



## Повышение пропускной способности шланга с электронагревательной спиралью для подачи загущенного консерванта на распыление

А. И. Петрашев\*, Л. Г. Князева

*Всероссийский научно-исследовательский институт использования техники и нефтепродуктов в сельском хозяйстве (г. Тамбов, Российская Федерация)*

\* [vitin-10.pet@mail.ru](mailto:vitin-10.pet@mail.ru)

### Аннотация

**Введение.** Защита от коррозии рабочих органов сельскохозяйственной техники выполняется путем пневматического нанесения загущенных консервантов с нагревом. Для этого внутрь шланга подачи консерванта на распыление вводят проволочную спираль и подключают ее к источнику тока. Известно, что толщина проволоки и шаг навивки спирали влияют на гидравлическое сопротивление течению жидкости. Однако не установлено, как диаметр спиральной вставки и ее нагрев влияют на пропускную способность канала гибкого шланга. Цель исследования – повышение пропускной способности гибкого шланга с электронагревательной спиралью. Для этого нужно определить ее геометрические параметры, минимизирующие гидравлическое сопротивление течению загущенного консерванта и уменьшающие затраты энергии на нагрев материала в шланге.

**Материалы и методы.** Предложено исследовать две электронагревательные спирали одной длины и различного диаметра, выполненные из одинаковых отрезков стальной сварочной проволоки. Разработан стенд для исследования влияния параметров спирали на гидравлическое сопротивление шланга. На нем определялись потери давления в шлангах со спиралью и в гладком шланге при течении по ним масла моторного отработанного и загущенного консерванта. Оценивалась пропускная способность шланга с холодной и нагретой спиралью.

**Результаты исследования.** Обоснован способ нагрева консерванта в пристенном слое шланга. При этом его пропускная способность повышается в полтора раза с меньшими затратами энергии (в 2,4 раза), чем при нагреве консерванта в центральной части шланга. При ламинарном режиме течения потери давления в шланге в 2 раза ниже от спирали, равной 0,85 диаметра канала шланга, чем от спирали, равной 0,67 диаметра канала.

**Обсуждение и заключение.** В результате выполненных исследований определен рациональный способ размещения электрической спирали возле стенки канала обогреваемого шланга. При пониженной температуре воздуха снижение вязкости загущенного консерванта за счет нагрева в шланге способствует уменьшению потерь давления до 50 % и увеличению его пропускной способности в 1,4–2,0 раза. Использование нагревательной спирали в шланге с загущенным консервантом позволит минимизировать потребление энергии при консервации техники на открытых площадках хранения.

**Ключевые слова:** обогреваемый шланг, пропускная способность, расход, гидравлическое сопротивление, спиральная вставка, загущенный консервант, вязкость

© Петрашев А. И., Князева Л. Г., 2021



Контент доступен по лицензии Creative Commons Attribution 4.0 License.  
This work is licensed under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

**Благодарности:** авторы выражают благодарность рецензентам, чья критическая оценка представленных материалов и высказанные предложения по их совершенствованию способствовали значительному повышению качества настоящей статьи.

*Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.*

**Для цитирования:** Петрашев А. И., Князева Л. Г. Повышение пропускной способности шланга с электронагревательной спиралью для подачи загущенного консерванта на распыление // Инженерные технологии и системы. 2021. Т. 31, № 4. С. 559–576. doi: <https://doi.org/10.15507/2658-4123.031.202104.559-576>

*Original article*

## **Increasing the Flow Capacity of Hoses with Electrical-Heater Coils to Supply Thickened Preservatives for Spraying**

**A. I. Petrashev\*, L. G. Knyazeva**

*All-Russian Research Institute for Use of Machinery and Petroleum Products in Agriculture (Tambov, Russian Federation)*

\* [vitin-10.pet@mail.ru](mailto:vitin-10.pet@mail.ru)

### **Abstract**

**Introduction.** Anticorrosion protection of agricultural machinery working elements is provided through using pneumatic application of thickened preservatives with heating. For this purpose, a wire coil is inserted inside the preservative-supply hose and connected to a current source. It is known that the wire thickness and the coil pitch affect the hydraulic resistance to fluid flow. However, it has not been established how the diameter of the coil insert and its heating affect the flow capacity of the flexible hose channel. The purpose of the research is to increase the capacity of a flexible hose with an electrical-heater coil. For this purpose, it is necessary to determine its geometric parameters minimizing the hydraulic resistance to the thickened preservative flow and reducing the energy consumption for heating the material in the hose.

**Materials and Methods.** It is proposed to investigate two electrical-heater coils of the same length, but of different diameter, made of steel welding wire pieces of equal length. There was developed a stand to study the influence of the inserted coil parameters on the hose hydraulic resistance. The stand was used to determine pressure losses in hoses with coils and in smooth hoses when used engine oil and thickened preservative flow through them. The flow capacity of the hose with cold and heated coils was estimated.

**Results.** The method of heating the preservative in the hose wall layer is justified. At the same time, its flow capacity increases one and a half times with less energy consumption (2.4 times) than when heating the preservative in the central part of the hose. Under laminar flow mode, the pressure loss in the hose is 2 times lower when the coil is equal to 0.85 of the hose channel diameter than when the coil is equal to 0.67 of the channel diameter.

**Discussion and Conclusion.** The research found the rational way of placing the electrical coil near the heated hose channel wall. At low air temperature, the reduction of the thickened preservative viscosity by heating in the hose helps to decrease the pressure loss up to 50% and increase its flow capacity by 1.4–2.0 times. The use of a electrical-heater coil in the hose with thickened preservative will minimize energy consumption when preserving equipment on open storage sites.

**Keywords:** heated hose, throughput, flow rate, hydraulic resistance, coil insert, thickened preservative, viscosity

**Acknowledgments:** The authors express their deep gratitude to the reviewers, whose critical assessment of the presented materials and suggestions for improving contributed to a significant improvement in the quality of this article.

*The authors declare no conflict of interest.*

**For citation:** Petrashev A.I., Knyazeva L.G. Increasing the Flow Capacity of Hoses with Electrical-Heater Coils to Supply Thickened Preservatives for Spraying. *Inzhenernyye tekhnologii i sistemy* = Engineering Technologies and Systems. 2021; 31(4):559-576. doi: <https://doi.org/10.15507/2658-4123.031.202104.559-576>

## Введение

Рабочие органы плугов, культиваторов, дисковых борон, сеялок и другой сельскохозяйственной техники при постановке в межсезонный период на длительное хранение необходимо покрывать консервационным материалом для защиты от коррозии. Под открытым небом защитная способность покрытий из отработанных моторных масел составляет 25–42 % [1; 2]. Введение в отработанные масла 12–15 % загущающих присадок повышает их атмосферостойкость и защитную способность до 97 % [3; 4]. При этом потери металла с поверхности рабочих органов снижаются в 20–25 раз [5].

Вязкость консерванта, содержащего отработанное масло и загущающую присадку, с понижением температуры значительно возрастает [6; 7]. В распылительном оборудовании из-за увеличения гидравлического сопротивления шланга уменьшаются его пропускная способность, расход и, как следствие, производительность нанесения вязкого консерванта. Разбавление консерванта бензином или дизельным топливом для понижения вязкости отрицательно влияет на защитные свойства наносимых покрытий, снижая срок защиты [8].

Чтобы обеспечить достаточную производительность нанесения вязкого консерванта в прохладную погоду

осеннего сезона, шланг подачи целесообразно выполнить обогреваемым для его разжижения в процессе нагнетания из бака в пистолет-распылитель. Для этого внутрь шланга вводят нагревательную спиральную вставку и подключают ее к источнику тока [9; 10].

Цель исследования – повышение пропускной способности гибкого шланга с электронагревательной спиралью за счет определения ее геометрических параметров, минимизирующих гидравлическое сопротивление течению загущенного консерванта и сокращающих затраты энергии на нагрев материала в шланге.

