

Общая характеристика работы

Актуальность работы. Проблема развития трубопроводного транспорта относится к важным направлениям развития науки, технологий и техники Российской Федерации. Особое место в решении данной проблемы отводится эластичным трубопроводам. Эластичные трубопроводы в настоящее время нашли широкое применение в авиации и космонавтике, при добыче строительных материалов со дна водоёмов, при проведении строительных работ по намыву дамб и строительных площадок, при транспортировке жидких и сыпучих строительных материалов, в системах отопления и вентиляции и, наконец, при проведении работ, связанных с охраной окружающей среды.

Развитие промышленности сопровождается повышением требований к совершенству конструкций и качеству выпускаемых эластичных трубопроводов. Обеспечение современных требований по уменьшению материалоёмкости, повышению надёжности и снижению энергозатрат в настоящее время вызывает значительные трудности. Поэтому становится очевидной необходимость разработки новых конструктивных и технологических решений, совершенствования методологии проектирования трубопроводных систем с использованием эластичных трубопроводов.

При гидравлических расчётах трубопроводов с деформируемыми стенками в первую очередь необходимо иметь достоверную информацию о закономерностях изменения основных гидродинамических параметров и механических характеристик при использовании новейших полимерных материалов. Эта необходимость определяет актуальность теоретико - экспериментальных исследований закономерностей взаимодействия потока полифазных жидкостей и эластичных стенок трубопровода.

Объектом исследования данной работы являются процессы деформирования эластичного трубопровода при квазистатическом и динамическом нагружении.

Целью настоящей работы является повышение эффективности работы эластичных трубопроводов на основе создания математических моделей динамического и квазистатического поведения трубопровода с упруго-деформируемыми стенками при движении по нему несжимаемой жидкости для расчета упруговязких характеристик, динамических напряжений и деформаций, а также гидродинамических параметров.

Средством достижения поставленной цели является дальнейшее развитие теоретических основ процессов деформирования с учетом взаимодействия потока жидкости и стенок эластичного трубопровода.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- разработать методику и экспериментальное оборудование для определения реологических параметров эластичного трубопровода в режимах релаксации напряжений и ползучести;
- провести теоретические и экспериментальные исследования и установить закономерность, связывающую напряжения и скорость нагружения, с

определением мгновенного и длительного модулей упругости;

- разработать математическую модель продольных свободных колебаний эластичного трубопровода;
- разработать методику и экспериментальный стенд для изучения упруговязких свойств материала эластичного трубопровода методом свободных колебаний;
- разработать математическую модель упругих деформаций стенки эластичного трубопровода при движении по нему сплошной несжимаемой среды при установившемся расходе жидкости;
- при реализации математической модели выявить функциональные зависимости изменения деформации, напряжения и гидродинамических параметров по длине эластичного трубопровода;
- провести экспериментальные гидравлические исследования эластичного трубопровода для проверки адекватности математической модели;
- разработать рекомендации для проектирования эластичных трубопроводов.

Методы исследований. При разработке математических моделей трубопровод с упругодеформируемыми стенками и поток несжимаемой сплошной среды рассматривались как совокупность. Работа выполнена с применением следующих законов и методов: законов наследственной механики, разработанных в трудах академика Ю.Н.Работнова; уравнений Вольтерра-Больцмана; принципа Даламбера; метода нелинейной оптимизации Левенберга-Марквардта; функции Гильберта; метода быстрого преобразования Фурье; дифференциального и интегрального исчислений; основных законов гидродинамики и теории упругости полимерных материалов; законов сохранения массы и энергии.

Научная новизна исследования состоит в решении комплексной задачи по определению закономерностей влияния квазистатических и динамических нагрузок на эластичный трубопровод в условиях свободных колебаний, а также при установившемся расходе транспортируемой жидкости, в выявлении функциональных зависимостей изменения деформации, напряжения и основных гидродинамических параметров с целью разработки инструментария проектирования эластичных трубопроводов.

На защиту выносятся:

- закономерности деформирования эластичного трубопровода в режимах релаксации напряжений и ползучести, связывающих напряжения, деформации и скорость нагружения, при этом установлено, что наиболее точным является описание с применением ядра Ржаницина;
- математическая модель и аналитическое решение задачи о распространении свободных продольных колебаний в эластичном трубопроводе, которое позволило установить связь между динамическими показателями волнового процесса и параметрами релаксации напряжений, ползучести;
- идентификация упруговязких параметров эластичных трубопроводов с использованием метода Левенберга-Марквардта, функции Гильберта;
- математическая модель упругих деформаций стенки эластичного тру-

бопровода при движении по нему сплошной несжимаемой среды при установившемся расходе, аналитическое решение которой позволило получить функциональные зависимости изменения деформации и напряжения, а также гидродинамических параметров по длине эластичного трубопровода.

Практическая значимость:

- разработаны математические модели, которые позволяют прогнозировать поведение эластичных трубопроводов при проектировании и эксплуатации, а в некоторых случаях дают возможность исключать дорогостоящие экспериментальные работы и заменять их исследованиями с применением компьютерной техники;

- разработан способ расчета эластичных трубопроводов, состоящих из нескольких секций при последовательном и разветвленном соединении;

- разработан способ построения характеристик эластичного трубопровода;

- разработаны рекомендации для проектирования эластичных трубопроводов;

- результаты научных исследований и рекомендации инженерного расчета внедрены на следующих предприятиях г. Курска: ОАО «Курскгидромеханизация», ОАО «Курскхлеб», ОАО «Элеватормельмаш», ОАО ТГК-4 «Курская региональная генерация», используются в дипломном проектировании кафедры теплогасоснабжения и вентиляции Юго-Западного государственного университета, получены акты внедрения.

Апробация работы. Основные положения и результаты работы излагались в научных статьях и докладывались на Российской научно-технической конференции с международным участием «Материалы и упрочняющие технологии – 2003» (Курск); XXXIV вузовской научно-технической конференции студентов и аспирантов в области научных исследований «Молодёжь и XXI век» (Курск, 2006); VIII и IX научно-технических конференциях «Вибрационные машины и технологии» (Курск, 2008, 2010); I Международной молодежной научной конференции «Молодёжь и XXI век» (Курск, 2009); XXII Международной инновационно - ориентированной конференции молодых ученых (МИКМУС-2010) «Будущее машиностроения России» (Москва); II Всероссийской научно-методической конференции «Основы проектирования и детали машин - XXI век» (Орел, 2010); на заседаниях кафедры отопления, вентиляции и кондиционирования Белгородского ГТУ им. Шухова (2008-2010).

