УДК 624

© А. А. Серебренников, д-р техн. наук, Заслуженный работник высшей школы РФ

© Д. А. Серебренников, канд. техн. наук

(Тюменский индустриальный университет)

E-mail: sereb_a_a@mail.ru, DaniilSereb@rambler.ru

DOI 10.23968/1999-5571-2017-14-2-119-125

© А. А. Serebrennikov, Dr. Sci. Tech., Honorary Worker of the Higher School of the RF

© D. A. Serebrennikov, PhD in Sci. Tech.

(Industrial University of Tyumen)

E-mail: sereb_a_a@mail.ru, DaniilSereb@rambler.ru

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ НАПРЯЖЕНИЙ ИЗГИБА ПОЛИЭТИЛЕНОВЫХ ТРУБ ПРИ ПРОКЛАДКЕ

THEORETICAL CALCULATION OF BENDING STRESS OF POLYETHYLENE PIPES AT LAYING

Описано напряженно-деформированное состояние полиэтиленовой трубы при изгибе. Представлен вывод математической модели, позволяющей аналитически рассчитать напряжения с учетом нелинейных характеристик. Аналитические расчеты, произведенные с помощью математической модели, проверены и подтверждены экспериментальными исследованиями.

Ключевые слова: полиэтиленовая труба, физико-механические характеристики, математическая модель, аналитические расчеты.

The paper describes the stress-strain state of the polyethylene pipe at bending. The authors present the derivation of the mathematical model enabling to calculate the stresses analytically taking into account nonlinear characteristics. Analytical calculations with the use of the mathematical model were checked and confirmed with experimental studies.

Keywords: polyethylene pipe, physical and mechanical characteristics, mathematical model, analytical calculations.

При сооружении инженерных коммуникаций все большее распространение получает использование полиэтиленовых труб, так как они не только легче и дешевле по сравнению с металлическими, но и в то же время обладают отличной гибкостью и сопротивляемостью механическим воздействиям. Внедрение новых технологий производства работ, как правило, ориентировано на использование свойств гибкости полиэтиленовых труб [1]. Однако при этом необходимо учитывать, что изгибные напряжения могут привести к необратимым деформациям материала и нарушению его прочностных характеристик. В конечном итоге это может нарушить эксплуатационные качества трубопровода (надежность, долговечность).

Одним из средств снижения затрат по сооружению полиэтиленовых трубопроводов является использование специализированной техники, работающей по принципу кабеле- и дреноукладчиков [2, 3]. Специфика их работы заключается в том, что полиэтиленовые трубы малого диаметра (до 110 мм) транспортируются с заводов-

изготовителей к месту укладки в бухтах. Бухта устанавливается на тяговую машину, которая обеспечивает укладку труб на нужную глубину без создания и последующей засыпки траншей (рис. 1). В результате значительно снижается себестоимость производства работ по сооружению трубопроводов.

Использование такой техники должно иметь научное обоснование для гарантированного сохранения прочностных свойств полиэтиленовых труб, так как они во время укладки подвергаются воздействию нескольких видов напряжений.

Ранее доказано, что максимальные нагрузки возникают в трубе при ее прохождении через криволинейный участок направляющего короба, расположенного на рабочем органе [4, 5]. В этом месте материал трубы испытывает наибольшие изгибные напряжения и работает в области упругопластических деформаций. Необходимо, чтобы эти деформации не приводили к необратимым воздействиям, поэтому должны быть проведены исследования напряженно-

Рис. 1. Схема трубоукладчика: 1 — бухта; 2 — полиэтиленовая труба; 3 — рабочий орган

деформированного состояния в целях сохранения прочностных характеристик трубы.

В основу описания напряженно-деформированного состояния трубы, учитывая то, что ее длина намного больше диаметра, может быть положена теория криволинейных стержней и кривых тонкостенных труб, однако при этом должны быть учтены нелинейные характеристики материала [6, 7].

Напряжения могут быть определены зависимостью [8, 9]

$$\sigma = E_c \cdot \varepsilon, \quad (1)$$

где E_c — секущий модуль, МПа; ε — относительная деформация.

Понятие секущего (переменного) модуля введено для учета нелинейных свойств материала конструкции. Этот модуль изменяется в зависимости от коэффициента жесткости материала и определяется по следующему соотношению:

$$E_c = \frac{E_0}{1 + b\sigma_{in}^2},$$

где E_0 — мгновенный модуль упругости, Па; b — коэффициент жесткости материала, Па⁻²; σ_{in} — интенсивность напряжений, Па.