## Обзор литературы

Максимальный уровень расхода консервантов, наносимых пневматическими пистолетами-распылителями, зависит от конструкционного исполнения распылительной головки и составляет порядка 6–10 г/с [11; 12]. Дисперсность распыления консерванта влияет на сплошность, равномерность и защитные свойства нанесенного покрытия. Она зависит как от давления распыливаемого воздуха, так и от вязкости наносимого консерванта. В работе А. М. Губашевой указан допустимый предел условной вязкости консерванта, равный 73 секундам по вискозиметру ВЗ-4<sup>1</sup>. При этой вязкости допускается распыление консерванта с получением

<sup>1</sup> Губашева А. М. Разработка технологии консервации тукокоробасывающих машин с обсонованием параметров агрегата для нанесения защитных составов : автореф. дис. ... канд. техн. наук. Мичуринск, 2018. 23 с. URL: <http://www.mgau.ru/upload/iblock/56c/56cb4f83eef7a6261f38f49643fa6def.pdf> (дата обращения: 06.11.2021).

покрытия удовлетворительного качества. В ГОСТе приведена номограмма зависимости времени истечения ( $\zeta$ ) краски от ее кинематической вязкости ( $\text{мм}^2/\text{с}$ )<sup>2</sup>. В соответствии с этой номограммой времени истечения 73 с по ВЗ-4 нужна кинематическая вязкость краски, равная 300  $\text{мм}^2/\text{с}$ .

Если при нанесении в условиях пониженной температуры вязкость краски или консерванта превысит величину верхнего предела вязкости, то в работу необходимо включить нагревательную спираль в шланге. Нагрев консерванта в шланге обеспечит его разжижение и повысит расход, что позволит достаточно производительно и качественно наносить защитные покрытия при осенней консервации сельскохозяйственной техники.

Однако нагревательная спиральная вставка, находящаяся внутри шланга, уменьшает его проходное сечение, искажает структуру потока консерванта, влияет на гидравлическое сопротивление и пропускную способность шланга. Это подтверждают сравнительные гидравлические исследования гладких и гофрированных металлорукавов диаметром 8–25 мм, показавшие почти двухкратный рост потерь давления в гофрированных металлорукавах<sup>3</sup>. В опытах с трубой диаметром 12 мм, оснащенной спиральной вставкой шагом 50 мм и толщиной 0,85 мм, выявлено уменьшение расхода жидкости на треть по сравнению с гладкой трубой [13]. В другой работе приведены результаты экспериментального исследования коэффициента гидравлического сопротивления при течении теплоносителя в трубах со спиралью из проволоки разного шага [14]. При размещении спиральных вставок

в гладких трубах отмечается увеличение коэффициента гидравлического сопротивления от 5 до 40 % в ламинарной области течения теплоносителя. После введения в поток теплоносителя микропузырьков газа установлено вращение потока в пристенном слое при числе  $Re < 500$  [15]. Эти вращения и уменьшение гидравлического радиуса явились причинами роста коэффициента гидравлического сопротивления труб со спиральными вставками.

Ю. Г. Назмеев и И. А. Конохина исследовали пропускную способность труб с однозаходной винтовой накаткой в ламинарной области течения теплоносителя и установили факт прироста коэффициента гидравлического сопротивления от 30 до 200 % по отношению к коэффициенту гидравлического сопротивления гладкой трубы [16]. При этом максимальное увеличение гидравлического сопротивления характерно для трубы с минимальным шагом винтовой накатки и максимальной высотой выступа.

В другой работе представлена зависимость для определения коэффициента гидравлического сопротивления при течении воды в трубах с проволочными вставками:

$$f = 62,094 \cdot Re^{-0,449} \cdot \left(\frac{d_T}{s}\right)^{0,818} \cdot \left(\frac{e_{\Pi}}{d_T}\right)^{0,406}, \quad (1)$$

где  $d_T$  – диаметр трубы, мм;  $s$  – шаг спирали, мм;  $e_{\Pi}$  – толщина проволоки, мм [17].

Зависимость (1) указывает на рост гидравлического сопротивления трубы при увеличении толщины проволоки  $e_{\Pi}$  и уменьшении шага спирали  $s$  проволочной вставки. Эта зависимость соответствует результатам исследований

<sup>2</sup> ГОСТ 8420-74. Материалы лакокрасочные. Методы определения условной вязкости. М., 2004. 7 с. URL: <http://gostbank.metaltorg.ru/data/11470.pdf> (дата обращения: 06.11.2021).

<sup>3</sup> RGTA-GROUP. Гидравлическое сопротивление металлорукавов [Электронный ресурс]. URL: <http://www.rgta.ru/production> (дата обращения: 06.11.2021).

труб с винтовой нарезкой различной геометрической формы [18; 19].

Следует отметить, что в рассмотренных работах изучалось сопротивление течению маловязких теплоносителей при размещении проволочных спиралей вплотную к стенке жесткой трубы. Анализ показал, что практически не исследована связь пропускной способности гибкого шланга с диаметром спиральной вставки и ее смещением относительно оси шланга, с вязкостью протекающего консерванта и его нагревом.

### Материалы и методы

Экспериментальные гидравлические исследования проводили на трех шлангах типоразмера МБС12х20-1,6 МПа. Длина каждого шланга  $L_{ш} = 10$  м, внутренний диаметр  $d_{ш} = 12$  мм. Две электронагревательные спирали выполнены из стальной сварочной проволоки СВ-08Г2С диаметром  $d_{п} = 1,2$  мм и удельным электрическим сопротивлением 0,306 Ом/м (20 °С). Отрезки проволоки, используемые для изготовления спиралей, имели одинаковую длину  $L_{п} = 17,0$  м и электрическое сопротивление 5,2 Ом, что соответствовало нагрузке  $N_c = 250$  Вт при питании от понижающего трансформатора с напряжением 36 В.

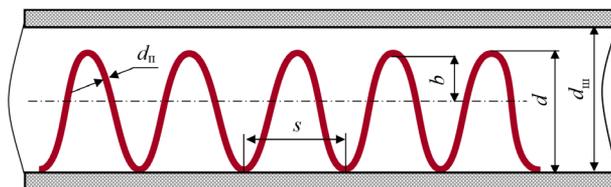
Обе нагревательные спирали, обозначенные как А и Б, изготовлены длиной по 10 м, соответствующей размеру шланга. Они различались диаметром  $d$  и шагом  $s$  спирали (рис. 1). При размещении в гибком шланге стальные спирали соприкасались с его поверхностью. Минимальное расстояние от витков спирали до оси шланга  $b = d - d_{п} - 0,5d_{ш}$ .

Геометрические параметры спирали А: диаметр  $d_a = 8,0$  мм; шаг  $s_a = 15,6$  мм; расстояние  $b_a = 0,8$  мм; отношение к диаметру канала шланга  $d_a / d_{ш} = 0,67$ . Геометрические параметры спирали Б: диаметр  $d_b = 10,2$  мм; шаг  $s_b = 19,8$  мм; расстояние  $b_b = 3,0$  мм; отношение к диаметру канала шланга  $d_b / d_{ш} = 0,85$ .

Один шланг оснастили спиралью А (шланг А), второй – спиралью Б (шланг Б), третий не имел спирали (гладкий шланг). Влияние параметров спирали на гидравлическое сопротивление шланга было исследовано на пневмо-гидравлическом стенде (рис. 2).

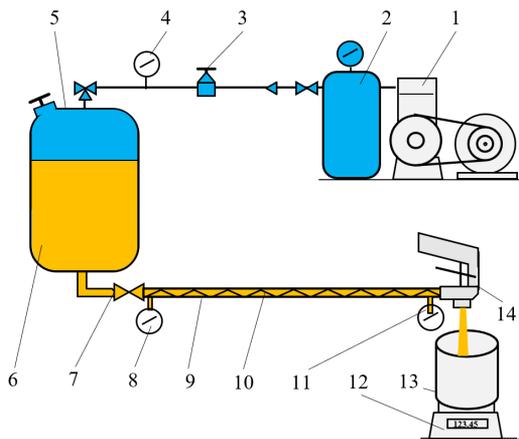
В горизонтальной плоскости размещали шланг 9 и подсоединенные к нему лабораторные манометры 8 и 11. Консервант 6 заливали в бак 5, сжатый воздух подавали от ресивера 2 работающего компрессора 1. Давление воздуха в баке 5 устанавливали посредством регулятора давления 3 и манометра 4. Под напором воздуха консервант 6 из бака 5 протекал по шлангу 9 и через сопло пистолета-распылителя 14 сливался в приемную емкость 13. Повышая давление воздуха, увеличивали давление выдачи  $p$  и расход консерванта.