Публикации. По материалам выполненных исследований опубликованы 17 печатных работ, в том числе 11 статей (2 статьи из перечня ВАК), 1 патент на изобретение, 5 патентов на полезную модель.

Объем и структура диссертации. Работа состоит из введения, четырех глав, общих выводов, библиографического списка из 139 наименований. Диссертация изложена на 169 страницах, содержит 55 рисунков и 9 таблиц.

Основное содержание работы

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, определены цель и задачи исследования, описана научная новизна полученных результатов и их практическая значимость.

В первой главе выполнен обзор прочностных характеристик и параметров деформации применяемых конструкционных материалов. Рассмотрены простейшие модели описания динамических характеристик эластичного трубопровода. Представлен анализ существующих экспериментальных и теоретических методов исследований эластичных трубопроводов и способов их инженерного расчета. Общее представление о механизме деформации с учетом фактора времени было изложено еще Максвеллом. Это направление было развито в трудах академика Ю.Н.Работнова. Исследованием динамики упругих стержней и оболочек, взаимодействующих с потоком жидкости, занимались А.С.Вольмир, А.Г. Горшков, М.А.Игнатов, Х.Эшли. Исследованию деформаций и напряжений в эластичных трубах посвящены работы Г.А.Сухоручкина, Н.З.Френкеля, А.Хемфрица, С. Лоритзена.

В настоящее время инженерный расчет эластичных трубопроводов производится при установившемся расходе жидкости и при условии неизменности площади поперечного сечения при значительных давлениях внутренней среды. В действительности, как показывают эксплуатация и гидравлические исследования, деформация площади поперечного сечения составляет 10...20% , при этом скорость движения внутренней среды может изменяться на 44%. Следовательно, обычно принимаемые допущения, очевидно, становятся некорректными. Поэтому выявлена необходимость дальнейшего углубления теоретических основ процессов деформирования эластичных трубопроводов на основе учета взаимодействий потока несжимаемой жидкости с эластичными стенками трубопровода.

Во второй главе проведены исследования квазистатического и динамического поведения эластичного трубопровода.

Эластичный трубопровод может эксплуатироваться в динамическом и квазистатическом режимах. Динамический режим возникает при заполнении эластичного трубопровода жидкостью и при изменении расхода жидкости. Квазистатический режим наблюдается при установившемся расходе жидкости. Следует отметить, что при динамическом режиме, при котором возникают продольные колебания, напряжение и деформация эластичного трубопровода превосходят аналогичные параметры при квазистатическом режиме на 30...40%.

Изучение моделей, основанных на наследственной механике, позволяет сделать вывод о широких возможностях, открывающихся при применении уравнений Вольтерра – Больцмана:

$$\varepsilon(t) = \frac{I}{E_0} \left[\sigma + \int_0^t K(t-\tau) \sigma(\tau) d\tau \right]; \quad \sigma(t) = E_0 \left[\varepsilon - \int_0^t R(t-\tau) \varepsilon(\tau) d\tau \right],$$

где E_0 – мгновенный или динамический модуль упругости, Н/м².

Данные уравнения отражают тот факт, что материал запоминает напряжения σ , возникающие в моменты времени τ , действующие на отрезке времени $d\tau$ при деформации ε .

Функции $K(t-\tau)$ и $R(t-\tau)$ называют ядрами функции ползучести и функции релаксации. Определение вида этих функций является сложной задачей и основным методом здесь является эксперимент.

Для определения параметров функции релаксации разработана установка, позволяющая создавать в образцах изменяющееся во времени напряжение при постоянной деформации (рис.1).

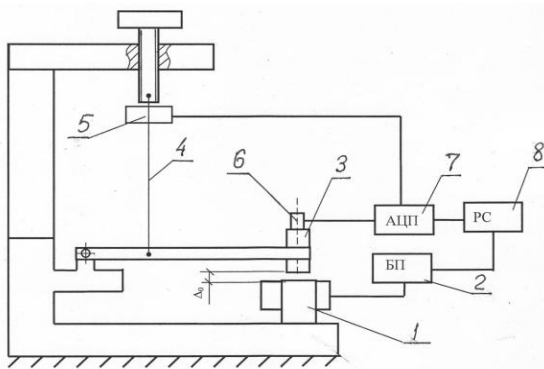


Рис.1. Схема экспериментальной установки

Работа установки происходит в следующей последовательности. В заданный момент времени на статор электромагнита 1 поступает электрическое напряжение от блока питания 2. В результате этого якорь электромагнита 3 притягивается к статору 1 и происходит деформация образца 4. Сила натяжения образца измеряется датчиком 5 марки GTR 1010. Скорость нагружения образца определяется датчиком ADXL 105.

Сигналы с датчиков поступают через аналогово-цифровой преобразователь 7 на параллельный порт компьютера 8, где происходит их запись и обработка. Для исследования были отобраны три типа резиноканевых трубопроводов, из которых вырезались образцы. Величина напряжения σ_i в текущий момент времени определялась по формуле $\sigma_i = N_i / (d \cdot \delta)$, где N_i – сила, возникающая в образце в данный момент времени, Н. Результаты обработки экспериментальных данных приведены на рис.2.



Рис.2. Типовые кривые релаксации

Анализ кривых релаксации приведенных на рис. 2 показывает, что процесс релаксации напряжений мало зависит от типа образца и его период длится 3...4 мин. Скорость релаксации напряжения равна максимуму в начальный момент времени и затем плавно стремится к нулю.

Скорость нагружения является значительным фактором, влияющим на характер релаксационного процесса.

С уменьшением скорости нагружения происходит сближение модулей упругости и величина длительного модуля приближается к величине мгновенного (рис.3).

Важным для практического использования теоретических результатов является вопрос об определении значений мгновенного E_0 и длительного E_∞ модулей упругости образцов в зависимости от начальных напряжений. Мгновенный модуль определяется по формуле $E_0 = \sigma_0 / \varepsilon$, а длительный по формуле $E_\infty = \sigma_1 / \varepsilon$, где σ_0, σ_1 – напряжения в начальный и конечный моменты времени, Н/м².

