

**Список литературы**

1. Аленченков И. С. Использование функциональной и структурной моделей для выбора механизма съема роторной линии // Будущее машиностроения России : сб. тр. Всерос. конф. молодых ученых и специалистов. – М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2009. – С. 59–62.

2. Мусеева Н. К., Карпунин М. Г. Основы теории и практики функционально-стоимостного анализа. – М. : Высш. шк., 1988. – 192 с.

3. Гринберг В. Н., Пушкарев А. Э. Функционально-структурный анализ и синтез складных стабилизаторов // Изв. вузов. Машиностроение. – 1998. – № 1–3. – С. 19–26.

4. Пат. на полезную модель 101435 РФ, МПК В65G 47/82. Конвейерный толкатель / И. С. Аленченков, А. Э. Пушкарев. – № 2010118816/11; Заяв. 11.05.2010. – Оpubл. 20.01.2011. – Бюл. № 2.

G. S. Alenchenkov, Postgraduate Student, Izhevsk State Technical University

A. E. Pushkarev, Doctor of Technical Sciences, Izhevsk State Technical University

**The Functional-Structural Analysis and Synthesis of Rotary Line Mechanisms**

*Functional and structural relations of rotary line are analyzed. The structure of control mechanisms is considered in detail. Ways of increase of efficiency of their functioning are offered.*

**Key words:** rotary line, mechanisms, functional-structural analysis and synthesis.

УДК 623.19.47

**А. П. Куляшов**, доктор технических наук, профессор, Нижегородский государственный технический университет им. Р. Е. Алексеева

**В. А. Шапкин**, доктор технических наук, доцент, Нижегородский государственный технический университет им. Р. Е. Алексеева

**А. А. Кошурина**, кандидат технических наук, Нижегородский государственный технический университет им. Р. Е. Алексеева

**М. С. Крашенинников**, студент, Нижегородский государственный технический университет им. Р. Е. Алексеева

**ТЕХНИКА ДЛЯ ИЗОЛЯЦИИ НЕФТЕГАЗОПРОВОДОВ**

*Настоящая работа посвящена анализу состояния российских нефтегазопроводов, а также технике, заменяющей их изоляцию. Выявленные недостатки переизоляционной техники предлагается устранить созданием связи с грунтом, находящимся в траншее, что обеспечивается добавлением в конструкцию роторно-винтового движителя. Приводится расчет погружения ротора в грунт, тягового усилия машины, а также значений преодолеваемых углов горизонтального уклона. Полученные результаты расчета позволяют говорить о перспективности предлагаемого технического решения.*

**Ключевые слова:** роторно-винтовой движитель, трубопроводный транспорт, изоляция нефтегазопровода, прокладка трубопровода, грунт, траншея.

Основная сеть трубопроводов в России была создана в середине 60-х годов прошлого века. Специалисты заложили срок ее эксплуатации в 25–30 лет, таким образом, к настоящему времени большая часть нефтегазовых сооружений уже выработала плановый ресурс на 60–70 % [1, 2, 3]. Распределение нефтегазопроводов по годам использования приведено в табл. 1 [4, 5].

**Таблица 1. Состояние основных фондов нефтегазодобывающей отрасли на 2009 г.**

Срок эксплуатации, лет	Эксплуатируемая доля трубопроводов, %	
	Газопроводов	Нефтепроводов
10 лет и менее	10,8	7
От 11 до 20	22,3	24
От 21 до 33	42,6	38
Более 33 лет	24,3	31

По состоянию на 2007 г. общая протяженность линейной части магистральных трубопроводов России составляла порядка 242 тыс. км, из которых 166 тыс. км – магистральные газопроводы; 51,4 тыс. км – магистральные нефтепроводы; 22 тыс. км – магистральные продуктопроводы; 1,4 тыс. км – аммакопроводы [2]. Основная часть газопроводов (60 % и более) состоит из труб большого диаметра (1020 мм и более).