Давление  $p_1$  консерванта на входе в шланг и давление  $p_2$  на выходе из него измеряли соответственно манометрами 8 и 11 с точностью 0,5 кПа, время  $t$  истечения – секундомером. Слитый в приемную емкость консервант взвешивали на электронных весах 12 для определения его массы  $m$  в граммах. Массовый расход консерванта  $q = m / t$ . Потери давления в шланге  $\Delta p = p_1 - p_2$ .



Р и с. 1. Электронагревательная спираль в шланге

F i g. 1. Electrical-heater coil in the hose



Р и с. 2. Схема стенда для исследования гидравлического сопротивления шланга:  
 1 – компрессор; 2 – ресивер; 3 – регулятор давления; 4 – манометр пневматический;  
 5 – бак; 6 – консервант; 7 – кран; 8, 11 – манометр жидкостный; 9 – шланг;  
 10 – исследуемая спираль; 12 – весы; 13 – емкость; 14 – пистолет-распылитель

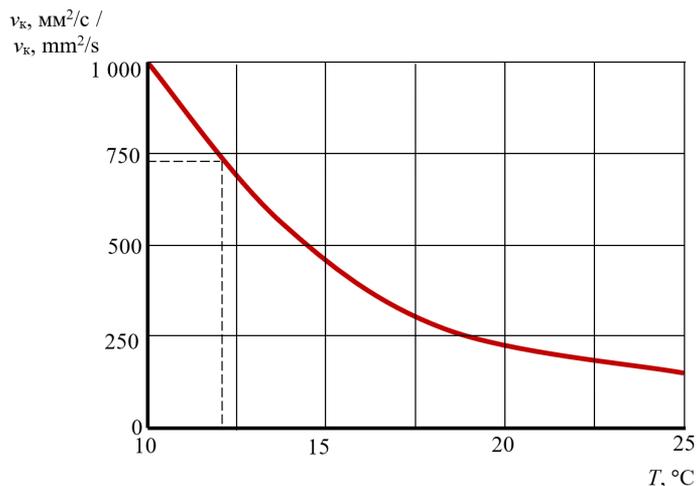
F i g. 2. Scheme of the stand for the study of the hydraulic resistance of the hose:  
 1 – compressor; 2 – receiver; 3 – pressure regulator; 4 – pneumatic pressure gauge;  
 5 – tank; 6 – preservative; 7 – crane; 8, 11 – liquid manometer; 9 – hose; 10 – investigated coil;  
 12 – scales; 13 – capacity; 14 – spray gun

Исследовали потери давления в шлангах при течении ньютоновской (отработанного моторного масла) и неньютоновской жидкости (загущенного консерванта). Загущенный консервант получали нагревом и смешиванием масла моторного отработанного с 10 % кубовых аминов, содержащих алифатические амины (ингибитор коррозии) и парафины (загуститель масла). Гидравлические исследования шлангов проводили в два этапа.

На первом этапе опыты выполняли при температуре 20 °С, исследовали потери давления в шлангах с холодными спиральями и в гладком шланге. Выявляли спираль, оказывающую меньшее гидравлическое сопротивление течению отработанного масла и загущенного консерванта. Кинематическую вязкость исследуемых жидкостей измеряли посредством вискозиметра Smart L. При 20 °С кинематическая вязкость отработанного масла  $\nu_m = 122 \text{ мм}^2/\text{с}$ . Для загущенного консерванта определяли эффективную

кинематическую вязкость, зависимость которой от температуры показана на рисунке 3. При 20 °С эффективная кинематическая вязкость загущенного консерванта  $\nu_k = 236 \text{ мм}^2/\text{с}$ .

На втором этапе опыты проводили при температуре 12 °С с загущенным консервантом, эффективная кинематическая вязкость которого 725 мм<sup>2</sup>/с значительно превышала допустимый предел вязкости по распылению 300 мм<sup>2</sup>/с. Исследовали потери давления в шланге со спиралью, имеющей меньшее гидравлическое сопротивление. Шланг заполняли загущенным консервантом, выдерживали 1,5 ч для выравнивания температур консерванта и воздуха. Включали нагрев спирали в шланге и спустя 0,2 ч подавали сжатый воздух в бак. Выпуская консервант из бака сквозь обогреваемый шланг, определяли потери давления. При этой же температуре исследовали потери давления холодного консерванта в гладком шланге.



Р и с. 3. Зависимость эффективной кинематической вязкости загущенного консерванта  $v_k$  от температуры  $T$  (вискозиметр Smart L, шаг 4 с)

F i g. 3. Dependence of the effective kinematic viscosity of the thickened preservative  $v_k$  from temperature  $T$  (Smart L viscometer, step 4 s)

Во время опытов для различных значений массового расхода исследуемых жидкостей  $q$  определяли значения потерь давления в гладком шланге  $\Delta p_o$ , в шланге А  $\Delta p_a$ , в шланге Б  $\Delta p_b$ . Рассчитывали изменение потерь давления  $\hat{\Delta p}$  (%) в шланге со спиралью по отношению к потерям давления в гладком шланге:

$$\hat{\Delta p} = \frac{\Delta p - \Delta p_o}{\Delta p_o} \cdot 100 \% \quad (2)$$

### Результаты исследования

Электронагревательная спиральная вставка может быть выполнена малым диаметром для нагрева консерванта в центральной части потока или большим диаметром для нагрева консерванта в пристенной области. Разрабатывая обогреваемый шланг для консервационного оборудования, важно из двух вариантов попутного нагрева консерванта выбрать тот, который при минимуме энергозатрат обеспечит

необходимую пропускную способность шланга. При подаче напряжения на спираль в первую очередь будет нагреваться и разжижаться слой консерванта, соприкасающийся с ним. Слой консерванта, удаленный от спирали, останется холодным и вязким. Поэтому движущийся по обогреваемому шлангу поток консерванта может иметь разную температуру в слоях поперечного сечения и его допустимо считать двухслойным.

Рассмотрим схему движения двухслойного потока консерванта сквозь шланг, в которой не учитывается деформация шланга, гидравлическое сопротивление нагревательной спирали и потери тепла в атмосферу. Примем, что загущенный консервант относится к ньютоновской жидкости, его движение сквозь шланг является ламинарным и равномерным, при котором действует параболический закон распределения скоростей. На рисунке 4 приведен профиль скоростей потока и обозначены следующие показатели:  $u_{\max}$  – осевая скорость потока;  $h_c$  – динамическая

вязкость консерванта в пристенной области;  $\eta_{ц}$  – динамическая вязкость консерванта в центральной части;  $r$  – радиус центральной части потока;  $R$  – радиус проходного канала в шланге.

Пропускная способность шланга характеризуется расходом консерванта и зависит от давления выдачи. ГОСТ 24856-2014 определяет пропускную способность трубопроводной арматуры как величину<sup>4</sup>, численно равную расходу рабочей среды, протекающей через арматуру при перепаде давлений 1 кгс/см<sup>2</sup>.

Для течения сквозь шланг двухслойного потока консерванта, без учета гидравлического сопротивления спирали, в одной из наших работ определены потери давления

$$\Delta p = \frac{8QL_{ш}\eta_{ц}\eta_{с}}{\pi [R^4\eta_{ц} - r^4(\eta_{ц} - \eta_{с})]}, \quad (3)$$

где  $Q$  – объемный расход консерванта, м<sup>3</sup>/с;  $\Delta p$  – потери давления в шланге, Па;  $R$  и  $L_{ш}$  – радиус и длина канала в шланге, м;  $r$  – радиус центральной

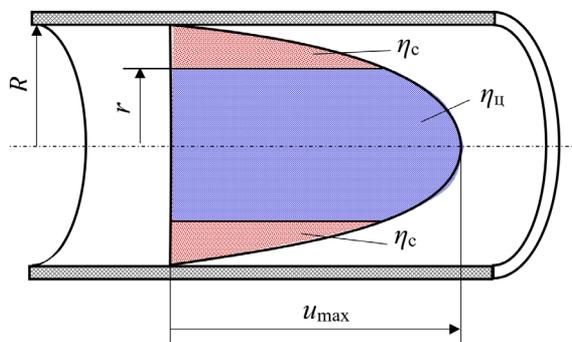
части потока, м;  $\eta_{ц}$  и  $\eta_{с}$  – динамическая вязкость слоев консерванта в центральной части и в пристенной области, Па·с.

