390}{2,4} = 162,5 \quad (9)$$

где $\sigma_{раст.}$ – предел прочности стеклопластика на растяжение, МПа;

$\eta_{напр.}$ – значение коэффициента запаса прочности для определения проектных допускаемых напряжений.

Уровень касательных напряжений в стенке стеклопластиковой трубы $\tau_{mp.}$, МПа, определяется следующей формуле:

$$\tau_{mp.} = \frac{Y_b}{\pi \cdot \delta_{mp.} \cdot (D_{mp.} + \delta_{mp.})} = \frac{3,28}{3,14 \cdot 0,005 \cdot (0,15 + 0,005)} = 1347,85 = 1,35 \quad (10)$$

Распределение нормальных и касательных напряжений в поперечном сечении трубы показаны на рисунке 2.

Чтобы оценить герметичность трубы, был выполнен расчет относительных деформаций $\varepsilon_{mp.}$, %, по формулам:

$$\varepsilon_{mp.} = \frac{\sigma_{mp.}}{E} = \frac{267,39}{20000} = 0,013 = 1,3 \quad (11)$$

где E – модуль упругости стеклопластика, МПа.

$$\varepsilon_{mp.} = 1,3 \leq \varepsilon_{max} = 0,4 \quad (12)$$

Выводы. По данным расчета, максимальные нормальные напряжения в продольном направлении в стенке стеклопластиковой трубы равны 267,39 МПа, что не превышает предельного значения прочности на растяжение ($\sigma_{раст.} = 390$ МПа), но значительно выше предельного значения на сжатие ($\sigma_{сж} = 190$ МПа). При этом условии не удовлетворяется запас прочности, так как максимальное напряжение не должно превышать значение 162,5 МПа.

Уровень касательных напряжений в стенке стеклопластиковой трубы равен 1,35, что значительно ниже предельно допустимых значений.

Согласно расчета, стеклопластиковая труба теряет герметичность в незакрепленном состоянии, так как уровень относительных деформаций превышает допустимый, равный 0,4 %.

Данные исследования показывают возможность использования стеклопластиковых труб в качестве напорного трубопровода широкозахватных дождевальных машин, однако требуются более детальные исследования.

Список источников

1. Ольгаренко, Г.В. Аналитические исследования перспектив развития техники орошения в России: Информационно-аналитическое издание / Г.В. Ольгаренко, С.С. Турапин. – М: Коломна: ИП Лавренев А.В., 2020. – 128 с.
2. Щедрин, В. Н. Результаты расчета жесткого пролета водопроводящего пояса дождевальной машины вантовой конструкции / В.Н. Щедрин, А.А. Чураев, Ю.Ф. Снопич, Л.В. Юченко, В. М. Школьная. // Научный журнал Российского НИИ проблем мелиорации. – 2017. – №4(24). – С. 22-39.
3. Мишенков, Г.В. Метод конечных элементов в курсе сопротивления материалов / Г.В. Мишенков, Ю.Н. Самогин, В.П. Чирков – М.: Физматлит, 2015. – 472 с.

References

1. Ol'garenko, G.V. Analiticheskie issledovaniya perspektiv razvitija tehniki oroshenija v Rossii: Informacionno-analiticheskoe izdanie /G.V. Ol'garenko, S.S. Turapin. – M: Kolonna: IP Lavrenov A.V., 2020. – 128 s.
2. Shhedrin, V. N. Rezul'taty rascheta zhestkogo proleta vodoprovodjashhego pojasa dozhdeval'noj mashiny vantovoj konstrukcii / V.N. Shhedrin, A.A. Churaev, Ju.F. Snipich, L.V. Juchenko, V. M. Shkol'naja. // Nauchnyj zhurnal Rossijskogo NII problem melioracii. – 2017. – №4(24). – S. 22-39.
3. Mishenkov, G.V. Metod konechnyh jelementov v kurse soprotivlenija materialov / G.V. Mishenkov, Ju.N. Samogin, V.P. Chirkov – M.: Fizmatlit, 2015. – 472 s.