Интенсивность напряжений определяется по зависимости

$$\sigma_{in} = \sqrt{(\sigma^2 + \sigma_T^2)},$$

где σ — напряжения, возникающие при изгибе вдоль оси трубы, Па; σ_T — радиальные напряжения, Па.

Радиальные напряжения учитывают внутреннее давление от продуктов перекачки [10]. Поскольку рассматривается технологический процесс сооружения трубопровода, то они отсутствуют.

Относительную деформацию можно определить следующим образом:

$$\varepsilon = \varepsilon_r + \varepsilon_s + \varepsilon_\eta, \quad (2)$$

где ε_r — относительная деформация от искривления трубы при прохождении по направляющему коробу трубоукладчика; ε_s — от растяжения и изгиба; ε_η — от изменения формы поперечного сечения.

Относительная деформация в результате искривления трубы определится как

$$\varepsilon_r = \frac{r}{R},$$

где r — наружный радиус трубы, м; R — радиус изгиба трубы, м.

Теория расчета относительной деформации ε_η известна исходя из строгого рассмотрения деформируемости сечения криволинейной трубы [11].

Вопрос изменения формы поперечного сечения предварительно изучался авторами путем комплекса экспериментальных исследований [12, 13].

Учет влияния сплющивания тонкостенного сечения при изгибе на зависимость между изгибающим моментом и изменением кривизны осуществляется коэффициентом снижения жесткости сечения (K), который определялся из выражения

$$K = \frac{1 + 12\lambda^2}{10 + 12\lambda^2},$$

где λ — геометрический коэффициент трубы.

Геометрический коэффициент трубы может быть рассчитан по формуле

$$\lambda = \frac{\delta R}{r^2},$$

где R — радиус изгиба; r — наружный радиус исследуемого образца трубы; δ — толщина стенки.

Коэффициент сплющивания β учитывает тот факт, что изменение формы приводит к изменению координаты точки поперечного сечения трубы по высоте относительно нейтральной оси, и его величина определяется по соотношению

$$\beta = \frac{6}{5 + 6\lambda^2}.$$

В результате доказано, что сплющивание трубы с криволинейной осью приводит к относительной деформации, которая может определяться следующим образом:

$$\varepsilon_\eta = \frac{\eta}{R + r},$$

где η — изменение радиуса поперечного сечения, м.

В свою очередь изменение радиуса поперечного сечения характеризует овальность трубы, которая должна после приложения нагрузки находиться в пределах, регламентируемых ГОСТ Р 50838–2009 (Трубы из полиэтилена для газопроводов. Технические условия).

Суммарную относительную деформацию от действия растяжения и изгибающего момента можно определить при рассмотрении элемента трубы длиной dS (рис. 2):

$$\mu_S = \mu_M + \mu_N.$$

Деформация от действия растяжения (N_S) характеризуется поворотом сечения вокруг центра кривизны на угол $d\varphi$:

$$\varepsilon_N = \frac{\Delta dS}{dS} = \frac{d\theta(R+y)}{d\varphi(R+y)} = \frac{d\theta}{d\varphi}. \quad (3)$$

Деформация от действия изгибающего момента (M_S) характеризуется поворотом сечения

Рис. 2. Деформирование изогнутого отрезка трубы при действии: а — растяжения (N_S); б — изгибающего момента (M_S)

трубы относительно собственной оси:

$$\varepsilon_M = \frac{\Delta dS}{dS} = \frac{d\beta}{d\varphi} \cdot \frac{y}{R+y}. \quad (4)$$

Суммарное действие от растягивающего усилия и изгибающего момента приводит к напряжениям, определяемым как

$$\sigma_S = E_c \varepsilon_S,$$

где E_c — секущий (переменный) модуль, Па.