По данным Министерства энергетики США, до 70 % российских нефтепроводов требуют капитального ремонта. Срок службы стальных труб без изоляционного покрытия на нефтепромыслах может составить от 6 месяцев до 5 лет, причем основной причиной выхода из строя (90 % случаев) является внутритрубная и наружная коррозия. В 1998 г. произошло почти 30 тысяч разрывов внутритрубных нефтепроводов. По данным 2004 г. в России

ежедневно происходило 75–80 прорывов нефтепромысловых трубопроводов (порядка 29 тысяч аварий в год). По данным Совета безопасности РФ, потери нефти в России в результате аварий ежегодно составляют 1,2 % от ее добычи, т. е. не менее 5 млн т

потерь (добыча за 2007 г. составила 491 млн т; за 2008 г. – 488,1 млн т).

Данные по статистике аварий и вызвавшим их причинам на магистральных трубопроводах приведены в табл. 2 [2].

Таблица 2. Статистика аварий на магистральных трубопроводах и их причины

Магистральные трубопроводы	Год	Число аварий	Причины аварий					
			Врезка	Строит. техника	Коррозия	Брак при строительстве	Заводской брак	Ошибки персонала
Газопроводы	2005	23		3	14	3	2	1
	2006	21		4	8	2	4	3
	2007	16		5	7	3	1	
Нефтепроводы	2005	16	8	4		2	2	
	2006	18	12		1	2		3
	2007	13	10				3	

Анализ приведенных данных показывает, что основные угрозы целостности магистральных трубопроводов являются следствием следующих факторов.

1. Интенсивное развитие коррозионных процессов на магистральных газопроводах большого диаметра. Изоляция первых трубопроводов была битумной и битумно-брызольной; срок службы ее по диэлектрическим свойствам составлял около 15 лет. С 1970 г. практически повсеместное применение нашли пленочные изоляционные покрытия. Как правило, наличие подпленочной коррозии и снижение адгезионных свойств у такого покрытия наступает через 8–10 лет эксплуатации [1]. Недостаточная защищенность газопроводов от коррозии наблюдается в основном на газопроводах, построенных 20 и более лет назад. В период с 1991 по 1996 г. доля аварий по причине коррозионного растрескивания в общем балансе аварийности ОАО «Газпром» составляла около четверти, с 1998 по 2003 г. аварии по этой причине достигли трети от общего количества и составили более 50 % к 2005 г.

2. Значительное количество случаев несанкционированного подключения к нефтепроводам с целью хищения транспортируемого продукта. Увеличение врезок отмечается в Республике Дагестан, Чеченской Республике, на территории Самарской, Нижегородской, Саратовской областей, а также Ставропольского и Краснодарского краев.

3. Аварийность по причине брака строительномонтажных работ. Аварийность обусловлена отсутствием эффективной системы технического надзора за соблюдением проектных решений в период интенсивного строительства объектов магистрального трубопроводного транспорта в 70–80 годы прошлого века и недостаточной оснащенностью строительных организаций специальным оборудованием.

Линейная часть магистральных трубопроводов практически не имеет запасных путей для транспортировки продукта, следовательно, отказ или авария может привести к длительному простоя всей магистрали или системы магистральных трубопроводов. Поэтому обеспечение надежной и безотказной работы крупных транспортных систем представляет собой задачу государственной важности, при решении кото-

рой значительное место отводится вопросам капитального ремонта линейной части трубопроводов. Применяется замена изоляционного покрытия или полная замена труб, например, в случае выработки трубопроводом своего ресурса или проведения ремонта в труднодоступных для ремонтной техники местах.

В России в настоящее время имеется несколько крупных компаний, занимающихся проектированием и производством оборудования для обновления изоляционного покрытия. Основными из них являются: ООО «Промтех-НН», ООО «МосФинанс», ООО «Химбалт», НПП «Август», ООО «Стройиндустрия», ООО «РПС». Средняя стоимость такого оборудования приведена в табл. 3.

Таблица 3. Средняя стоимость переизоляционного оборудования на 1 ноября 2010 г. для труб диаметром от 1020 до 1420 мм

Оборудование	Стоимость оборудования, тыс. руб.
Предварительной очистки	1 340
Финишной очистки	1 332
Грунтовочное	1 104
Нанесения новой изоляции	1 596

Техника для обновления изоляционного покрытия (рис. 1) состоит из следующих основных элементов: несущей рамы (каркаса), ходовых роликов, обеспечивающих передвижение вдоль трубы, рабочего органа (ов), двигателя (электрического и/или внутреннего сгорания), системы управления.



