

ПРОСТРАНСТВЕННОГО КОЛЕБАНИЯ ИЗОГНУТЫЕ ТРУБОПРОВОДА (СТЕРЖНЯ) ПОД ДЕЙСТВИЕМ ПЕРЕМЕННОГО ВНУТРЕННЕГО ДАВЛЕНИЯ

Мирзакабилов Б.Н. ¹[0000-0001-6457-4116], Кулмуратов Н.Р. ²[0009-0000-1500-3421]

¹Базовый докторант Ташкентского химико-технологического института
²Доцент Навоийского государственного горно-технологического
университета, PhD. E-mail: nurillo.Kulmuratov.64@mail.ru

Аннотация. В работе развитие теории и разработка методов исследования динамического напряженно - деформированного состояния криволинейных участков тонкостенных трубопроводов с протекающей жидкостью при воздействии динамических нагрузок. В результате теоретических научных исследований получены научные результаты. Для продольных волн, с другой стороны, осевое напряжение больше, чем окружное напряжение в первых двух случаях, и они зависят от угла падения в третьем случае, несмотря на то что окружное напряжение всегда больше, чем осевое напряжение.

Ключевые слова: колебания, волна, угла падения, трубопровод, мягкой грунт.

Annotatsiya. Ishda dinamik yuklar ta'sirida suyuqlik oqimi bo'lgan yupqa devorli quvurlarning egri uchastkalarining dinamik kuchlanish-deformatsiya holatini o'rganish nazariyasi va tadqiqot usullari ishlab chiqilgan. Nazariy ilmiy izlanishlar natijasida ilmiy natijalar olingan. Bo'ylama to'lqinlar uchun esa, boshqa tomondan, dastlabki ikki holatda bo'ylanma kuchlanish halqa kuchlanishidan katta bo'ladi va ular halqa kuchlanishi doimo bo'ylanma kuchlanishdan katta bo'lsa ham, uchinchi holatda tushish burchagiga bog'liq bo'ladi.

Kalit so'zlar: tebranishlar, to'lqin, tushish burchagi, quvur liniyasi, yumshoq tuproq.

Abstract. The paper develops the theory and methods for studying the dynamic stress-strain state of curved sections of thin-walled pipelines with flowing liquid under dynamic loads. As a result of theoretical scientific research, scientific results were obtained. For longitudinal waves, on the other hand, the axial stress is greater than the circumferential stress in the first two cases, and they depend on the angle of incidence in the third case, despite the fact that the circumferential stress is always greater than the axial stress.

Keywords: oscillations, wave, angle of incidence, pipeline, soft soil.

Введение

Нефтепроводы, контейнеры и колонны, корпуса подводных лодок, ракетных двигателей и фюзеляжи самолётов - неполный перечень конструкций, где цилиндрическая оболочка является несущим элементом. Применение композитные слоистых конструкции, как трубопроводы с вязкой жидкости, в климатических условиях Узбекистан (или других стран мира) сопряжено с необходимостью решения вопросов прочности и долговечности их элементов с учетом особенностей нелинейного механического поведения композитов в диапазоне температур - от 0⁰ С до +80⁰С [1-4]. Композитные оболочечные конструкции находят в технике широкое применение. Такие многообразные конструкций, а также типов действующих эксплуатационных нагрузок в видах используемых материалов привело к созданию многочисленных теорий, описывающих с помощью дифференциальных уравнений поведение оболочек, и разработке методов решения этих уравнений. К настоящая времени, по расчету цилиндрических оболочек опубликовано несколько статей и монографий [5,6]. В обзоре [7], посвященному вопросам определения напряженно- деформированного

состояния оболочек при действии локальных нагрузок. Анализ реальных конструкций, изготовленных из композиционных материалов (КМ), показывает, что учесть все факторы, влияющие на напряженно-деформированное состояние оболочки, при действии различных динамических и температурных нагрузок не представляется возможным [8,9]. В современной науке подобные решения проводятся, в основном, экспериментальными методами [10,11]. В этой связи разработка теоретических методов для оценки прочности и долговечности элементов композитных конструкций является актуальной как в научной, так и практическом отношении.