С одной стороны, потери давления  $\Delta p$  в шланге напрямую зависят от расхода  $Q$  консерванта, а с другой – на расход консерванта влияют потери давления<sup>5</sup>. Для дальнейшего анализа течения двухслойного потока, по примеру ГОСТа<sup>6</sup>, из формулы (3) определим пропускную способность шланга как отношение расхода  $Q$  консерванта к потерям давления  $\Delta p$ :

$$K = \frac{Q}{\Delta p} = \frac{\pi [R^4\eta_{ц} - r^4(\eta_{ц} - \eta_{с})]}{8L_{ш}\eta_{ц}\eta_{с}}, \quad (4)$$

где  $K$  – пропускная способность шланга, м<sup>3</sup>/(Па·с).

Обозначим коэффициентом разделения потока в шланге  $\kappa$  отношение радиуса центральной части потока к радиусу канала ( $\kappa = r/R$ ), а коэффициентом понижения вязкости  $\mu$  – отношение вязкостей разогретого  $\eta_p$  и холодного  $\eta$  слоев консерванта:



Р и с. 4. Профиль скоростей и распределение вязкости двухслойного потока консерванта в сечении F i г. 4. Velocity profile and viscosity distribution of the two-layer flow of the preservative in the section

<sup>4</sup> ГОСТ 24856-2014. Арматура трубопроводная. Термины и определения. М. : Стандартинформ, 2015. 73 с. URL: <https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4293767/4293767362.pdf> (дата обращения: 06.11.2021).

<sup>5</sup> Петрашев А. И. Совершенствование технологических процессов и ресурсосберегающих средств консервации сельскохозяйственной техники при хранении : автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Саратов, 2007. 48 с. URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=15850201> (дата обращения: 06.11.2021).

<sup>6</sup> ГОСТ 24856-2014.

$$\mu = \frac{\eta_p}{\eta}. \quad (5)$$

В рамках рассматриваемой схемы потока значения указанных коэффициентов изменяются в интервалах

$$1,0 \geq \kappa \geq 0; 1,0 \geq \mu \geq 0.$$

В случае движения сквозь шланг холодного консерванта, когда вязкость одинакова по всему сечению шланга ( $\eta_{ц} = \eta_c = \eta$ ), пропускную способность (ПС) шланга  $K_x$  определим из уравнения (4):

$$K_x = \frac{\pi R^4}{8L_{ш}\eta}. \quad (6)$$

Рассмотрим первый способ нагрева, при котором в шланге греется и разжижается пристенный слой консерванта толщиной  $R - r$ . Вязкость разогретого консерванта в пристенном слое  $\eta_c = \eta_p = \eta\mu$ , а холодного консерванта в центральной части потока  $\eta_{ц} = \eta$ .

Из уравнения (4) найдем ПС шланга  $K_c$  при течении консерванта с разогретым пристенным слоем:

$$K_c = \frac{\pi R^4 [\mu^{-1} - \kappa^4 (\mu^{-1} - 1)]}{8L_{ш}\eta}. \quad (7)$$

Из выражений (7) и (6) определим уровень роста ПС шланга  $K_c / K_x$  при течении потока консерванта с разогретым пристенным слоем:

$$\frac{K_c}{K_x} = \mu^{-1} - \kappa^4 (\mu^{-1} - 1). \quad (8)$$

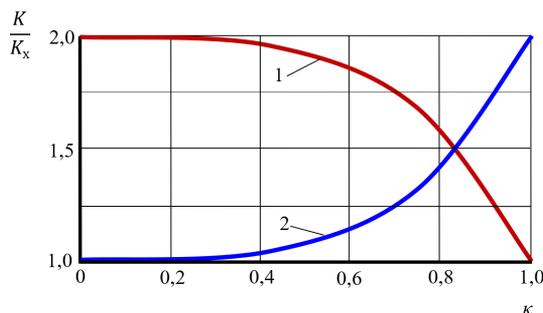
Рассмотрим второй способ нагрева, при котором греется и разжижается центральная часть потока. Вязкость разогретого консерванта в центральной части  $\eta_c = \eta_p = \eta\mu$ , а холодного в пристенном слое  $\eta_c = \eta$ . Из уравнения (4) найдем ПС шланга  $K_{ц}$  при течении консерванта с разогретой центральной частью:

$$K_{ц} = \frac{\pi R^4 [1 + \kappa^4 (\mu^{-1} - 1)]}{8L_{ш}\eta}. \quad (9)$$

Уровень роста ПС шланга  $K_{ц} / K_x$  при течении потока консерванта с разогретой центральной частью находим из выражений (9) и (6):

$$\frac{K_{ц}}{K_x} = 1 + \kappa^4 (\mu^{-1} - 1). \quad (10)$$

Если за счет разогрева вязкость консерванта снизится в 2 раза (коэффициент понижения вязкости  $\mu = 0,5$ ), то графики, отображающие зависимости (8) и (10), будут иметь вид, показанный на рисунке 5.



Р и с. 5. Уровень роста ПС шланга  $K / K_x$  при течении консерванта двухслойным потоком в зависимости от коэффициента разделения  $\kappa$ : 1 – с нагретым пристенным слоем; 2 – с нагретой центральной частью

Fig. 5. Level of growth the throughput of the hose  $K / K_x$  during the flow of the preservative in a two-layer, depending on the separation factor  $\kappa$ : 1 – with a heated wall layer; 2 – with a heated central part

Графики 1 и 2 симметричны относительно ординаты, проходящей через точку их пересечения  $K/K_x = 1,5$ . Определим эквивалентный коэффициент  $\kappa_3$  разделения двухслойного потока, при котором значения ПС шланга будут равными ( $K_{ц} = K_c$ ) в обоих вариантах разогрева консерванта. Для этого приравняем выражения (8) и (10), а после разделения переменных получим

$$\kappa_3^4 = 0,5, \quad \kappa_3 = r_3/R = 0,84,$$

где  $r_3$  – эквивалентный радиус потока, м.

Расчеты показывают, что при разделении двухслойного потока по эквивалентному радиусу ( $r_3 = 0,84R$ ) ПС шланга одинакова ( $K_c = K_{ц} = K_3$ ) в обоих вариантах нагрева консерванта. Если при течении по шлангу вязкость нагреваемого слоя консерванта повысить в 2 раза (коэффициент  $\mu = 0,5$ ), то ПС шланга возрастет в 1,5 раза ( $K_3 = 1,5K_x$ ).

Установим, как меняется ПС шланга  $K_3/K_x$  при прокачке консерванта двухслойным потоком в зависимости от коэффициента понижения вязкости  $\mu$ . Граничные условия следующие: величина эквивалентного радиуса разделения потока  $r_3 = 0,84R$ , коэффициент понижения вязкости в диапазоне  $1,0 \geq \mu > 0,1$ . Под-

ставив эквивалентный коэффициент разделения потока ( $\kappa_3 = 0,84$ ) в формулу (8) или (10), определим уровень роста эквивалентной ПС шланга при нагреве консерванта в двухслойном потоке:

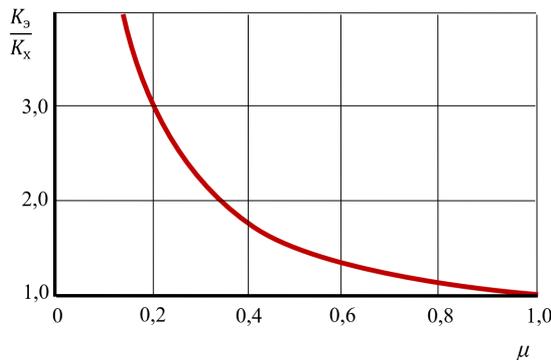
$$\frac{K_3}{K_x} = 0,5(\mu^{-1} + 1). \quad (11)$$

На рисунке 6 представлен график, иллюстрирующий формулу (11).

Из графика видно, что в случае течения консерванта двухслойным потоком с разогретой центральной частью (равно как и с разогретым пристенным слоем) при понижении коэффициента вязкости  $\mu$  от 1,0 до 0,2 (в 5 раз) эквивалентная ПС шланга  $K_3/K_x$  возрастет в 3 раза по сравнению с течением холодного консерванта.