Принимая во внимание (3) и (4),

$$\sigma_S = E_c \left[\frac{d\theta}{d\varphi} + \frac{d\beta}{d\varphi} \frac{y}{R+y} \right]. \quad (5)$$

Элементарная площадка dA поперечного сечения трубы (рис. 3), в которой определяются напряжения, описывается выражением

$$dA = \delta \cdot r \cdot d\alpha; \quad y = r \sin \alpha. \quad (6)$$

Внутренние усилия, возникающие в поперечном сечении изогнутой трубы, должны определяться путем интегрирования напряжений по площади

$$N_S = \int_A \sigma_S dA; \quad M_S = \int_A \sigma_S y dA. \quad (7)$$

Общие напряжения, действующие на элемент трубы (рис. 4), складываются из напряжений при изгибе вдоль оси криволинейного стержня σ_s , Па, и радиальных напряжений σ_r , Па. Последние возникают только при наличии внутреннего давления от продуктов перекачки, то есть в процессе эксплуатации [6, 7]. Поскольку рассматривается процесс сооружения трубопровода, то они в дальнейшем не принимаются во внимание.

Подставив выражения (5) и (6) в соотношения (7), можно получить

Рис. 3. Поперечное сечение полиэтиленовой трубы

Рис. 4. Напряжения и усилия, действующие на элемент трубы

$$N_S = \delta r \int_0^{2\pi} E_c \frac{d\theta}{d\varphi} d\alpha + \delta r^2 \int_0^{2\pi} E_c \frac{d\beta}{d\varphi} \frac{\sin \alpha d\alpha}{R + r \sin \alpha}; \quad (8)$$

$$M_S = \delta r^2 \int_0^{2\pi} E_c \frac{d\theta}{d\varphi} \sin \alpha d\alpha +$$

$$+ \delta r^3 \int_0^{2\pi} E_c \frac{d\beta}{d\varphi} \frac{\sin^2 \alpha}{R + r \sin \alpha} d\alpha.$$

Учет нелинейных свойств материала может быть осуществлен посредством характеристик жесткости растяжения и изгиба:

$$B_N = \delta r \int_0^{2\pi} E_c d\alpha;$$

$$D_N = \delta r^2 \int_0^{2\pi} E_c \sin \alpha d\alpha;$$

$$B_M = \delta r^2 \int_0^{2\pi} E_c \frac{\sin \alpha}{R + r \sin \alpha} d\alpha;$$

$$D_M = \delta r^3 \int_0^{2\pi} E_c \frac{\sin^2 \alpha}{R + r \sin \alpha} d\alpha. \quad (9)$$

Соотношения (8), по которым определяются значения внутренних усилий, с учетом характеристик (9) примут вид

$$N_S = B_N \frac{d\theta}{d\varphi} + B_M \frac{d\beta}{d\varphi};$$

$$M_S = D_N \frac{d\theta}{d\varphi} + D_M \frac{d\beta}{d\varphi}. \quad (10)$$

При рассмотрении рис. 4 и сопоставлении уравнений статики было получено

$$\frac{1}{R} \frac{dN_S}{d\varphi} + \frac{1}{R^2} \frac{dM_S}{d\varphi} = 0;$$

$$\frac{1}{R^2} \frac{d^2 M_S}{d\varphi^2} - \frac{N_S}{R} = q. \quad (11)$$

При подстановке в уравнения статики (8) соотношений (7) получено

$$\frac{1}{R} \frac{d}{d\varphi} \left(B_N \frac{d\theta}{d\varphi} + B_M \frac{d\beta}{d\varphi} \right) +$$

$$+ \frac{1}{R^2} \frac{d}{d\varphi} \left(D_N \frac{d\theta}{d\varphi} + D_M \frac{d\beta}{d\varphi} \right) = 0;$$

$$\frac{1}{R^2} \frac{d^2}{d\varphi^2} \left(D_N \frac{d\theta}{d\varphi} + D_M \frac{d\beta}{d\varphi} \right) -$$

$$- \frac{1}{R} \left(B_N \frac{d\theta}{d\varphi} + B_M \frac{d\beta}{d\varphi} \right) = q.$$

После вычисления производных итоговая система дифференциальных уравнений принимает вид

$$\frac{1}{R} \left(\frac{dB_N}{d\varphi} \frac{d\theta}{d\varphi} + B_N \frac{d^2 \theta}{d\varphi^2} + \frac{dB_M}{d\varphi} \frac{d\beta}{d\varphi} + B_M \frac{d^2 \beta}{d\varphi^2} \right) + \frac{1}{R^2} \times$$

$$\times \left(\frac{dD_N}{d\varphi} \frac{d\theta}{d\varphi} + D_N \frac{d^2 \theta}{d\varphi^2} + \frac{dD_M}{d\varphi} \frac{d\beta}{d\varphi} + D_M \frac{d^2 \beta}{d\varphi^2} \right) = 0; \quad (12)$$