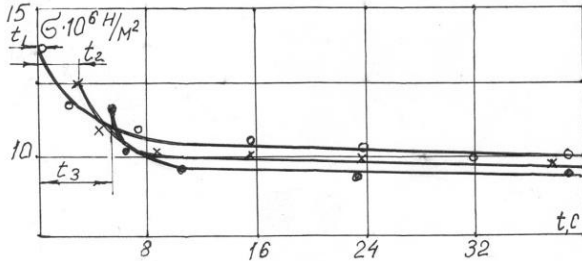


Рис. 3. Кривые релаксации напряжений в образцах №1 для различных значений скорости нагружения при $\varepsilon = 0,06$:
 $t_1 = 0,1$ с; $t_2 = 3$ с; $t_3 = 5$ с

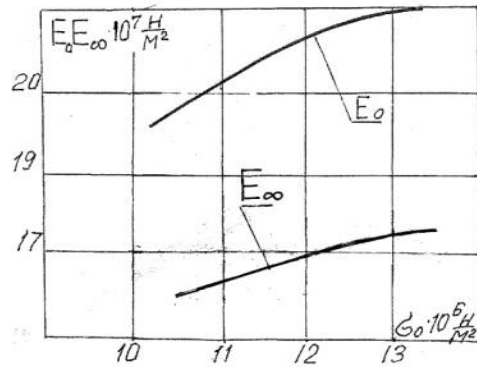


Рис. 4. График зависимости модулей упругости от начального напряжения

Полученные экспериментальные данные в виде кривых релаксации позволяют определить вид функции – ядра релаксации.

В работах Ю.Н. Работнова описаны различные типы ядер релаксации. Для исследования релаксационных процессов в образце были выбраны: экспоненциальное, гиперболическое ядро и ядро Ржаницина, которое имеет объединенные свойства экспоненциального и гиперболического ядер.

В результате экспериментальных исследований установлено, что мгновенный модуль упругости зависит от величины начального напряжения возникающего в образцах, поэтому в общем случае формула, связывающая напряжения и деформации, может быть представлена в следующем виде:

$$\sigma(t) = E_0(\sigma_0) \left[\varepsilon(t) - \int_0^t a |t - \tau|^{-\alpha} \exp[-\gamma(t - \tau)] \varepsilon(\tau) d\tau \right],$$

$$\text{где } \alpha = \frac{E_\infty}{E_0}; \quad c = \frac{E_0 - E_\infty}{E_0}; \quad a = \frac{E_0 - E_\infty}{E_0} \cdot \frac{|\alpha - 1|^2}{(t^*)^{1-\alpha}}; \quad \gamma = \frac{1}{t^*} \ln \frac{\sigma(t^*) - E_0 \varepsilon_0 |1 - c|}{E_0 \varepsilon_0 c};$$

t^* – момент времени, полученный как результат решения задачи минимизации отклонения теоретической кривой от экспериментальной.

Для сравнения возможностей каждого уравнения, построенного с применением трех типов ядер, были построены расчетные кривые релаксации, которые сравнивались с экспериментальными кривыми. Анализ этих данных показал, что наилучшую сходимость показывает закон деформации, построенный на основе ядра Ржаницина (см. рис. 2).

Для изучения эффекта ползучести в образце разработана экспериментальная установка, схема которой приведена на рис. 5. Работа установки осуществляется в следующей последовательности.

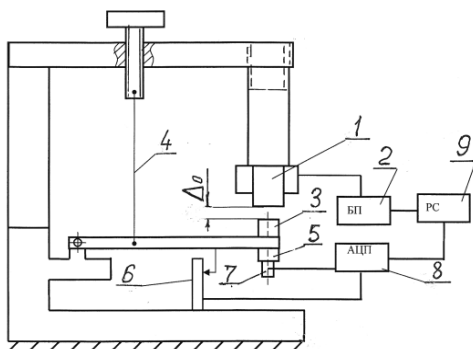


Рис.5. Схема экспериментальной установки

В начальный момент статор электромагнита 1 находится под электрическим напряжением, которое поступает через блок питания 2. При этом якорь электромагнита 3 притянут к статору 1, $\Delta_0 = 0$. В заданный момент времени отключается электрическое питание статора 1 и образец деформируется под действием груза 5.

Растяжение образца измеряется датчиком 6. Время и скорость нагружения образца контролируются датчиком 7. Сигналы с датчиков 6, 7 поступают через аналогово-цифровой преобразователь 8 на параллельный порт компьютера 9, где происходит их запись и обработка.

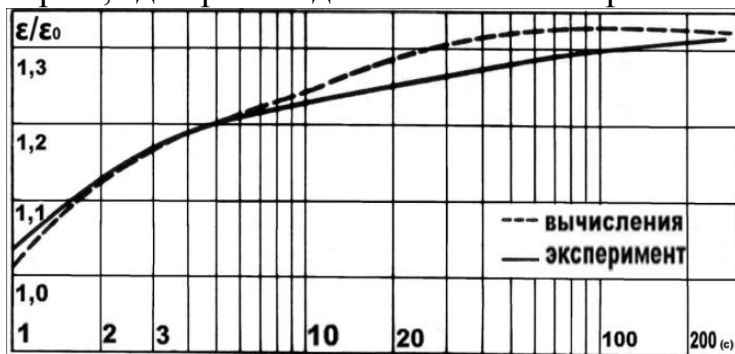


Рис. 6. Безразмерные кривые ползучести в образцах №1 для уровня напряжения $\sigma = 17 \cdot 10^6$ Па

Результаты экспериментальных исследований по определению кривых ползучести образца №1 приведены на рис. 6. Для удобства представления экспериментального материала в виде зависимости величины деформации от времени применена логарифмическая шкала.

На вертикальной оси отложена безразмерная величина $\varepsilon/\varepsilon_0$, где ε и ε_0 – текущая и начальная деформации.

Характер экспериментальной кривой показывает, что деформация ползучести по истечении 250 секунд стремится к равновесному значению. Сравнение экспериментальной и расчетной кривых позволяет говорить о хорошей сходимости уравнения связывающего деформацию и напряжение построенного на основе ядра Ржаницина.

Характер кривых, связывающих напряжения в образцах с деформациями, существенно зависит от скорости нагружения. Здесь можно выделить три зоны, которые характеризуются различным поведением образцов при растяжении. Зона 1 является областью упругих деформаций эластичного трубопровода, при этом $\varepsilon < 0,12$. Результаты экспериментальных данных по исследованию первой зоны показаны на рис.7.

Анализ графиков (рис.7) показывает, что напряжения линейно зависят от деформаций в интервале $\varepsilon = 0,01 \dots 0,12$. При этом с увеличением времени нагружения наблюдается уменьшение напряжения.

При изменении расхода жидкости возникает динамический режим, который характеризуется возникновением продольных свободных затухающих колебаний, при этом напряжения и деформации значительно превосходят аналогичные параметры при квазистатическом режиме, поэтому особое внима-

ние было уделено исследованию продольных свободных колебаний в эластичном трубопроводе (рис. 8).