Рис. 1. Автоматизированная машина предварительной очистки трубопроводов

Первые поколения отечественной переизоляционной техники были громоздки и неудобны в эксплуатации, так как перед началом работ требовалось нарушать целостность трубопровода, чтобы «надеть» оборудование. Однако при переизоляции часть трубопровода заменялась новой, поэтому такое нарушение не составляло большой проблемы.

Современная переизоляционная техника изготавливается разборной, что не требует нарушения целостности перед началом эксплуатации. Сначала технику опускают на трубопровод, а затем специальный механизм соединяет подвижные части корпуса, фиксируя технику на трубе. В качестве рабочего органа в машинах предварительной и финишной очистки могут выступать различные фрезы или металлические щетки. Скорость перемещения оборудования по трубе, влияющая на производительность и качество работы, задается оператором исходя из конкретных условий применения.

Вес рассматриваемого оборудования может значительно варьироваться в зависимости от диапазона ремонтируемых труб: с 50–70 кг (ручные) (рис. 2) и до 4–5 т и более (автоматизированные).



Рис. 2. Машина изоляционная ручная

К достоинствам существующей техники можно отнести простоту конструкции и широкие границы погодных условий для применения. Основным недостатком оборудования сводится к полному расположению техники на трубе во время эксплуатации. С учетом веса машины, а также характером ее работы такое расположение может привести к прорыву трубопровода. Вероятность прорыва возрастает из-за недостаточного высокого качества материала трубы и качества ее изготовления и в значительной степени зависит от срока и характера эксплуатации. Следует отметить, что коррозия, излом и циклические нагрузки являются наиболее распространенными причинами выхода трубопроводов из строя.

В качестве варианта конструктивной доработки переизоляционной техники для труб больших диаметров предлагается следующий вариант компоновочной схемы (рис. 3).

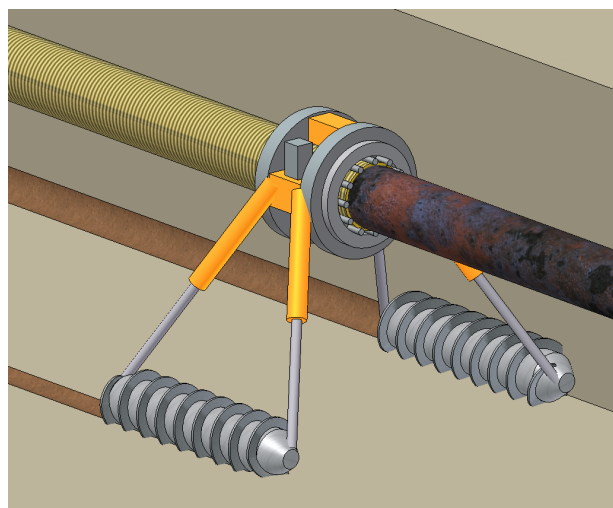


Рис. 3. Общий вид переизоляционной машины с роторно-винтовым двигателем

Принципиальное отличие заключается в дополнении оборудования роторно-винтовыми двигателями (РВД) (рис. 4).

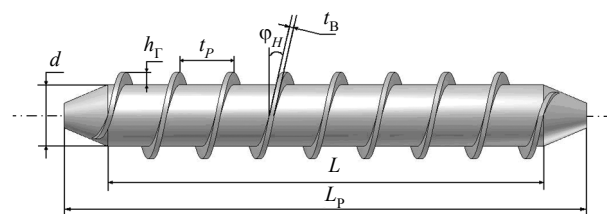


Рис. 4. Роторно-винтовой двигатель:  $d$  – диаметр базового цилиндра ротора;  $L$  – длина базового цилиндра ротора;  $L_p$  – общая длина ротора;  $h_{\Gamma}$  – высота винтовой лопасти шнека;  $\varphi_H$  – угол подъема винтовой лопасти у ее основания;  $t_P$  – шаг винтовой лопасти;  $t_B$  – толщина винтовой лопасти

Скорость перемещения существующего оборудования может достигать до нескольких сотен метров в час, что вполне достижимо при использовании РВД. Каждый из двух двигателей предлагается разместить на двух упругих элементах. Двигатели предполагается разместить внутри самих РВД. К потенциальным недостаткам можно отнести увеличение массогабаритных характеристик и как следствие – удорожание техники. Однако РВД, будучи расположенными на амортизаторах, обеспечат разгрузку трубопровода от веса машины и освободят его от негативных эффектов, связанных с этим воздействием.