Рассматривается пространственного колебания изогнутые трубопровода и заключенной в нем несжимаемой жидкости относительно оси Oz (рис.1), проходящей через опоры. Предполагается, что трубопровод находится под действием переменного внутреннего давления. Скорости движение жидкости пренебрегается. Длина трубопровода равно- l , толщина его стенки – h , а суммарная масса однородного трубопровода и жидкости $m = m_1 + m_2$. В данной постановке задачи будем пренебрегать продольными силами инерции по сравнению с поперечными. Элемент трубопровода dz и массой $dm = (m/l)dz$. Поперечная распределенная нагрузка q_n на трубопровод выражается формулой

$$q_n = -\frac{m}{l} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - g \cos\theta \right) + p_i F_i \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \quad (1)$$

где $F_i = \pi R_i^2$, $p_i = p_0 + p_v \sin(\Omega t + \varphi)$, w -прогиб элемента трубопровода, $\Omega, \varphi, p_0, p_v$ - значения круговой частоты, начальной фазы, статической и амплитуды динамической составляющих переменного внутреннего давления p_i в трубопроводе, R_i, F_i внутренний радиус и площадь поперечного сечения трубопровода, t - время.

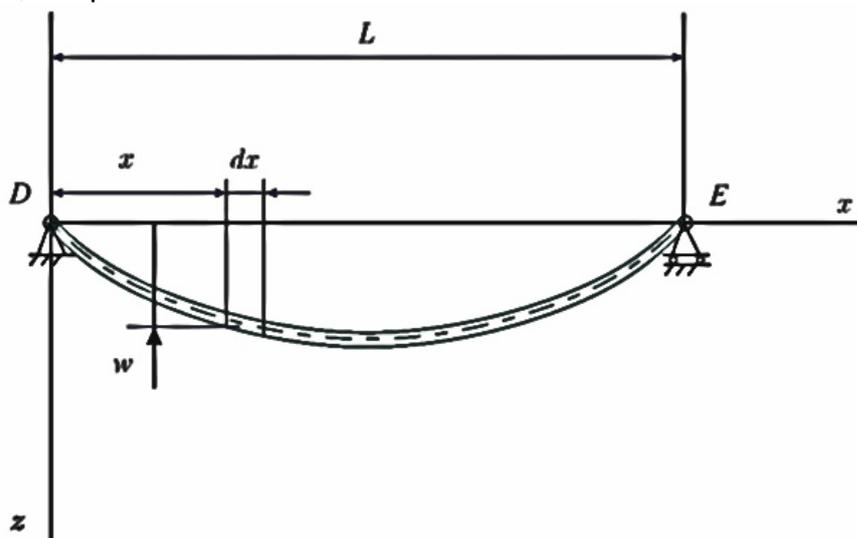


Рис.1. Расчетная схема.

Величина выталкивающей силы dF_A Архимеда, действующей на элемент трубы длиной dz , равна $dF_A = \rho_c \pi R_k^2 g dz$, $R_k = R_i + h$, где ρ_c -плотность жидкости, $g = 9.8m/c^2$, сила $d\vec{F}_c$ сопротивления движения элемента трубы определяется формулой Стокса [12] $d\vec{F}_c = -\mu \vec{V}_a dz$, где \vec{V}_a -абсолютная скорость элемента, μ -

коэффициенты сопротивления, зависящий от вязкости жидкости и формы внутренней поверхности трубы. Согласно теореме о сложении скоростей $\vec{V}_a = \vec{V}_1 + \vec{V}_2$, где \vec{V}_1 и \vec{V}_2 - относительная и переносная скорости элемента трубы. При этом, последняя определяются формулой

$$V_1 = \frac{\partial w}{\partial t}, V_2 = \frac{\partial \theta}{\partial t}.$$