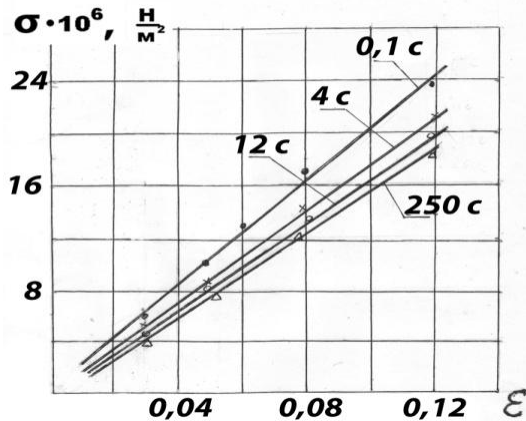


Рис. 7. Экспериментально определенная зона I для исследуемых образцов

Исследование свободных продольных колебаний эластичного трубопровода проводилось на образцах двух типов. Пример кривых затухающих колебаний приведен на рис. 9.

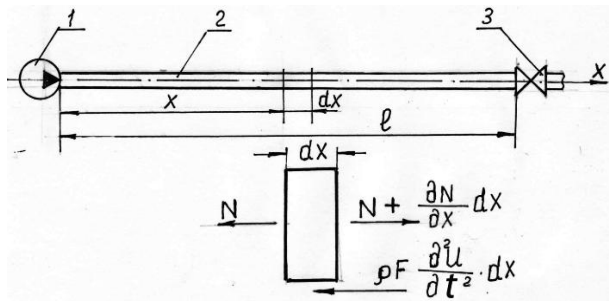


Рис. 8. Продольные свободные колебания эластичного трубопровода:

- 1 – центробежный насос;
- 2 – эластичный трубопровод;
- 3 – задвижка

Разработана математическая модель, описывающая продольные свободные колебания эластичного трубопровода.

Продольные свободные колебания характеризуются дифференциальным уравнением, описывающим распространение деформаций:

$$\frac{\partial N}{\partial x} dx = \rho F \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} dx, \quad (1)$$

где $N = N(x, t)$ – продольная сила в сечении x в момент времени t , Н;

$u = u(x, t)$ – перемещение сечения с координатой x в момент времени t , м;

F – площадь поперечного сечения стенки эластичного трубопровода, м²;

ρ – плотность материала, кг/м³.

Силу растяжения определим по формуле

$$N = \sigma(t) \cdot F.$$

Напряжения $\sigma(t)$, возникающие в поперечном сечении образца, изменяются по закону

$$\sigma(t) = E_0 (1 - R^*) \varepsilon(t) \quad (2)$$

Для получения виброграмм затухающих колебаний использована экспериментальная установка, схема которой показана на рис. 1. При этом установка работает в следующей последовательности. Предварительно на статор электромагнита 1 подается напряжение, якорь электромагнита 3 притягивается к статору 1. В заданный момент времени отключается напряжение и образец 4 совершает свободные затухающие колебания.

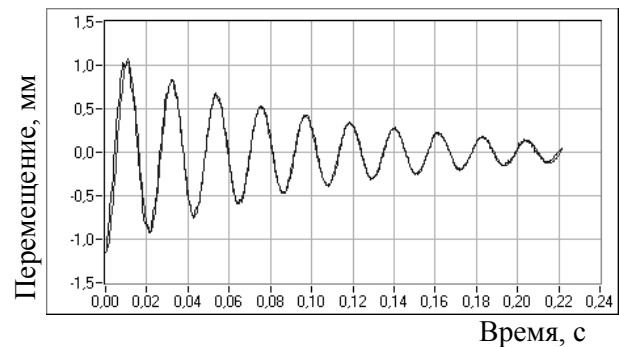


Рис. 9. Виброграмма перемещения груза

где R^* - оператор:

$$R^*(t) = \int_0^t R(t-\tau)f(\tau)d\tau. \quad (3)$$

Преобразуем (1) с учетом (2), (3) к виду

$$p^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + \xi p^2 \int_0^t v(t-\tau) \frac{\partial^2 u(x, \tau)}{\partial x^2} d\tau,$$

где $p^2 = \frac{E_0}{\rho}$; $R(t-\tau) = \xi v(t-\tau)$.

Граничные условия для верхнего и нижнего сечения образца:

$$u(x, t)_{x=0} = 0; \quad E_0 F (1 - R^*) \frac{\partial u}{\partial x}_{x=l} = -m \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}_{x=l},$$

где m - приведенная масса груза, закрепленного на образце, кг.

В начальный момент времени:

$$\frac{\partial u(x, 0)}{\partial x} = \frac{\Delta}{l}; \quad \frac{\partial u(x, 0)}{\partial t} = 0,$$

где Δ —начальная деформация образца, м.

Для заданных граничных условий получим следующее выражение:

$$\frac{\lambda l}{p} \operatorname{tg} \frac{\lambda l}{p} = \frac{\rho l F}{m}.$$

Для нахождения λ использована процедура Find в среде MathCAD.

После соответствующих преобразований получим зависимость, определяющую распределение затухающих колебаний по длине образца:

$$u(x, t) = \sum_{k=1}^{\infty} C_k \exp\left(-\frac{B_0 \lambda_k t}{2}\right) \cos\left(\left(1 - \frac{A_0}{2}\right) \lambda_k t\right) \sin \frac{\lambda_k}{p} x, \quad (4)$$

где C_k – постоянные, определяемые из начальных условий;

$$A_0 = \int_0^{\infty} \xi v(t-\tau) \cos \lambda \tau d\tau; \quad B_0 = \int_0^{\infty} \xi v(t-\tau) \sin \lambda \tau d\tau.$$

A_0, B_0 – cos, sin преобразование Фурье ядра $R(t)$.

Определение упруговязких параметров эластичного трубопровода производилось путем идентификации коэффициентов уравнения свободных затухающих колебаний:

$$u(l, t) = \Delta \cdot \exp(-\beta t) \cdot \cos(\omega t), \quad (5)$$

где $\beta = \frac{B_0 \lambda}{2}$; $\omega = (1 - \frac{A_0}{2}) \lambda$.

При этом использовались диаграммы свободных затухающих колебаний (рис. 10).

При идентификации параметров затухания β и частоты ω свободных затухающих колебаний в среде LabView использовались два метода: метод Гильберта и метод Левенберга-Марквардта.