Отличительная особенность РВД – большая сила сцепления с грунтом. Под силой сцепления понимается равнодействующая сил сопротивления сдвигу той части грунта, которая находится в контакте с винтовой лопастью при движении машины. Благодаря большому значению силы сцепления машины с РВД способны развивать значительное тяговое усилие. Непосредственное влияние на тяговое усилие оказывает глубина погружения, определяющая величину контактной поверхности движителя со средой. Однако с увеличением глубины погружения увеличивается опорная поверхность контакта базового

цилиндра и опорная поверхность винтовой лопасти, поэтому для роторно-винтового движителя нет однозначности в увеличении сопротивления движению при увеличении погружения, как в случае с традиционными типами движителей.

Для оценочного определения тягового усилия и величин преодолеваемых горизонтальных уклонов примем следующую расчетную схему (рис. 4, 5). Силы, действующие на конструкцию, проецируются на три направления – параллельное оси трубопровода и нормальное к осям каждого из двух роторов. Следует отметить, что каждый из РВД располагается в углах траншеи, что обеспечивается как силовым воздействием самой машины, так и направлением вращения ротора.

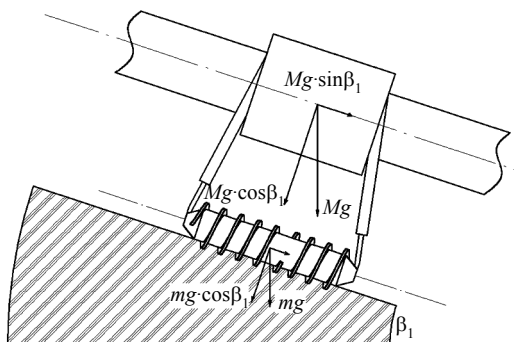


Рис. 4. Принципиальная расчетная схема

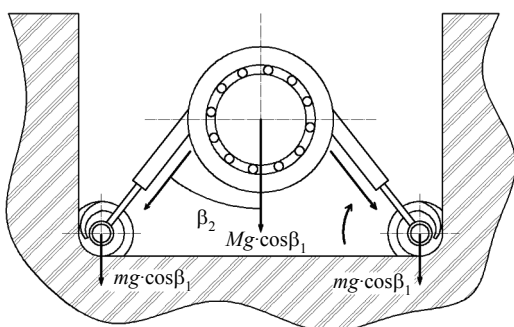


Рис. 5. Силы, действующие на машину

Сумма осевых проекций рассматриваемых сил представляет собой сопротивление движению машины при движении под углом к горизонту:

$$P_L = 2mg \sin \beta_1 + Mg \sin \beta_1,$$

где  $m, M$  – массы ротора и машины соответственно;  $\beta_1$  – угол горизонтального уклона.

Нормальная нагрузка на ротор будет равна равнодействующей от силы тяжести самого ротора и от доли весового воздействия машины, которая передается на ротор через упругий элемент:

$$G_p = \sqrt{(mg \cos \beta_1)^2 + \left(\frac{Mg \cos \beta_1 \cos \beta_2}{2}\right)^2} - \frac{-2(mg \cos \beta_1) \left(\frac{Mg \cos \beta_1 \cos \beta_2}{2}\right) \cos(180 - \beta_2)}{2},$$

где  $\beta_2$  – угол между вертикалью и плоскостью, проходящей через ось ротора и ось трубопровода.

Угол между направлением нормальной нагрузки  $G_p$  и дном траншеи определяется как

$$\beta_3 = \arctg \left( \frac{2m + M \cos^2 \beta_2}{M \cos \beta_2 \sin \beta_2} \right).$$

Для расчета примем ряд следующих допущений.

1. Взаимодействие движителя с грунтом рассматривается в статике.
2. Нагрузка, воспринимаемая РВД, равномерно распределена по его длине.
3. Глубина погружения ротора в грунт постоянна по его длине.
4. Нормальная реакция грунта воспринимается только базовым цилиндром движителя без учета винтовой лопасти.
5. Грунт изотропен и не меняет своих свойств от воздействия с РВД.

Согласно [6] зависимость глубины погружения базового цилиндра ротора в грунт от нормальной нагрузки определяют с учетом характерных уровней погружения.