Сравним затраты тепловой энергии на предварительный разогрев холодного консерванта в центральной части и в пристенном слое канала шланга. Затраты энергии  $E_{ц}$  на предварительный разогрев консерванта в центральной части, ограниченной эквивалентным радиусом  $r_3$ , определим по формуле

$$E_{ц} = \pi (\kappa_3 R)^2 L_{ш} \cdot c \cdot \Delta T, \quad (12)$$



Р и с. 6. Уровень роста эквивалентной ПС шланга  $K_3/K_x$  в зависимости от коэффициента  $\mu$  понижения вязкости консерванта

Fig. 6. Level of growth the equivalent in the throughput of the hose  $K_3/K_x$  depending on the coefficient  $\mu$  of reducing the viscosity of the preservative

где  $R$  – радиус канала шланга,  $R = 0,5d_{ш}$ , м;  $c$  – объемная теплоемкость консерванта, Дж/(м<sup>3</sup>·°C);  $\Delta T$  – повышение температуры консерванта при разогреве, °C.

Затраты энергии  $E_c$  на предварительный разогрев консерванта в пристенном слое, ограниченном эквивалентным радиусом  $r_3$  и поверхностью шланга:

$$E_c = \pi \left[ R^2 - (\kappa_3 R)^2 \right] L_{ш} \cdot c \cdot \Delta T. \quad (13)$$

Из формул (12) и (13) найдем соотношение затрат энергии:

$$\frac{E_{ш}}{E_c} = \frac{\kappa_3^2}{1 - \kappa_3^2} = \frac{0,84^2}{1 - 0,84^2} = 2,4.$$

Как видим, при равной ПС шлангов затраты энергии на предварительный разогрев консерванта в центральной части, ограниченной эквивалентным радиусом, будут в 2,4 раза выше затрат энергии на разогрев пристенного слоя. Следовательно, энергетически менее затратным является первый способ разогрева вязкого консерванта в пристенном слое от электронагревательной

спирали, размещенной внутри шланга возле стенки.

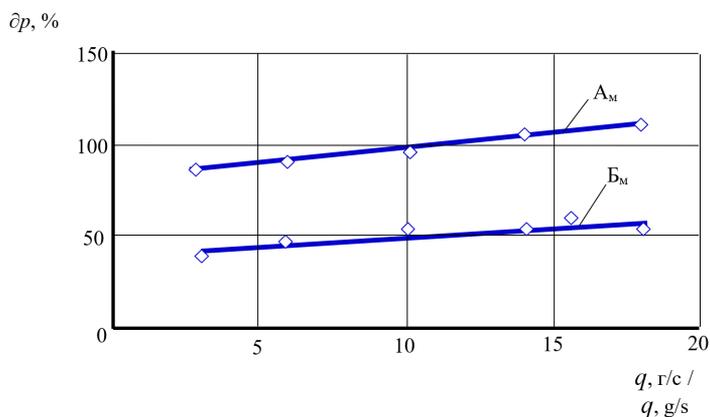
При выборе проволочной спирали для разогрева консерванта в шланге оценивалась ее поверхностная мощность ( $\beta$ , Вт/см<sup>2</sup>):

$$\beta = \frac{N_c}{F} = \frac{N_c}{\pi d_{ш} L_{ш}}, \quad (14)$$

где  $N_c$  – нагрузка (мощность) спирали,  $N_c = 250$  Вт;  $F$  – площадь поверхности проволоки в спирали, см<sup>2</sup>;  $L_{ш}$  – длина проволоки в спирали,  $L_{ш} = 1700$  см;  $d_{ш}$  – диаметр проволоки,  $d_{ш} = 0,12$  см.

Расчет по формуле (14) дал величину поверхностной мощности спирали ( $\beta = 0,4$  Вт/см<sup>2</sup>), которая в 2 раза ниже допустимой поверхностной мощности ( $\beta_d = 0,8$  Вт/см<sup>2</sup>) для резинотекстильных шлангов [12]. Поэтому электронагревательные спирали А и Б, выполненные из проволоки с указанными геометрическими параметрами, пригодны для использования внутри исследуемого шланга.

Результаты первого этапа исследования потерь давления при течении сквозь шланги масла моторного отработанного отражены на рисунке 7.



Р и с. 7. Изменение потерь давления  $\Delta p$  в шлангах со спиралями по отношению к потерям давления в гладком шланге в зависимости от расхода  $q$  отработанного масла:

$A_M$  – для холодной спирали А;  $B_M$  – для холодной спирали Б; температура масла 20 °C

F i g. 7. Change in pressure loss  $\Delta p$  in hoses with coils in relation to pressure loss in smooth hoses depending on the consumption  $q$  of waste oil:  $A_M$  – for cold spiral А;  $B_M$  – for cold coil Б; oil temperature 20 °C

Режим течения отработанного масла по гладкому шлангу оценивали числом Рейнольдса:

$$Re = \frac{4q}{\pi d_{ш} v_m \rho_m}, \quad (15)$$

где  $q$  – расход масла, г/с;  $\rho_m$  – плотность масла,  $\rho_m = 9 \cdot 10^{-4}$  г/мм<sup>3</sup>;  $d_{ш}$  – диаметр канала в шланге,  $d_{ш} = 12$  мм;  $v_m$  – кинематическая вязкость масла,  $v_m = 122$  мм<sup>2</sup>/с.

По формуле (15) для минимального и максимального значений расхода (3 и 18 г/с) определен диапазон чисел Рейнольдса в данном исследовании  $26 \leq Re \leq 156$ . Данный диапазон чисел Рейнольдса относится к ламинарной области течения масла.

Графики  $A_m$  и  $B_m$  указывают на рост относительных потерь давления при увеличении расхода масла. С увеличением расхода масла от 3 до 18 г/с относительные потери давления в шланге А возросли от 88 до 112 %, а в шланге Б – от 45 до 54 %. Как видим, относительные потери давления в шланге со спиралью Б, витки которой находились ближе к стенке канала шланга, были почти в 2 раза ниже, чем в шланге со спиралью А.

Более высокие потери давления в шланге со спиралью А можно объяснить двумя причинами. Во-первых, спираль А имела меньший шаг ( $s_a = 15,6$  мм), чем спираль Б ( $s_b = 19,8$  мм), и, согласно формуле (1), оказывала большее гидравлическое сопротивление течению масла. Но расчет по формуле (1) для шагов спиралей 19,8 и 15,6 мм дает величину повышения коэффициента гидравлического сопротивления всего в 1,22 раза, что значительно ниже полученного результата. Во-вторых, витки спирали А находились ближе к оси шланга ( $b_a = 0,8$  мм), чем

спирали Б ( $b_b = 3,0$  мм). При ламинарном режиме течения потока жидкости его осевая скорость является максимальной (см. рис. 3). Как показано в работе А. М. Гайфуллина и А. В. Зубцова, сопротивление вставки определяется величиной импульса, который теряет поток жидкости в слое смешения [20]. Так как величина импульса зависит от скорости течения, то взаимодействие спирали А с быстродвижущимися слоями вдоль оси шланга увеличило потери импульса в потоке масла и потери давления по сравнению со спиралью Б.

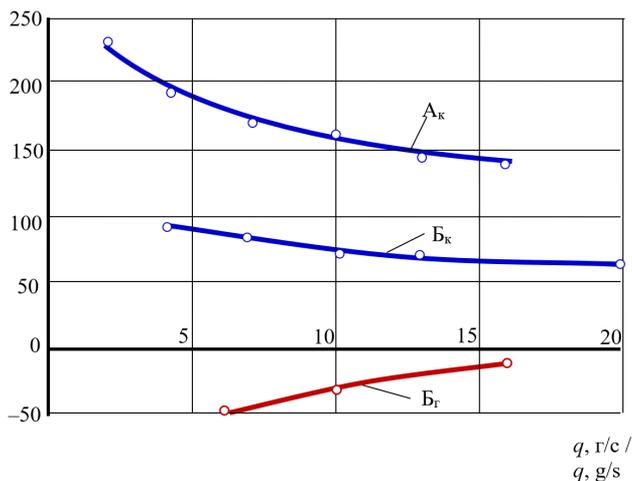
На рисунке 8 (графики  $A_k$  и  $B_k$ ) показано изменение потерь давления при течении загущенного консерванта сквозь шланги с холодными спиральями, температура 20 °С.