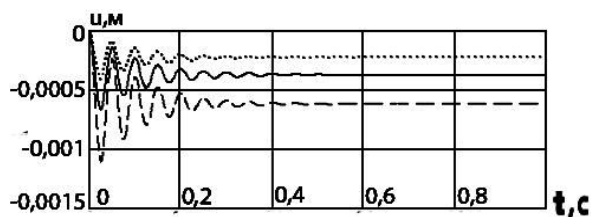



Рис.10. Диаграммы свободных затухающих колебаний

Метод нелинейной оптимизации Левенберга-Марквардта использует для поиска минимума комбинированную стратегию – линейную аппроксимацию и градиентный спуск; переключение с одного метода на другой происходит в зависимости от того, была ли успешной линейная аппроксимация.

Для определения частоты использовалось быстрое преобразование Фурье, а для определения коэффициента затухания воспользуемся построением огибающей при помощи функции Гильберта и дальнейшей аппроксимацией.

Для этого используем встроенный в LabView виртуальный инструмент , позволяющий рассчитывать функцию Гильберта (рис.11).

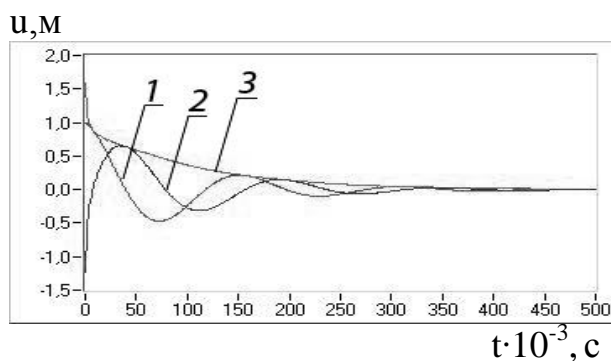


Рис.11. Расчетные функции:

1 - исходный сигнал; 2 - функция Гильберта; 3 - огибающая

В результате идентификации упругодиссипативных параметров образца получаем безразмерные коэффициенты: β/β_0 - коэффициент затухания и ω/ω_0 - частота свободных колебаний, где β_0 - тестовый коэффициент затухания, ω_0 - тестовая частота свободных колебаний массы на упругом подвесе. Таким образом, коэффициентом β/β_0 оценивались диссипативные свойства образца, а коэффициентом ω/ω_0 - его упругость.

Определив β , ω по формулам (5) были найдены реологические параметры A_0, B_0 .

Полученные данные позволили определить функцию перемещения, и используя разложение в ряд Фурье, определить основные собственные частоты (рис.12).

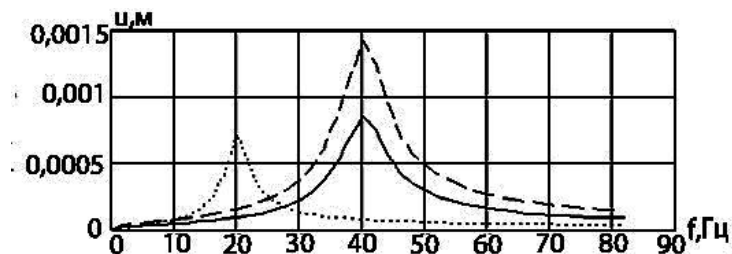


Рис.12. Спектр свободных затухающих колебаний

Анализ графиков (рис. 12) показывает, что максимальные перемещения возникают при частоте колебаний 40 Гц. Эта информация позволила определить максимальные деформации и напряжения, возникающие при свободных затухающих колебаниях в эластичном трубопроводе.

В третьей главе разработана математическая модель упругих деформаций стенки эластичного трубопровода при движении по нему сплошной несжимаемой среды при установившемся расходе жидкости и проведены теоретические исследования изменений по длине деформаций и напряжений, а также гидродинамических параметров.

При разработке математической модели использовались фундаментальные законы и уравнения теоретической механики, теории упругости и гидродинамики:

- энергетический баланс потока (уравнение Бернулли), который показывает, что в каждом сечении сумма потенциальной и кинетической энергий и затрат энергии на трение является постоянной величиной;
- материальный баланс потока (уравнение неразрывности потока), который отражает закон сохранения массы;
- обобщенный закон Гука;
- уравнение Дарси для элементарного участка эластичного трубопровода;
- уравнение Лапласа для осесимметричной эластичной оболочки.

$$\left\{ \begin{array}{l} Z + \frac{P}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + H_{\pi} = const; \\ \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho v_x)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho v_y)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho v_z)}{\partial z} = 0; \\ \sigma = \frac{E}{(1 - \mu^2)} (\varepsilon + \mu \varepsilon_x); \\ \sigma_x = \frac{E_x}{(1 - \mu^2)} (\varepsilon_x + \mu \varepsilon); \\ d(\Delta P_n) = \lambda \frac{dx}{D} P_n = \lambda \frac{dx}{D} \frac{v^2 \rho}{2}; \\ \sigma = \frac{DP}{2\delta}; \\ \sigma_x = 0,5\sigma, \end{array} \right. \quad (6)$$

где Z – геометрический напор, м;

P — статическое давление, Па;

ρ – плотность жидкости, кг/м³;

g - ускорение свободного падения, м/с²;

H_{π} - потерянный напор, м;

t - время, с;

v_x, v_y, v_z — составляющие скорости вдоль осей x, y, z , м / с ;

σ, σ_x – радиальное и осевое напряжения в стенках эластичного трубопровода, Па;

E, E_x – модуль упругости соответственно в радиальном и осевом направлении, Па;

$\varepsilon, \varepsilon_x$ - радиальная и осевая деформации;

μ - коэффициент Пуассона;

ΔP_{Π} — потери давления на трение, Па;

λ — коэффициент гидродинамического трения;

D — внутренний текущий диаметр эластичного трубопровода, м;

P_d — динамическое давление, Па;

v — средняя скорость жидкости, м/с;

δ — толщина стенки эластичного трубопровода, м.

Математическая модель проиллюстрирована на рис.13.