Вариант 1 (согласно работам А. П. Куляшова):

при  $h_p < 0,5 \left(\frac{d}{2}\right)$

$$h_p = \left[ \frac{5G_p}{kLd^{0,5}(10 - 4,3n - n^2)} \right]^{\frac{2}{2n+3}};$$

при  $h_p \geq 0,5 \left(\frac{d}{2}\right)$

$$h_p = \frac{d}{2} \left( 1 - \cos \frac{2^{n+1} G_p}{k_1 d^{n+1} L} \right).$$

Вариант 2 (согласно работам Н. Ф. Кошарного):

при  $h_p < 0,4 \left(\frac{d}{2}\right)$

$$h_p = \left[ \frac{G_p \left( 1 - \frac{t_B u}{L} \right)}{1,3LC(B)J_1 \left(\frac{d}{2}\right)^{0,5} \cos \Phi_H} \right]^{\frac{1}{n+0,5}},$$

где  $J_1 = 2 - 0,66\sqrt{n}$ ;

при  $h_p \geq 0,4 \left(\frac{d}{2}\right)$

$$h_p = \left[ \frac{G_p \left( 1 - \frac{t_B u}{L} \right)}{0,46LC(B)J_2 \left(\frac{d}{2}\right)^{0,75} \cos \Phi_H} \right]^{\frac{1}{n+0,25}},$$

где  $J_2 = 1,55 + 1,8\sqrt{2 - n}$ .

В приведенных выше формулах:  $k, k_1$  – эмпирические константы кривой сдвига;  $n$  – показатель нелинейности;  $u$  – число лопастей винтовой линии, одновременно находящихся в контакте с грунтом;  $C(B)$  – эмпирическая константа кривой деформации, учитывающая масштабный фактор;  $\Phi_H$  – угол трения грунта по материалу ротора.

Следует отметить, что в приведенных выше зависимостях погружения от нагрузки считалось, что в начальный момент времени взаимодействие ротора с грунтом происходило по линии контакта, однако в рассматриваемой схеме ротор контактирует с грунтом минимум по четверти площади базового цилиндра. Поэтому для рассматриваемой расчетной схемы определим итоговое погружение как расстояние от линии  $CD$  до параллельной ей линии  $AB$  – касательной к базовому цилиндру (рис. 6). Итоговое погружение будет зависеть от погружений ротора в дно траншеи  $h_{pГ}$  и от погружения в стенку  $h_{pВ}$ .

Для расчета погружения  $h_{pГ}$  (для  $h_{pВ}$  расчет аналогичен) воспользуемся принципом суперпозиции – условно разделим ротор на две части, при этом одна половина контактирует с грунтом по линии, а другая – по дуге (рис. 6).

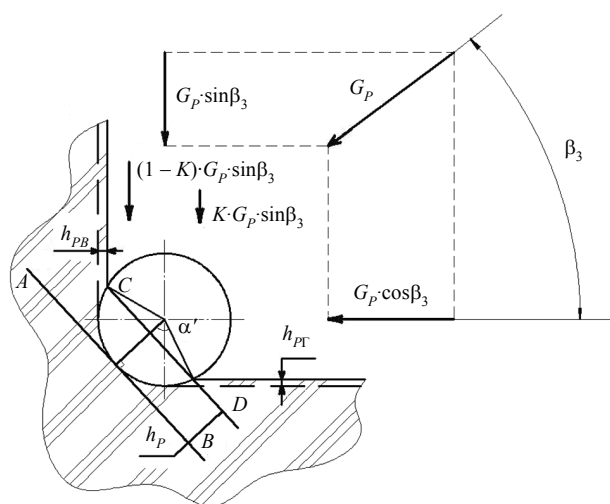


Рис. 6. Определение погружения ротора в грунт

Одинаковое погружение обеих половин ротора обеспечивается пропорциональным разделением воз-

действующей силы. Коэффициент пропорциональности для определения доли от воздействующей силы, которая вдавливают в грунт половину ротора с первоначальной линией контакта,

$$K = \frac{1}{1+X},$$

где  $X$  является корнем следующего уравнения:

$$\left[ \frac{(Q + G_p \sin \beta_3) \cdot \left(1 - \frac{t_B u}{L}\right)}{0,46LC(B)(1,55 + 1,8\sqrt{2-n}) \left(\frac{d}{2}\right)^{0,75} \cos \Phi_H} \right]^{\frac{1}{n+0,25}} - \left[ \frac{G_p \sin \beta_3 \left(1 - \frac{t_B u}{L}\right) X}{1,3LC(B)(2 - 0,66\sqrt{n}) \left(\frac{d}{2}\right)^{0,5} \cos \Phi_H} \right]^{\frac{1}{n+0,5}} = 0.$$

Здесь  $Q$  – сила вдавливающая ротор в грунт на глубину  $\left(\frac{d}{2}\right)$ .