$$\frac{1}{R^2} \left(\frac{d^2 D_N}{d\varphi^2} \frac{d\theta}{d\varphi} + 2 \frac{dD_N}{d\varphi} \frac{d^2 \theta}{d\varphi^2} + D_N \frac{d^3 \theta}{d\varphi^3} + \right.$$

$$+ \frac{d^2 D_M}{d\varphi^2} \frac{d\beta}{d\varphi} + 2 \frac{dD_M}{d\varphi} \frac{d^2 \beta}{d\varphi^2} + D_M \frac{d^3 \beta}{d\varphi^3} \left. \right) -$$

$$- \frac{1}{R} \left(B_N \frac{d\theta}{d\varphi} + B_M \frac{d\beta}{d\varphi} \right) = q. \quad (13)$$

Решение системы дифференциальных уравнений (12), (13) должно сопровождаться рассмотрением граничных условий относительно переменных θ и β . Участок трубы, проходящий по направляющему коробу рабочего органа, рас-

смотрен как криволинейный стержень, имеющий две скользящие заделки на краях. В начале изгиба (при $\varphi = 0$) и в конце (при $\varphi = \pi/2$) действует комплекс нагрузок, определяющих краевые условия действия напряжений в полиэтиленовой трубе.

Краевые условия при выполнении деформации по углам поворота на крайних участках запишутся следующим образом:

$$\beta_{\text{лев}} = \varphi_1; \beta_{\text{прав}} = \varphi_2. \quad (14)$$

Через усилия на границах левой и правой заделки соотношения (10) в сечении $\varphi = 0$ записываются в виде

$$\begin{aligned} N_S &= B_N \frac{d\theta}{d\varphi} + B_M \frac{d\beta}{d\varphi} = N_{\text{лев}}; \\ M_S &= D_N \frac{d\theta}{d\varphi} + D_M \frac{d\beta}{d\varphi} = M_{\text{лев}}. \end{aligned} \quad (15)$$

Аналогично эти же соотношения расписываются для правой кромки в сечении $\varphi = \varphi_{\text{конечное}}$:

$$\begin{aligned} N_S &= B_N \frac{d\theta}{d\varphi} + B_M \frac{d\beta}{d\varphi} = N_{\text{прав}}; \\ M_S &= D_N \frac{d\theta}{d\varphi} + D_M \frac{d\beta}{d\varphi} = M_{\text{прав}}. \end{aligned} \quad (16)$$

Производные неизвестных функций θ и β третьего порядка, и для их решения необходимо выдержать шесть краевых условий ((14)–(16)).

Необходимо принимать во внимание, что если жесткость по длине изогнутой трубы постоянна, а материал деформируется в упругой линейной области, то в этом случае секущий модуль E_c принимает постоянное значение, равное модулю упругости E_0 . Тогда система уравнений (12, 13) упростится и примет вид

$$\begin{aligned} \frac{1}{R^2} D_M \frac{d^3\beta}{d\varphi^3} - \frac{1}{R} B_N \frac{d\theta}{d\varphi} &= q; \\ \frac{1}{R} B_N \frac{d^2\theta}{d\varphi^2} + \frac{1}{R^2} D_M \frac{d^2\beta}{d\varphi^2} &= 0. \end{aligned}$$

Для оценки изменения напряженно-деформируемого состояния трубы на компьютере был использован метод конечных разностей. Этот метод успешно применяется в тех случаях, когда дифференциальные уравнения задачи известны.

Сущность метода заключается в замене дифференциальных уравнений системой алгебраических уравнений при использовании приближенных выражений для производных искомой функции. С помощью этого метода был произве-

Рис. 5. Изменение напряжений для труб различного диаметра в зависимости от радиуса изгиба

ден расчет и определены значения переменных θ и β во всех точках расчетной схемы [14].

В результате произведены расчеты напряжений (1) в полиэтиленовых трубах различного диаметра (до 110 мм включительно) и определена область их возможных изгибов, в которой обеспечивается сохранение физико-механических характеристик (рис. 5).

Правомерность аналитических расчетов подтверждена экспериментально. Доказано, что расчетные значения напряжений, возникающих в полиэтиленовых трубах различного диаметра при изгибе, с достаточной степенью точности соответствуют установленным фактическим значениям [15].