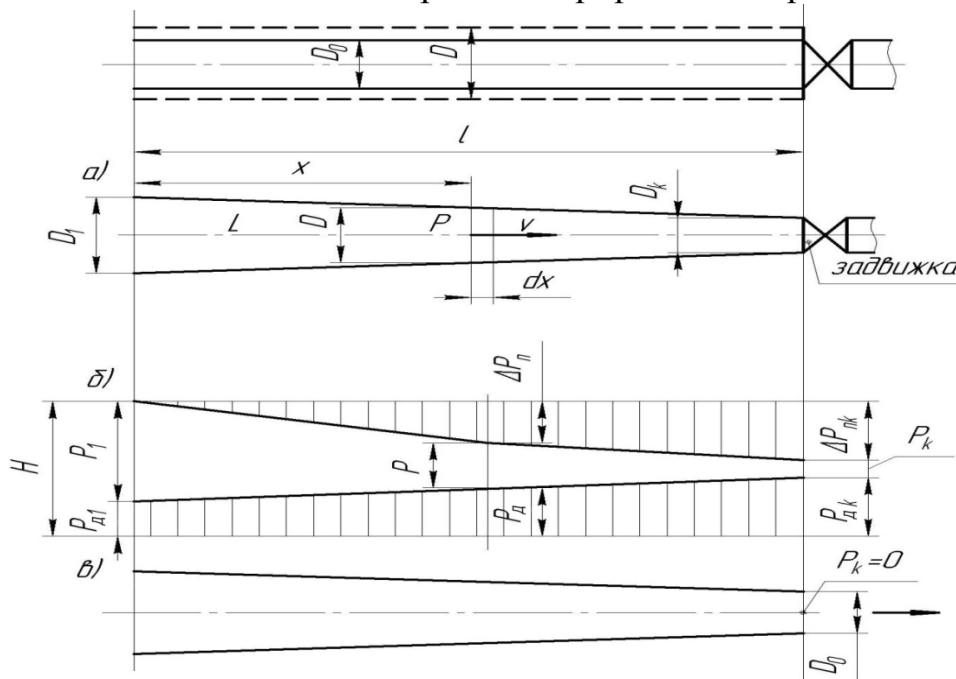


Рис. 13. Изменения конфигурации эластичного трубопровода под действием потока сплошной несжимаемой среды:

а - деформация эластичной трубы под действием внутреннего давления;

б - эпюры статического давления P , динамического давления P_d , потерь давления на трение ΔP_{Π} ;

в - конфигурация эластичного трубопровода при движении жидкости;

H — располагаемый напор, Па;

P_1, P_k — статическое давление в начале и в конце эластического трубопровода, Па;

P_{d1}, P_{dk} — динамическое давление в начале и в конце, Па;

$\Delta P_{\Pi k}$ — потери давления на длине l эластичного трубопровода, Па;

l — длина трубопровода, м;

D_0 — внутренний начальный диаметр эластичного трубопровода, м;

D_1, D_k — диаметр эластичного трубопровода в начале и в конце, м;

L — расход транспортируемой жидкости, м³/с

Реализация математической модели позволила получить функциональные зависимости параметров по длине эластичного трубопровода:

- внутренний диаметр

$$D = \sqrt[4]{(mD_0)^4 + B(l-x)}, \quad (7)$$

где $B = \frac{1,03\lambda L^2 \rho}{\delta E}$; $m = \frac{\pi \delta E}{\pi \delta E - D_0 P_k}$;

при отсутствии задвижки в конце эластичного трубопровода

$$P_k = 0; X = l; D = D_0;$$

- средняя скорость движения жидкости

$$v = \frac{1,27L}{\sqrt{(mD_0)^4 + B(l-x)}}; \quad (8)$$

- динамическое давление

$$P_d = \frac{0,8L^2 \rho}{(mD_0)^4 + B(l-x)}; \quad (9)$$

- потери давления на трение

$$\Delta P_{\Pi} = 3,1\delta E \left[\frac{1}{\sqrt[4]{(mD_0)^4 + B(l-x)}} - \frac{1}{\sqrt[4]{(mD_0)^4 + Bl}} \right]; \quad (10)$$

- статическое давление

$$P = \pi \delta E \left[\frac{1}{D_0} - \frac{1}{\sqrt[4]{(mD_0)^4 + B(l-x)}} \right]; \quad (11)$$

- осевая деформация эластичного трубопровода

$$\Delta x = \frac{0,628E}{E_x m D_0 B} \left\{ \left[(mD_0)^4 + Bl \right]^{\frac{5}{4}} - \left[(mD_0)^4 + B(l-x) \right]^{\frac{5}{4}} \right\} - \frac{0,785E}{E_x} x; \quad (12)$$

- радиальные и осевые напряжения эластичного трубопровода

$$\sigma = \frac{1,57E}{mD_0} \left[\sqrt[4]{(mD_0)^4 + B(l-x)} - mD_0 \right];$$

$$\sigma_x = \frac{0,785E}{mD_0} \left[\sqrt[4]{(mD_0)^4 + B(l-x)} - mD_0 \right]. \quad (13)$$

Эластичный трубопровод может состоять из отдельных секций с последовательным и разветвленным соединением. На основе полученных функциональных зависимостей (7)...(13) разработаны методы расчета эластичного трубопровода при последовательном и разветвленном соединениях, что позволяет снизить энергозатраты, материалоемкость и повысить надежность работы эластичных трубопроводов.

Разработаны способы построения характеристик эластичных трубопроводов при последовательном и разветвленном соединении, что дает возможность рационально выбрать насос и определить режим его работы.

В четвертой главе представлена методика и результаты гидравлических исследований эластичного трубопровода. Эти исследования проводились с целью установления адекватности математической модели упругих деформаций стенок эластичного трубопровода при движении по нему сплошной несжимаемой среды при установившемся расходе жидкости реальному эластичному трубопроводу. Исследования проводились на лабораторном стенде (рис. 14) при следующих расходах жидкости:

1) $2,05 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; 2) $3,07 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; 3) $4,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; 4) $5,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

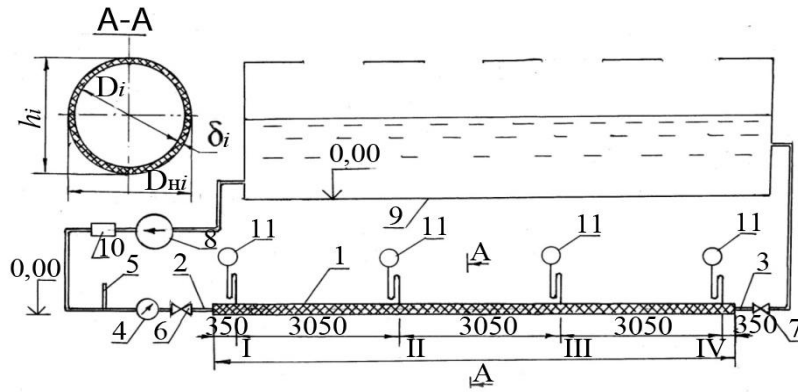


Рис.14 . Схема гидравлического стенда

1 – эластичный резиновый трубопровод; 2,3 – стальные патрубки; 4 – счетчик; 5 – термометр; 6,7 – шаровые клапаны; 8 – центробежный насос; 9 – резервуар с водой; 10 – фильтр; 11 – образцовые манометры.