Таким образом, коэффициент пропорциональности  $K$  зависит от параметров грунта, геометрических размеров ротора, а также от величины и направления воздействующей силы. Выражение для расчета  $h_{pГ}$ , выглядит следующим образом:

$$h_{pГ} = \left[ \frac{2K \cdot 5G_p \sin \beta_3}{kLd^{0,5} (10 - 4,3n - n^2)} \right]^{\frac{2}{2n+3}}.$$

Угол охвата лопасти ротора грунтом (рис. 7) определяется как

$$\alpha = \frac{90 + \alpha_1 + \alpha_2}{2},$$

$$\text{где } \alpha_1 = \arccos \left( \frac{\frac{d}{2} - h_{pГ}}{\frac{d}{2} + h_{pГ}} \right); \quad \alpha_2 = \arccos \left( \frac{\frac{d}{2} - h_{pВ}}{\frac{d}{2} + h_{pГ}} \right).$$

Здесь  $h_{pГ}$  – высота винтовой лопасти ротора.

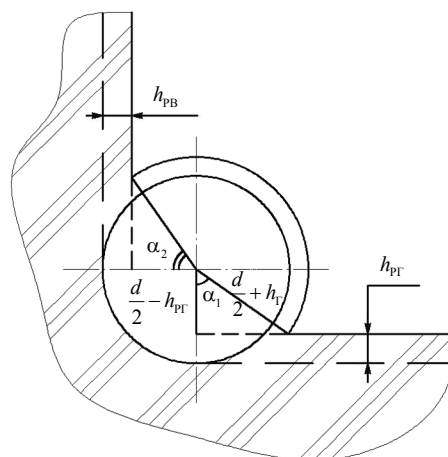


Рис. 7. Определение угла охвата ротора

Итоговое погружение ротора в грунт определяется по следующей зависимости:

$$h_p = \frac{d}{2}(1 - \cos \alpha'),$$

где  $\alpha'$  – угол охвата базового цилиндра ротора грунтом, определяемый аналогично  $\alpha$ .

Согласно [6] величина тягового усилия машины также определяется из условий погружения.

Согласно работам А. П. Куляшова:

при  $h_p \geq 0,5 \left(\frac{d}{2}\right)$

$$P_T = 2 \left[ 2 \left( \frac{d}{2} + h_T \right) t_p (C_V \alpha + k_1 h_p^n \operatorname{tg} \Phi_H \sin \alpha) \times \right. \\ \left. \times \Pi_p \sum_1^{L/t_p} \left( 1 - e^{-\frac{S(L-x_p)}{k_2}} \right) \right];$$

при  $h_p < 0,5 \left(\frac{d}{2}\right)$

$$P_T = 2 \left[ \left( \frac{d}{2} + h_T \right) t_p \left( 2C_V \alpha + \frac{k_1 h_p^{n-1}}{6} \left( 4h_p - 2n \frac{d}{2} \right) \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \alpha_\sigma^3 \operatorname{tg} \Phi_H \right) \Pi_p \sum_1^{L/t_p} \left( 1 - e^{-\frac{S(L-x_p)}{k_2}} \right) \right].$$

В приведенных выше формулах:  $k_2$  – эмпирическая константа кривой сдвига;  $C_V$  – эмпирическая константа кривой деформации, учитывающая вязкостную составляющую сопротивления смятия;  $\Pi_p$  – множитель, учитывающий угол навивки лопастей и коэффициент трения материала ротора по грунту;  $x_p$  – характерный размер ротора;  $\alpha_\sigma$  – угол между вертикалью и точкой приложения реакции.

Для определения значения преодолеваемого горизонтального уклона зададимся следующими исходными данными.

1. Грунт в траншее – супесь и суглинок, так как они наиболее распространены.