Графики  $A_k$  и  $B_k$  указывают на снижение относительных потерь давления при увеличении расхода загущенного консерванта. С увеличением расхода консерванта от 4 до 16 г/с относительные потери давления в шланге А снизились от 190 до 140 %, а в шланге Б – от 95 до 70 %. Полученные результаты отражают аномальность течения загущенного консерванта как неньютоновской структурированной жидкости.

Так как эффективная вязкость структурированной жидкости зависит от скорости сдвига, то она уменьшается при увеличении давления и скорости течения<sup>7</sup>. Это относится к исследуемому консерванту, вязкость которого снижается в результате механического разрушения структур, образовавшихся благодаря наличию парафина в качестве загустителя<sup>8</sup>. Так как спираль А оказывает большее сопротивление течению консерванта сквозь шланг, разрушение структур в консерванте происходит интенсивнее, чем в шланге со спиралью Б.

<sup>7</sup> Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. Изд. 7-е, испр. М. : Дрофа, 2003. 340 с.

<sup>8</sup> Гуреев А. А., Фукс И. Г., Лашхи В. А. Химмотология. М. : Химия, 1986. 368 с. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=29137610> (дата обращения: 06.11.2021).



Р и с. 8. Изменение потерь давления  $\Delta p$  в шлангах со спиралями по отношению к потерям давления в гладком шланге в зависимости от расхода  $q$  загущенного консерванта:  $A_k$  – для холодной спирали А;  $B_k$  – для холодной спирали Б, температура консерванта 20 °С;  $B_r$  – для нагретой спирали Б, начальная температура консерванта 12 °С

F i g. 8. Change in pressure loss  $\Delta p$  in hoses with coils in relation to pressure loss in smooth hoses depending on the consumption  $q$  of the thickened preservative:  $A_k$  – for cold coil А;  $B_k$  – for cold coil Б, preservative temperature 20 °С;  $B_r$  – for heated coil Б, the initial temperature of the preservative is 12 °С

Об этом свидетельствует более крутой угол наклона графика  $A_k$  к оси абсцисс в сравнении с углом наклона графика  $B_k$ . Несмотря на различие в характере течения загущенного консерванта и масла, в опытах с консервантом гидравлическое сопротивление спирали Б большего диаметра было тоже в 2 раза ниже, чем спирали А меньшего диаметра.

В ходе исследований, проведенных на отработанном моторном масле и на загущенном консерванте, однозначно установлено, что шланг со спиралью Б большего диаметра имеет меньшее гидравлическое сопротивление, чем шланг со спиралью А. Поэтому в серии опытов второго этапа, проводимых с нагревом загущенного консерванта, был использован шланг со спиралью Б. Результаты выполненного исследования показаны на рисунке 8, график  $B_r$ .

Потери давления в шланге, обогреваемом спиралью Б, тоже зависели от расхода загущенного консерванта, но при этом оставались ниже, чем в глад-

ком шланге. В результате относительные потери давления  $\Delta p$  имели отрицательные значения. В интервале расхода от 6 до 16 г/с потери давления  $\Delta p$  увеличились от –50 до –10 % (в 5 раз). Рост потерь давления при увеличении расхода был обусловлен снижением температуры нагреваемого загущенного консерванта и, соответственно, повышением его вязкости. Для этого уровня расхода потери давления в обогреваемом спиралью Б шланге ниже, чем в гладком шланге соответственно на 50–25 % (см. рис. 8, график  $B_r$ ).

Благодаря нагреву загущенного консерванта от спирали Б уменьшаются относительные потери давления и изменяется пропускная способность шланга. Определим пропускные способности гладкого шланга  $K_{гп}$  и шланга со спиралью  $K_c$ :

$$K_{гп} = \frac{q_{\phi}}{\Delta p_0 \cdot \rho}, \quad K_c = \frac{q_{\phi}}{\Delta p \cdot \rho}, \quad (16)$$

где  $q_\phi$  – опытное значение массового расхода консерванта, кг;  $\rho$  – плотность консерванта, кг/м<sup>3</sup>;  $\Delta p_0$  – потери давления в гладком шланге, Па;  $\Delta p$  – потери давления в шланге со спиралью, Па.

Из выражений (16) найдем потери давления в шлангах:

$$\Delta p_0 = \frac{q_\phi}{K_{\text{гл}} \cdot \rho}, \quad \Delta p = \frac{q_\phi}{K_c \cdot \rho}. \quad (17)$$

Подставив полученные выражения в формулу (2), установим взаимосвязь между пропускными способностями шланга со спиралью Б (нагретой или холодной) и гладкого шланга:

$$\frac{K_c}{K_{\text{гл}}} = \frac{100}{100 + \partial p}. \quad (18)$$

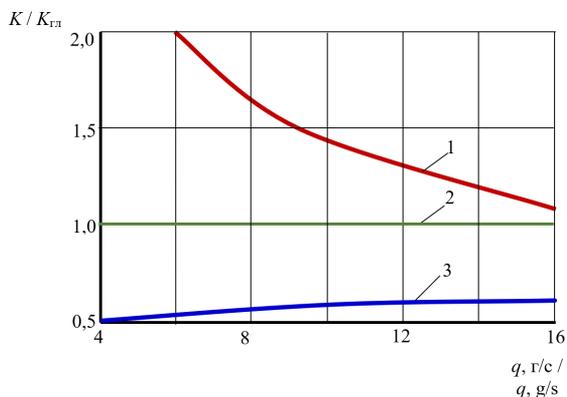
Используя данные с графиков Б<sub>к</sub> и Б<sub>г</sub> (см. рис. 8), по формуле (18) рассчитаем изменения величин  $K / K_{\text{гл}}$  пропускных способностей шлангов в интервале массового расхода  $4 \leq q \leq 16$  г/с. Результаты расчетов в виде графиков показаны на рисунке 9.

ПС шланга с холодной спиралью Б (рис. 9, график 3) практически наполовину ( $K_{\text{с.х.}} / K_{\text{гл}} = 0,5-0,6$ ) ниже ПС гладкого шланга (рис. 9, график 2). Если работать с нагретой спиралью Б (рис. 9, график 1), то ПС шланга повысится в 2 раза ( $K_{\text{с.н.}} / K_{\text{гл}} = 2$ ) при расходе консерванта  $q = 6$  г/с и в 1,4 раза при расходе 10 г/с. Более высокая ПС шланга с нагретой спиралью при меньшем расходе обусловлена более высокой температурой нагреваемого консерванта и, соответственно, его меньшей вязкостью.

### Обсуждение и заключение

В условиях осеннего сезона работоспособность пневмораспылительного оборудования для нанесения загущенного консерванта на рабочие органы сельхозмашин может быть обеспечена нагревом и разжижением материала в напорном шланге от электрической спирали. Показано, что нагрев консерванта в периферийном слое возле стенки шланга увеличивает его пропускную способность с меньшими затратами энергии (в 2,4 раза), чем нагрев в центральной части шланга.

Исследовано влияние геометрических параметров электрической спирали



Р и с. 9. Влияние расхода  $q$  консерванта на относительные пропускные способности  $K / K_{\text{гл}}$  шлангов: 1 – шланг с нагретой спиралью Б ( $K_{\text{с.н.}} / K_{\text{гл}}$ ); 2 – гладкий шланг; 3 – шланг с холодной спиралью Б ( $K_{\text{с.х.}} / K_{\text{гл}}$ )

F i g. 9. The influence of the consumption  $q$  of the preservative on the relative throughput  $K / K_{\text{гл}}$  of the hoses: 1 – hose with a heated coil Б ( $K_{\text{с.н.}} / K_{\text{гл}}$ ); 2 – smooth hose; 3 – hose with a cold coil Б ( $K_{\text{с.х.}} / K_{\text{гл}}$ )

мощностью 250 Вт, выполненной из стальной сварочной проволоки толщиной 1,2 мм и размещенной в шланге длиной 10 м, диаметром  $d_{\text{ш}} = 12$  мм. Установлено, что гидравлическое сопротивление шланга и потери давления в нем зависят от диаметра спирали, вязкости и структуры протекающей жидкости. По сравнению с гладким шлангом потери давления в шланге со спиралью увеличиваются для отработанного моторного масла на 54–112 %, для загущенного консерванта – на 70–140 %. При ламинарном режиме течения потери давления в шланге в 2 раза ниже от спирали диаметром 0,85 диаметра канала шланга, чем от спирали диаметром 0,67 диаметра канала шланга.