Библиографический список

1. Серебренников А. А., Курочкин С. Г. К вопросу классификации машин и оборудования для бестраншейной прокладки // Нефть и газ. Новые технологии в системах транспорта: материалы региональной науч.-практ. конф. Тюмень, 2004. С. 74–76.
2. Серебренников А. А., Курочкин С. Г. Устройство для бестраншейной прокладки полиэтиленовых трубопроводов // Эксплуатация и обслуживание транспортно-технологических машин. Тюмень, 2003. С. 174–176.
3. Лавров И. Г., Серебренников Д. А. Анализ конструкций машин и устройств для бестраншейной прокладки полиэтиленовых трубопроводов // Проблемы функционирования систем транспорта: материалы Всерос. науч.-практ. конф. Тюмень, 2012. С. 247–250.
4. Серебренников А. А., Лавров И. Г. Определение допустимых радиусов изгиба труб из полиэтилена ПЭ80 в зависимости от температурного фактора // Нефть и газ. 2007. № 2. С. 42–44.

5. Серебренников А. А., Лавров И. Г., Хакимов З. Р., Колесников Р. А. Выбор и обоснование методик расчета сил сопротивления, возникающих при прокладке полиэтиленовых трубопроводов машинами с ножевым рабочим органом // Новые технологии — нефтегазовому региону: материалы всерос. науч.-практ. конф. Тюмень, 2010. С. 172–174.

6. Окопный Ю. А., Радин В. П., Чирков В. П. Механика материалов и конструкций. М.: Машиностроение, 2001. 408 с.

7. Работнов Ю. Н. Механика деформируемого твердого тела: учеб. пособие для вузов. М.: Наука, 1988. 712 с.

8. Петров В. В. Нелинейная инкрементальная строительная механика. М.: Инфра-Инженерия, 2014. 480 с.

9. Tutuncu N. Plane stress analysis of end-loaded orthotropic curved beams of constant thickness with applications to full rings // Trans. ASME. J. Mech. Des. 1998. 120(2). Pp. 368–374.

10. Казан Д. Ф. Исследование свойств и расчет полиэтиленовых труб, применяемых в газоснабжении. М.: Стройиздат, 1964. 223 с.

11. Филин А. П. Прикладная механика твердого деформируемого тела: сопротивление материалов с элементами теории сплошных сред и строительной механики. Т. 2. М.: Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1978. 616 с.

12. Serebrennikov A., Serebrennikov D., Hakimov Z. Polyethylene pipeline bending stresses at an installation // American Journal of Engineering and Applied Sciences. 2016. № 9–2. Pp. 350–355.

13. Серебренников А. А., Серебренников Д. А. Напряженно-деформированное состояние полиэтиленовых трубопроводов при бестраншейной прокладке в условиях отрицательных температур // Материалы 10-й междунар. конф. по мерзлотоведению. Салехард, 2012. С. 467–469.

14. Серебренников А. А., Серебренников Д. А. Средства для бестраншейной прокладки полиэтиленовых трубопроводов (конструкции, исследования, расчеты). Тюмень: ТИУ, 2016. 112 с.

15. Серебренников А. А., Серебренников Д. А., Хакимов З. Р. К определению параметров рабочего органа бестраншейного трубоукладчика // Фундаментальные исследования. 2016. № 6–2. С. 318–322.

References

1. Serebrennikov A. A., Kurochkin S. G. K voprosu klassifikatsii mashin i oborudovaniya dlya bestransheynoy prokladki [To the issue of classification of machines and the equipment for trenchless layout]. *Trudy regional'noy nauch.-prakt. konf. «Neft' i gaz. Novye tekhnologii v*

sistemakh transporta» [Proc. of the regional sci. – pract. conf. "Oil and gas. New technologies in transport systems"]. Tyumen, 2004, pp. 74–76.

2. Serebrennikov A. A., Kurochkin S. G. *Ustroystvo dlya bestransheynoy prokladki poliehtilenovykh truboprovodov* [Arrangement for trenchless laying of polyethylene pipelines]. *Ehkspluatatsiya i obsluzhivanie transportno-tekhnologicheskikh mashin* [Operation and service of transport-technological machines]. Tyumen, 2003, pp. 174–176.

3. Lavrov I. G., Serebrennikov D. A. *Analiz konstruktivnykh mashin i ustroystv dlya bestransheynoy prokladki poliehtilenovykh truboprovodov* [Analysis of constructions of machines and equipment for trenchless laying of polyethylene pipelines]. *Trudy Vseros. nauch.-prakt. konf. Problemy funktsionirovaniya sistem transporta «Problemy funktsionirovaniya sistem transporta»* [Proc. of the All-Russia sci.-pract. conf. "Problems of functioning of systems of transport"]. Tyumen, 2012, pp. 247–250.