2. Габариты траншеи [8]: ширина 5 м, глубина 4 м, расстояние от поверхности земли до наивысшей точки трубопровода 1 м.

3. Масса машины  $M = 3500$  кг.

4. Параметры РВД:  $m = 600$  кг;  $L = 3,5$  м,  $d = 0,75$  м,  $\varphi_H = 15^\circ$ ,  $h_T = 0,15$  м,  $t_B = 0,008$  м.

В приведенных уравнениях свойства, характеризующие грунт, учитывались конкретными значениями коэффициентов. Для повышения достоверности полученного результата зададим значения коэффициентов не точным значением, а интервалом значений. Задача решается численным методом таким образом, что перебираются все возможные комбинации значений коэффициентов, что имитирует различные виды встречающихся грунтов – от супесей до суглинков. Шаг итерации выбирается соответственно диапазону заданных значений.

Как упоминалось ранее, тяговое усилие ротора в значительной степени зависит от его погружения в грунт, которое, в свою очередь, зависит от свойств грунта. Зависимость величины погружения ротора от горизонтального уклона отражена на рис. 8. Зависимость величины нормальной нагрузки  $G_p$ , действующей на ротор, от горизонтального уклона приведена на рис. 9.

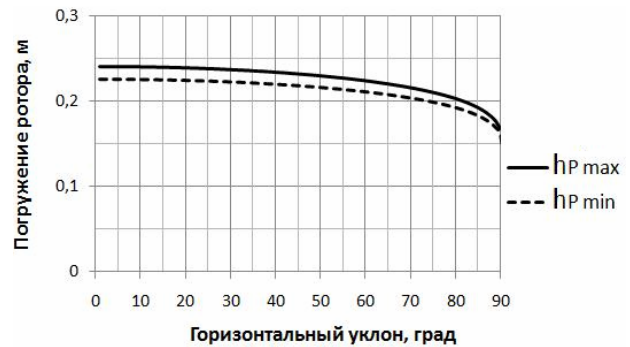


Рис. 8. Зависимость величины погружения ротора от горизонтального уклона

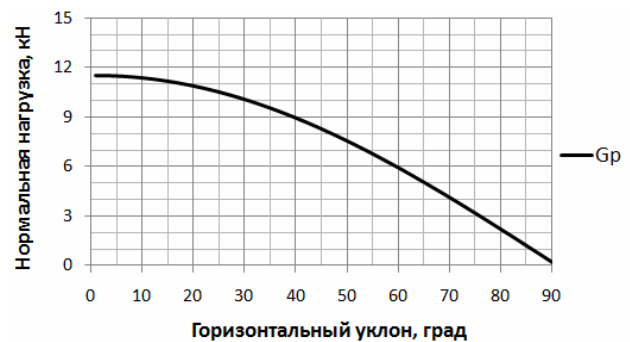


Рис. 9. Зависимость величины нормальной нагрузки от горизонтального уклона

В результате расчета тягового усилия для конкретного значения горизонтального уклона получался массив данных, характеризующий различными комбинациями параметров грунта, из которого выбиралось максимальное и минимальное значение тягового усилия, после чего начинался расчет для следующего значения угла горизонтального уклона. Определение максимальных и минимальных значений тягового усилия производилось аналогично. Полученные результаты расчета отражены на графике (рис. 10).

На графике можно выделить три характерных участка:

1-й – зона гарантированно преодолеваемого горизонтального уклона – от нуля до  $46^\circ$ ;

2-й – зона неоднозначно преодолеваемого горизонтального уклона – от  $46^\circ$  до  $62^\circ$ ;

3-й – зона непреодолеваемых горизонтальных уклонов – от  $62^\circ$ .

Предельные значения определялись исходя из условия, что осевая нагрузка  $P_L$  стала больше величины тягового усилия  $P_T$ . Однако с учетом всех принятых в расчетах допущений и упрощенной схемой



расчета полученный результат нельзя считать достоверным. Для повышения его достоверности вычтем (так как ошибка могла произойти в большую сторону) долю, заведомо большую, чем погрешность в результате, например 30 %. Тогда получим следующие значения интервалов:

- 1-й – от 0 до 32 °;
- 2-й – от 32 до 43 °;
- 3-й – от 43 °.