В результате выполненных исследований определен рациональный способ размещения электрической спирали возле стенки канала обогреваемого

шланга. При пониженной температуре воздуха снижение вязкости загущенного консерванта за счет нагрева периферийного слоя способствует уменьшению гидравлического сопротивления шланга, увеличению его пропускной способности в 1,4–2,0 раза и, следовательно, повышению производительности нанесения защитного покрытия.

Использование электрической спирали в шланге с загущенным консервантом минимизирует потребление энергии при консервации техники на открытых площадках хранения. Благодаря этому становится возможным применение низковольтного автотракторного генератора с напряжением 28 В в качестве мобильного источника электроэнергии, используемой для разогрева загущенного консерванта в процессе его нанесения на рабочие органы сельхозмашин.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Миронов Е. Б., Воронов Е. В., Шишарина А. Н. Современные разработки и технологии в области хранения сельскохозяйственной техники // Аграрный научный журнал. 2019. № 6. С. 93–96. doi: <https://doi.org/10.28983/asj.y2019i6pp93-96>
2. Некоторые проблемы ингибирования атмосферной коррозии стали отработавшими моторными маслами / Л. Г. Князева [и др.] // Практика противокоррозионной защиты. 2012. № 1. С. 60–65. URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=21183407> (дата обращения: 06.11.2021).
3. Kinetics and Mechanism of Electrode Reactions in Corrosion of Some Metals Covered with Oil Films in Acid and Neutral Chloride Environments / V. I. Vigdorovich [et al.] // Protection of Metals and Physical Chemistry of Surfaces. 2016. Vol. 52, Issue 7. P. 1157–1165. doi: <https://doi.org/10.1134/S2070205116070170>
4. Properties of Petroleum and Synthetic Oils as Bases for Anticorrosion Materials / V. I. Vigdorovich [et al.] // Chemistry and Technology of Fuels and Oils. 2019. Vol. 55, Issue 4. P. 412–423. doi: <https://doi.org/10.1007/s10553-019-01046-0>
5. Эффективность использования высших карбоновых кислот и алифатических аминов в качестве маслорастворимых антикоррозионных присадок и загустителей масел / В. И. Вигдорovich [и др.] // Журнал прикладной химии. 1996. Т. 69, № 4. С. 611–619. URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=23261888> (дата обращения: 06.11.2021).
6. Tanygina E. D., Vigdorovich V. I. Effect of a Solvent and an Anticorrosive Additive on the Processes That Occur on the Phase Boundary and in the Phase Volume // Polymer Science, Series D. 2018. Vol. 11, Issue 3. P. 312–319. doi: <https://doi.org/10.1134/S1995421218030188>
7. Быков В. В., Голубев М. И. Защита лесохозяйственных машин от коррозии консервационными составами на основе отходов производства с учетом параметров окружающей среды // Ремонт. Восстановление. Модернизация. 2019. № 4. С. 30–33. doi: <https://doi.org/10.31044/1684-2561-2019-0-30-33>

8. Петрашев А. И. Гидравлические основы технологического процесса нанесения консервационного состава // Наука в центральной России. 2020. № 2. С. 83–92. doi: <https://doi.org/10.35887/2305-2538-2020-2-83-92>
9. Vigdorovich V. I., Shel' N. V. Theoretical Foundations and Practical Development of Few-Component Anticorrosive Oil-Based Conservation Materials // Protection of Metals. 2005. Vol. 41, Issue 4. P. 394–401. doi: <https://doi.org/10.1007/s11124-005-0055-7>
10. Устройство для нагрева и нанесения защитного материала : патент 2420359 Российская Федерация / Петрашев А. И. [и др.]. № 2009107463/05 ; заявл. 27.02.2009 ; опубл. 10.06.2011, Бюл. № 16. 11 с. URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=37747231> (дата обращения: 06.11.2021).
11. Устройство для нагрева защитной смазки при нанесении на сельхозмашины : патент 2525493 Российская Федерация / Петрашев А. И., Клепиков В. В., Шумов Ю. А. № 2013109670 ; заявл. 04.03.2013 ; опубл. 20.08.2014, Бюл. № 23. 10 с. URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=37451471> (дата обращения: 06.11.2021).
12. Петрашев А. И., Клепиков В. В. Технические решения проблемы консервации сельхозмашин вязкой мастикой с подогревом // Наука в центральной России. 2019. № 4. С. 114–122. doi: <https://doi.org/10.35887/2305-2538-2019-4-114-122>
13. Лукьянов П. В., Мешков И. В. Структура и расход закрученного потока жидкости в криволинейной трубе // Прикладна гідромеханіка. Гідромашини і гідроагрегати. 2018. № 2. С. 15–22. URL: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/inhpn\\_2018\\_2\\_5](http://nbuv.gov.ua/UJRN/inhpn_2018_2_5) (дата обращения: 06.11.2021).
14. Enhancement of Laminar and Transitional Flow Heat Transfer in Tubes by Means of Wire Coil Inserts / A. García [et al.] // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2007. Vol. 50, Issues 15–16. P. 3176–3189. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.01.015>
15. Flow Pattern Assessment in Tubes with Wire Coil Inserts in Laminar and Transition Regimes / A. García [et al.] // International Journal of Heat and Fluid Flow. 2007. Vol. 28, Issue 3. P. 516–525. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2006.07.001>
16. Назмеев Ю. Г., Конахина И. А. Интенсификация теплообмена при течении вязкой жидкости в трубах с винтовой накаткой // Теплоэнергетика. 1993. № 11. С. 59–62. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=37062584> (дата обращения: 06.11.2021).
17. Investigation of a Heat Transfer Augmenter as a Fouling Cleaner and Its Optimum Geometry in the Tube Side of a Condenser / S. R. Yang [et al.] // Experimental Thermal and Fluid Science. 1992. Vol. 5, Issue 6. P. 795–802. doi: [https://doi.org/10.1016/0894-1777\(92\)90123-M](https://doi.org/10.1016/0894-1777(92)90123-M)
18. Thermohydraulic Efficiency of Tubes with Internal Spiral Finning / A. N. Skrypnik [et al.] // Journal of Engineering Physics and Thermophysics. 2018. Vol. 91, Issue 1. P. 52–63. doi: <https://doi.org/10.1007/s10891-018-1718-y>
19. Hydraulic Resistance of Tubes with Internal Helical Finning Designed by Deforming Cutting [Электронный ресурс] / I. A. Popov [et al.] // Journal of Physics: Conference Series. Vol. 980. doi: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/980/1/012004>
20. Гайфуллин А. М., Зубцов А. В. Обтекание пластины с подвижной поверхностью // Известия Российской академии наук. Механика жидкости и газа. 2009. № 4. С. 73–78. URL: <https://mzg.ipmnet.ru/ru/Issues.php?y=2009&n=4&p=73> (дата обращения: 06.11.2021).

*Поступила 19.07.2021; одобрена после рецензирования 10.11.2021; принята к публикации 15.11.2021*

*Об авторах:*

**Петрашев Александр Иванович**, заведующий лабораторией хранения и защиты техники от коррозии Всероссийского научно-исследовательского института использования техники и нефтепродуктов в сельском хозяйстве (392022, Российская Федерация, г. Тамбов, пер. Ново-Рубежный, д. 28), доктор технических наук, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7949-6883>, Researcher ID: ABD-2066-2021, Scopus ID: 57211665518, [vitin-10.pet@mail.ru](mailto:vitin-10.pet@mail.ru)

**Князева Лариса Геннадьевна**, главный научный сотрудник лаборатории хранения и защиты техники от коррозии Всероссийского научно-исследовательского института использования техники

и нефтепродуктов в сельском хозяйстве (392022, Российская Федерация, г. Тамбов, пер. Ново-Пу-  
бежный, д. 28), доктор химических наук, доцент, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3232-2210>, Re-  
searcher ID: S-4930-2017, Scopus ID: 7003449084, knyazeva27@mail.ru

*Заявленный вклад авторов:*

А. И. Петрашев – проведение теоретических и экспериментальных исследований, формули-  
ровка цели и выводов.

Л. Г. Князева – обзор литературы, обработка и анализ полученных результатов.

*Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.*

## REFERENCES

1. Mironov Ye.B., Voronov Ye.V., Shisharina A.N. Modern Developments and Technologies in the Field of Agricultural Machinery Storage. *Agrarnyy nauchnyy zhurnal* = Agrarian Scientific Journal. 2019; (6):93-96. (In Russ., abstract in Eng.) doi: <https://doi.org/10.28983/asj.y2019i6pp93-96>
2. Knyazeva L.G., Akolzin A.P., Vigdorovich V.I., Shel' N.V. Some Problems of Inhibition of Steel Atmospheric Corrosion by the Waste Motor Oils. *Praktika protivokorroziionnoy zashchity* = Practice Corrosion Protection. 2012; (1):60-65. Available at: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=21183407> (accessed 06.11.2021). (In Russ., abstract in Eng.)
3. Vigdorovich V.I., Tsygankova L.E., Shel' N.V., et al. Kinetics and Mechanism of Electrode Reactions in Corrosion of Some Metals Covered with Oil Films in Acid and Neutral Chloride Environments. *Protection of Metals and Physical Chemistry of Surfaces*. 2016; 52(7):1157-1165. (In Eng.) doi: <https://doi.org/10.1134/S2070205116070170>
4. Vigdorovich V.I., Knyazeva L.G., Tsygankova L.E., et al. Properties of Petroleum and Synthetic Oils as Bases for Anticorrosion Materials. *Chemistry and Technology of Fuels and Oils*. 2019; 55(4):412-423. (In Eng.) doi: <https://doi.org/10.1007/s10553-019-01046-0>
5. Vigdorovich V.I., Boldyryev A.V., Tsygankova L.Ye., Shyel N.V. [Effectiveness of Using Higher Carboxylic Acids and Aliphatic Amines as Oil-Soluble Rust-Preventive Additives and Oil Thickeners]. *Zhurnal prikladnoy khimii* = Russian Journal of Applied Chemistry. 1996; 69(4):611-619. Available at: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=23261888> (accessed 06.11.2021). (In Russ.)
6. Tanygina E.D., Vigdorovich V.I. Effect of a Solvent and an Anticorrosive Additive on the Processes That Occur on the Phase Boundary and in the Phase Volume. *Polymer Science, Series D*. 2018; 11(3):312-319. (In Eng.) doi: <https://doi.org/10.1134/S1995421218030188>
7. Bykov V.V., Golubev M.I. Protection of Forestry Equipment Against Corrosion with Corrosion-Preventing Compounds Based on Production Waste, Taking into Account Environment Parameters. *Remont. Vosstanovlenie. Modernizatsiya* = Repair, Reconditioning, Modernization. 2019; (4):30-33. (In Russ., abstract in Eng.) doi: <https://doi.org/10.31044/1684-2561-2019-0-30-33>
8. Petrashev A.I. Hydraulic Bases of Technological Process for Application of Conservation Composition. *Nauka v tseentralnoy Rossii* = Science in the Central Russia. 2020. (2):83-92. (In Russ., abstract in Eng.) doi: <https://doi.org/10.35887/2305-2538-2020-2-83-92>
9. Vigdorovich V.I., Shel' N.V. Theoretical Foundations and Practical Development of Few-Component Anticorrosive Oil-Based Conservation Materials. *Protection of Metals*. 2005; 41(4):394-401. (In Eng.) doi: <https://doi.org/10.1007/s11124-005-0055-7>
10. Petrashev A.I., Prokhorenkov V.D., Shatalin Ju.Ju, et al. Device to Heat and Apply Protective Material. Patent 2,420,359 Russian Federation. 2011 June 10. 11 p. Available at: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=37747231> (accessed 06.11.2021). (In Russ., abstract in Eng.)
11. Petrashev A.I., Klepikov V.V., Shumov Ju.A. Device for Heating Protective Lubricant When Applied to Agricultural Machine. Patent 2,525,493 Russian Federation. 2014 August 20. 10 p. Available at: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=37451471> (accessed 06.11.2021). (In Russ., abstract in Eng.)

12. Petrashev A.I., Klepikov V.V. Technical Solutions Conservation Problem for Agricultural Machines by Viscous Mastic with Heating. *Nauka v tsentralnoy Rossii = Science in the Central Russia*. 2019; (4):114-122. (In Russ., abstract in Eng.) doi: <https://doi.org/10.35887/2305-2538-2019-4-114-122>
13. Lukyanov P.V., Meshkov I.V. Helical Flux Structure and Rate of Fluid in Curvilinear Pipe with Constant Cross-Section. *Prikladna gidromekhanika. Gidromashini i gidroagregati = Applied Hydromechanics. Hydromachines and Hydraulic Units*. 2018; (2):15-22. Available at: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/inhpn\\_2018\\_2\\_5](http://nbuv.gov.ua/UJRN/inhpn_2018_2_5) (accessed 06.11.2021). (In Russ., abstract in Eng.)
14. García A., Solano J.P., Vicente P.G., Viedma A. Enhancement of Laminar and Transitional Flow Heat Transfer in Tubes by Means of Wire Coil Inserts. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2007; 50(15-16):3176-3189. (In Eng.) doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.01.015>
15. García A., Solano J.P., Vicente P.G., Viedma A. Flow Pattern Assessment in Tubes with Wire Coil Inserts in Laminar and Transition Regimes. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2007; 28(3):516-525. (In Eng.) doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2006.07.001>
16. Nazmeev Yu.G., Konakhina I.A. [Intensification of Heat Transfer in Viscous Fluid Flow in Pipes with Helical Knurling]. *Teploenergetika = Thermal Engineering*. 1993; (11):59-62. Available at: <https://elibrary.ru/item.asp?id=37062584> (accessed 06.11.2021). (In Russ.)
17. Yang S.R., Wang J.M., Zai G.D., Kim R.H. Investigation of a Heat Transfer Augmenter as a Fouling Cleaner and Its Optimum Geometry in the Tube Side of a Condenser. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 1992; 5(6):795-802. (In Eng.) doi: [https://doi.org/10.1016/0894-1777\(92\)90123-M](https://doi.org/10.1016/0894-1777(92)90123-M)
18. Skrypnik A.N., Shchelchkov A.V., Popov I.A., et al. Thermohydraulic Efficiency of Tubes with Internal Spiral Finning. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2018; 91(1):52-63. (In Eng.) doi: <https://doi.org/10.1007/s10891-018-1718-y>
19. Popov I.A., Shchelchkov A.V., Skrypnik A.N., et al. Hydraulic Resistance of Tubes with Internal Helical Finning Designed by Deforming Cutting. *Journal of Physics: Conference Series*. 980. (In Eng.) doi: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/980/1/012004>
20. Gayfullin A.M., Zubtsov A.V. [Streamlining a Plate with a Moving Surface]. *Izvestiya Rossiyskoy akademii nauk. Mekhanika zhidkosti i gaza = Fluid Dynamics. A Journal of Russian Academy of Sciences*. 2009; (4):73-78. Available at: <https://mzg.ipmnet.ru/ru/Issues.php?y=2009&n=4&p=73> (accessed 06.11.2021). (In Russ.)

*Submitted 19.07.2021; approved after reviewing 10.11.2021; accepted for publication 15.11.2021*

*About the authors:*

**Aleksandr I. Petrashev**, Head of the Laboratory for Storage and Protection of Equipment from Corrosion, All-Russian Research Institute for Use of Machinery and Petroleum Products in Agriculture (28 Novo-Rubezhnyy Pereulok, Tambov 392022, Russian Federation), Dr.Sci (Engr.), ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7949-6883>, Researcher ID: ABD-2066-2021, Scopus ID: 57211665518, vitin-10.pet@mail.ru

**Larisa G. Knyazeva**, Chief Scientist of the Laboratory of Storage and Protection of Equipment from Corrosion, All-Russian Research Institute for Use of Machinery and Petroleum Products in Agriculture (28 Novo-Rubezhnyy Pereulok, Tambov 392022, Russian Federation), Dr.Sci (Chem.), Associate Professor, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3232-2210>, Researcher ID: S-4930-2017, Scopus ID: 7003449084, knyazeva27@mail.ru

*Contribution of the authors:*

A. I. Petrashev – conducting theoretical and experimental research, formulating goals and conclusions.  
L. G. Knyazeva – literature review, processing and analyzing the results.

*All authors have read and approved the final manuscript.*