4. Serebrennikov A. A., Lavrov I. G. *Opreделение dopustimyykh radiusov izgiba trub iz poliehtilena PE80 v zavisimosti ot temperaturnogo faktora* [Determination of admissible bending radius of pipes from PE80 polyethylene depending on a temperature factor]. *Neft' i gaz – Oil and gas*, 2007, no. 2, pp. 42–44.

5. Serebrennikov A. A., Lavrov I. G., Khakimov Z. R., Kolesnikov R. A. *Vybor i obosnovanie metodik rascheta sil soprotivleniya, vznikayushchikh pri prokladke poliehtilenovykh truboprovodov mashinami s nozhevym rabochim organom* [Selection and substantiation of the method of calculation of the resistance forces arising in case of laying polyethylene pipelines by machines with a blade working tool]. *Trudy vseros. nauch.-prakt. konf. «Novye tekhnologii — neftegazovomu regionu»* [Proc. of the All-Russia sci.-pract. conf. "New technologies for the oil and gas region"]. Tyumen, 2010, pp. 172–174.

6. Okopnyy Yu. A., Radin V. P., Chirkov V. P. *Mekhanika materialov i konstruktivnykh mashin* [Mechanics of materials and constructions]. Moscow, Mechanical engineering Publ., 2001, 408 p.

7. Rabotnov Yu. N. *Mekhanika deformiruemogo tverdogo tela. Ucheb. posobie dlya vuzov* [Mechanics of a deformable solid body. Teaching manual for higher education institutions]. Moscow, Nauka Publ., 1988, 712 p.

8. Petrov V. V. *Nelineynaya inkremental'naya stroitel'naya mekhanika* [Non-linear incremental construction mechanics]. Moscow, Infra-Inzheneriya Publ., 2014, 480 p.

9. Tutuncu N. *Plane stress analysis of end-loaded orthotropic curved beams of constant thickness with applications to full rings*. Trans. ASME. J. Mech. Des. 1998. 120(2), pp. 368–374.

10. Kagan D. F. *Issledovanie svoystv i raschet poliehtilenovykh trub, primenyaemykh v gazosnabzhenii*

[Research of properties and calculation of the polyethylene pipes applied in gas supply]. Moscow, Stroyizdat Publ., 1964, 223 p.

11. Filin A. P. *Prikladnaya mekhanika tverdogo deformiruemogo tela: soprotivlenie materialov s ehlementami teorii sploshnykh sred i stroitel'noy mekhaniki* [Application-oriented mechanics of a solid deformable body: resistance of materials with elements of the theory of continuous mediums and construction mechanics]. Vol. 2. Moscow, Nauka Publ., Glavnaya redaktsiya fiziko-matematicheskoy literatury Publ., 1978, 616 p.

12. Serebrennikov A., Serebrennikov D., Hakimov Z. Polyethylene pipeline bending stresses at an installation. *American Journal of Engineering and Applied Sciences*, 2016, no. 9–2, pp. 350–355.

13. Serebrennikov A. A., Serebrennikov D. A. *Napryazhenno-deformirovannoe sostoyanie poliehtilenovykh truboprovodov pri bestransheynoy prokladke v usloviyakh*

otritsatel'nykh temperatur [The intense deformed status of polyethylene pipelines in case of trenchless laying in the conditions of the negative temperatures]. *Materialy 10-y mezhdunar. konf. po merzlotovedeniyu* [Proc. of the 10th. Int. conf. on permafrostology]. Salekhard, 2012, pp. 467–469.

14. Serebrennikov A. A., Serebrennikov D. A. *Sredstva dlya bestransheynoy prokladki poliehtilenovykh truboprovodov (konstruktsii, issledovaniya, raschety)* [Means for trenchless laying of polyethylene pipelines (construction, research, calculations)]. Tyumen, TIU Publ., 2016, 112 p.

15. Serebrennikov A. A., Serebrennikov D. A., Khakimov Z. R. *K opredeleniyu parametrov rabochego organa bestransheynogo truboukladchika* [To determination of parameters of the working tool of trenchless pipe layer]. *Fundamental'nye issledovaniya – Fundamental studies*, 2016, no 6–2, pp. 318–322.