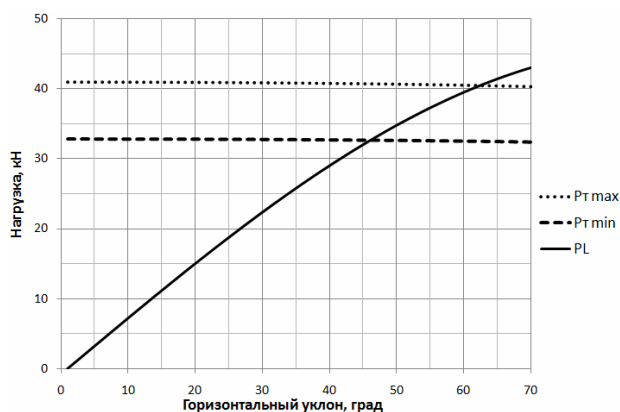


Рис. 10. Зависимость тягового усилия и осевой нагрузки от горизонтального уклона

Обладая высокой курсовой устойчивостью и способностью преодолевать значительные горизонтальные уклоны, РВД позволит повысить эффективность работы переизоляционных машин. Это проявится в повышении скорости и качества обработки трубы, повышении удобства эксплуатации машины рабочим персоналом, отсутствии остановок в процессе переизоляции, отсутствии необходимости удерживать машину от скольжения по трубопроводу и т. д.

#### Список литературы

1. Капитальный ремонт подземных нефтепроводов / А. Г. Гумеров [и др.]. – М. : Недра-Бизнесцентр, 1999. – 525 с. : ил.
2. Басиев К. Д., Бигулаев А. А., Кодзаев М. Ю. Механо-коррозионные процессы в грунтах и стресс-коррозия в магистральных газопроводах // Вестник ВНИЦ. – 2005. – № 1.
3. Годовые отчеты о деятельности Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору за 2004–2007 гг. – URL: <http://www.gosnadzor.ru>
4. Данные ОАО «Газпром». – URL: <http://www.gazprom.ru/>
5. Данные Министерства транспорта Российской Федерации. – URL: <http://www.mintrans.ru/>
6. Роторно-винтовые машины. Основы теории движения / И. О. Донато [и др.]. – Н. Новгород, 2000. – 451 с.
7. Кошарный Н. Ф. Техничко-эксплуатационные свойства автомобилей высокой проходимости. – Киев : Вища шк., 1981. – 208 с.
8. СНиП 2.05.06–85\*

A. P. Kulyashov, Doctor of Technical Sciences, Professor, Nizhny Novgorod State Technical University after R. E. Alekseev  
 V. A. Shapkin, Doctor of Technical Sciences, Professor, Nizhny Novgorod State Technical University after R. E. Alekseev  
 A. A. Koshurina, Candidate of Technical Sciences, Nizhny Novgorod State Technical University after R. E. Alekseev  
 M. S. Krashenninnikov, Student, Nizhny Novgorod State Technical University after R. E. Alekseev

#### Oil-and-Gas Pipeline Wrapping Equipment

The paper analyses the current status of the Russian oil-and-gas pipelines and their wrapping equipment. The current re-insulation equipment demerits could be improved by means of adding a rotary-helical locomotor into the equipment. The calculation of rotor submersion into soil, vehicle motive force and maximum angle of slope are given which show availability of the proposed engineering solution.

**Key words:** rotary-helical locomotor unit, pipeline, oil-and-gas pipeline wrapping, pipe laying, soil, trench.

УДК 62-233.3/9

**В. С. Кузнецов**, кандидат технических наук, Глазовский инженерно-экономический институт (филиал)

Ижевского государственного технического университета

**Е. В. Могильников**, аспирант, Глазовский инженерно-экономический институт (филиал) Ижевского государственного технического университета

### МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОВЕРХНОСТИ ВНУТРЕННЕГО АРОЧНОГО ЗУБА ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ В СТАНОЧНОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ

Рассматривается способ математического и компьютерного моделирования рабочей поверхности нестандартного внутреннего арочного зуба планетарной зубчатой передачи на основе синтеза станочного зацепления.

**Ключевые слова:** планетарная передача, арочный зуб-перемычка, станочное зацепление, рабочая поверхность, компьютерная модель.

**П**овышение показателей качества зубчатых передач является частью комплексной задачи повышения надежности и энергоэф-

фективности приводов различных машин и механизмов. Среди прочих современных подходов решения таких задач, выделяются исследования в об-