Сопоставление экспериментальных данных с теоретическими данными показаны на графиках (рис. 15-20). Кривые построены по теоретическим данным, точки отражают экспериментальные данные.

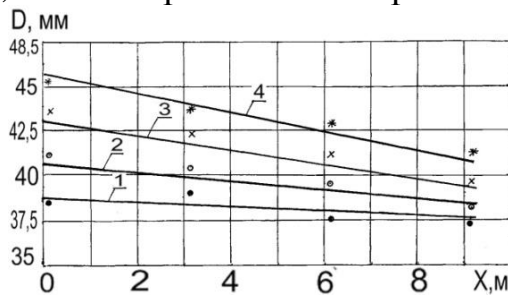


Рис.15. Изменение внутреннего диаметра

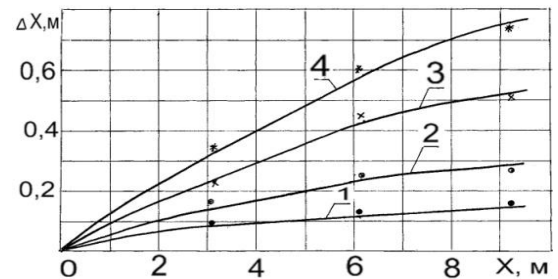


Рис.16. Изменение осевых удлинений

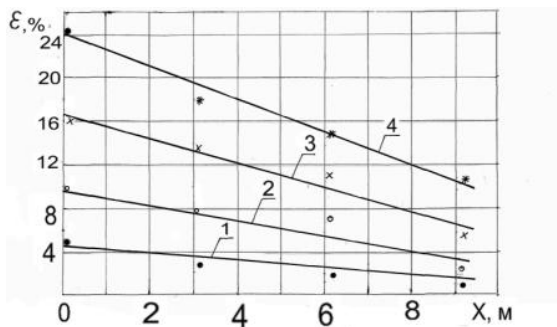


Рис.17. Изменение относительных радиальных деформаций

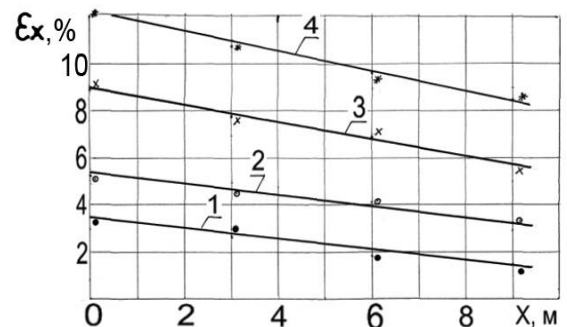


Рис.18. Изменение относительных осевых деформаций

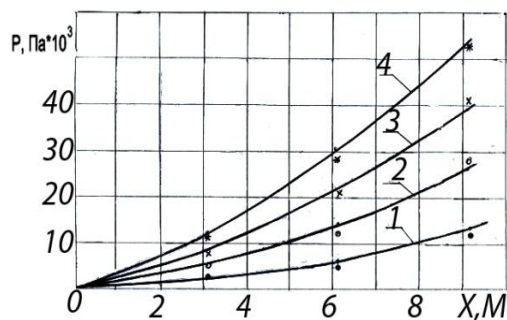


Рис.19. Изменение потерь давления

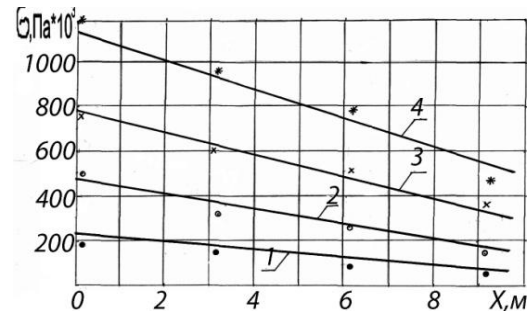


Рис.20. Изменение радиальных напряжений

Сравнительная оценка теоретических и экспериментальных данных показывает удовлетворительную сходимость. Расхождение теоретических и экспериментальных данных не превышает 5%. Следовательно, разработанная математическая модель упругих деформаций стенок эластичного трубопровода при движении по нему сплошной несжимаемой среды при установившемся расходе жидкости отражает гидродинамические и механические характеристики, адекватна реальному объекту.

На основе проведенных теоретических и экспериментальных работ, опыта расчета, изготовления и эксплуатации разработаны рекомендации по инженерному проектированию эластичных трубопроводов. Определены необходимые исходные данные для проектирования эластичных трубопроводов. Разработаны рекомендации по выбору материалов и толщины внутренней камеры и наружного покрытия. Изложена последовательность определения гидродинамических параметров и прочностных характеристик по длине эластичного трубопровода, что позволяет рассчитать продольный профиль.

Разработан метод определения оптимальной толщины силового каркаса в зависимости от потерь давления и расхода технических тканей с использованием данных, полученных экспериментальным путем.

Основные выводы по диссертации

Основные выводы, научные и практические результаты заключаются в следующем:

1. Разработана методика и создано экспериментальное оборудование для определения реологических параметров эластичного трубопровода, как в режимах релаксации, так и ползучести.

2. Проведенные теоретические и экспериментальные исследования позволили изучить эффекты релаксации и ползучести, присущие эластичному трубопроводу. Выявлена закономерность, связывающая напряжения, возникающие в стенке эластичного трубопровода и деформацию, с учетом эффектов, определяемых скоростью нагружения. Установлено, что скорость нагружения существенно влияет на величину мгновенного и длительного модулей упругости.

Проведено сравнительное исследование для трех типов ядер релаксации. При этом установлено, что наиболее точным является описание свойств эластичного трубопровода с применением ядра Ржаницина.

3. Разработана математическая модель, описывающая продольные свободные колебания эластичного трубопровода. Упруговязкие свойства материала описаны с помощью \cos – и \sin – преобразования Фурье ядра $R(t)$.

4. Разработана методика и изготовлен экспериментальный стенд для изучения свойств материала эластичного трубопровода методом свободных колебаний и предложена методика идентификации упруговязких параметров, основанная на преобразовании Гильберта, позволяющая по виброграммам затухающих колебаний определять параметры ядер релаксации и ползучести.

5. Рассматривая поток жидкости и эластичную стенку трубопровода как одну совокупность, была разработана математическая модель упругих деформаций стенки эластичного трубопровода при движении по нему сплошной несжимаемой среды при установившемся расходе жидкости.

6. Реализация математической модели заключалась в решении дифференциальных уравнений, что позволило получить функциональные зависимости деформации и напряжения, а также основных гидродинамических параметров по длине эластичного трубопровода.

7. Разработана экспериментальная установка и методика гидравлического исследования эластичного трубопровода. Сопоставления теоретических и экспериментальных данных показали адекватность математической модели реальному объекту.

8. Результаты научных и экспериментальных данных позволили разработать рекомендации для проектирования эластичных трубопроводов с использованием новейших материалов.

9. Теоретические и практические результаты работы были внедрены на ряде предприятий г. Курска. Применение эластичных трубопроводов позволило увеличить надёжность и снизить энергопотребление.

Основные положения диссертации изложены в следующих работах:

В изданиях из перечня ВАК Российской Федерации

1. Битюков, В.А. Разработка эластичных трубопроводов [Текст] / В. А. Битюков, А. В. Тинькова // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – Орел, 2009. – №5. – С. 50–54.

2. Тинькова, А. В. Математическое моделирование гидродинамических процессов в эластичных трубопроводах [Текст] / А. В. Тинькова, Н.С.Кобелев // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – Орел, 2010. – №1. – С.74-77.

3. Пат. 2133881 Российская Федерация, МПК⁶ F 04 D 29/42, 7/04. Корпус грунтового насоса[Текст] / Битюков В.А., Алымов Ю. Г., Сутковой С. И., Тинькова А.В.; заявитель и патентообладатель Курск. гос. тех.ун-т. – № 98111115/06 ; заявл. 09.06.98 ; опубл. 27.07.99 , Бюл. № 21. – 5 с. : ил.

Другие публикации

4. Битюков, В.А. Устойчивость поперечного сечения трубопровода при изгибе [Текст] / В. А. Битюков, А. В. Тинькова // Материалы и упрочняющие технологии–2003: Сборник материалов X Российской научно-технической конференции: В 2-х ч. – Курск , 2003. –Ч. 1.- С. 135–137.

5. Тинькова, А. В. Использование энергосберегающих технологий при проектировании систем отопления и вентиляции [Текст] / А. В. Тинькова // Молодежь и XXI век: тез. докл. XXXIV вузов. науч.-техн. конф. студентов и аспирантов . – Курск, 2006. – Ч. 1. – С. 117–118.

6.Тинькова, А. В. Исследование упругих параметров эластичных осевых компенсаторов [Текст] / А. В. Тинькова, Н. С. Кобелев // Изв. Курск. гос. техн. ун-та. – 2007. – №3. – С. 57–59.

7. Битюков, В.А. Допустимый радиус изгиба при гидродинамическом процессе в эластичном трубопроводе [Текст] / В. А. Битюков, А. В. Тинькова // Вибрационные машины и технологии: сб. науч. тр. – Курск, 2008. – С. 432–435.

8. Битюков, В. А. Влияние гидравлических процессов на радиальные и продольные деформации эластичного трубопровода [Текст] / В. А. Битюков, А. В. Тинькова, Н. С. Кобелев // Вибрационные машины и технологии : сб. науч. тр. – Курск, 2008. – С. 446–450.

9. Тинькова, А. В. Исследование гидродинамических параметров эластичных трубопроводов [Текст] / А. В. Тинькова // Молодежь и XXI век: материалы докл. 1 Междунар. молодежной науч. конф. – Курск, 2009. – Ч. 2. – С. 231–233.

10. Битюков, В. А. Разработка осесимметричных каналов с деформируемыми стенками [Текст] / В. А. Битюков, А. В. Тинькова, Н. С. Кобелев [и др.] // Молодежь и XXI век: материалы докл. 1 Междунар. молодежной науч. конф. – Курск, 2009. – Ч. 3. – С. 84–89.

11. Тинькова, А. В. Экспериментальные исследования влияния деформаций эластичного трубопровода на изменения его гидродинамических параметров [Текст] / А. В. Тинькова, Н. С. Кобелев // Вибрационные машины и технологии: сб. науч. ст. – Курск, 2010. – Ч. 1. – С. 157–161.

12. Тинькова, А.В. Исследование упруговязких свойств эластичных трубопроводов // Будущее машиностроение России: сборник материалов конференции с элементами научной школы для молодежи.- М.: ИМАШ РАН, 2010. – С.21.

13. Пат. на полезную модель 68633 Российская Федерация, МПК⁶ F 16 L 23/02. Подвижное соединение фланцев металлических труб [Текст] / Тинькова А. В.; заявитель и патентообладатель Курск. гос. техн. ун-т. – № 2007119905/22; заявл. 28.05.2007 ; опубл. 27.11.2007, Бюл. № 33. – 3 с.: ил.

14. Пат. на полезную модель 66469 Российская Федерация, МПК⁶ F 16 L 11/00. Гибкий трубопровод с фланцами [Текст] / Тинькова А. В.; заявитель и патентообладатель Курск. гос. техн. ун-т. – № 2007104539/22; заявл. 05.02.2007; опубл. 10.09.2007, Бюл. № 25. – 3 с.: ил.

15. Пат. на полезную модель 66471 Российская Федерация, МПК⁶ F 16 L 23/02. Осевой компенсатор [Текст] / Тинькова А. В.; заявитель и патентообладатель Курск. гос. техн. ун-т. – № 2007100273/22; заявл. 09.01.2007; опубл. 10.09.2007, Бюл. № 25. – 3 с.: ил.

16. Пат. на полезную модель 70845 Российская Федерация, МПК⁶ B 29 C 53/50. Устройство для изготовления резинотканевых трубчатых изделий из ленточного материала [Текст] / Битюков В. А., Тинькова А. В.; заявитель и патентообладатель Курск. гос. техн. ун-т. – № 2007139369/22; заявл. 23.10.2007; опубл. 20.02.2008, Бюл. № 5. – 2 с. : ил.

17. Пат. на полезную модель 79970 Российская Федерация, МПК⁷ F 16 L 51/00. Трубопроводный компенсатор [Текст] / Битюков В. А., Тинькова А. В., Нескородов С. С.; заявитель и патентообладатель Курск. гос. техн. ун-т. – № 2008104532/22 ; заявл. 06.02.2008 ; опубл. 20.01.2009, Бюл. №2. – 3 с.: ил.