Таким образом, $d\vec{F}_c$ сопротивления можно представить в виде

$$dF_{c1} = \mu \frac{\partial w}{\partial t} dz, dF_{c2} = \mu w \frac{\partial \theta}{\partial t} dz,$$

где θ - угол поворота трубы как твердого тела относительно Oz. Суммарный момент M_z сил восстановления (или вязко-упругости) в опорах прямо пропорционален углу θ поворота трубы как твердого тела относительно оси Oz:

$$M_z = c_0 \left[\theta(t) - \int_0^t R_c(t-\tau) \theta(\tau) d\tau \right],$$

где $R_c(t-\tau)$ - ядро релаксации; c_0 - мгновенной модуль упругости.

Касательное a_τ к траектории, нормальное a_n и кориолисово a_k ускорения выделенного элемента трубопровода равны

$$a_\tau = w \frac{d^2 \theta}{dt^2}, a_n = w \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2, a_k = 2 \frac{d\theta}{dt} \frac{\partial w}{\partial t}.$$

Таким образом, силы инерции dF_τ, dF_n, dF_k выделенного элемента трубопровода запишутся

$$dF_\tau = dm \cdot w \cdot \frac{d^2 \theta}{dt^2}, dF_n = dm \cdot w \cdot \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2, dF_k = 2 dm \cdot \frac{d\theta}{dt} \frac{dw}{dt}.$$

Уравнение равновесия трубопровода в виде суммы моментов всех приложенных сил и сил инерции относительно оси Oz

$$- \int_{(m)} (dmg - dF_A) w \sin \theta - \int_{(m)} w dF_\tau - \int_{(m)} w dF_k - M_z = 0, \quad (2)$$

где g - гравитационное ускорение.

Уравнение (2) после некоторых преобразований и с учетом

$$T = \frac{\tilde{E}F}{2l} \int_0^l \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 dz,$$

принимает вид

$$\frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + \frac{\tilde{E}J}{m} \frac{\partial^4 w}{\partial z^4} - \frac{T_i}{m} \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} - g_1 \cos \theta - w \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 = 0, \quad (3)$$

где $T_i = T - p_i F_i, J = \pi R_i^3 h$ - осевой момент инерции площади поперечного сечения трубопровода, $g_1 = g - F_k / m$. Изгибные перемещения трубопровода, удовлетворяющие граничным условиям

$$w(0, t) = 0; \frac{\partial^2 w(0, t)}{\partial z^2} = 0; w(l, t) = 0; \frac{\partial^2 w(l, t)}{\partial z^2} = 0, \quad (4)$$

примем в виде

$$w = W_0 \sin \frac{\pi z}{l} + \sum_{k=1}^{\infty} w_k(t) \sin \frac{k\pi z}{l}, \quad (5)$$

где W_0 и $w_k(t)$ - амплитуды статической и динамической составляющих изгибных перемещений.

Подставляя решению (5) в уравнения (3) и (4) и применяя к процедуру Бубнова – Галеркина [8], после несложных преобразований получим ($\kappa=0$)

$$\begin{aligned} \frac{d^2\theta}{dt^2}(W_0 + w_0(t))^2 + \frac{2\mu}{m} \frac{d\theta}{dt} + 2.0(W_0 + w_0(t)) \left(\frac{2g_1}{\pi} \sin\theta + \frac{d\theta}{dt} \frac{dw_0}{dt} \right) &= 0; \\ \frac{d^2w_0}{dt^2} + \frac{\mu l}{m} \frac{dw_0}{dt} + \frac{(J\pi^4)\tilde{E}}{l^3 m} (W_0 + w_0(t)) &= \frac{4g_1}{\pi} \cos\theta + (W_0 + w_0(t)) \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 - \\ - \frac{\pi^2}{ml} \left[\frac{\tilde{E}F_i\pi^2}{4l^2} (W_0 + w_0(t))^2 - F_i(p_0 + p_v \sin(\Omega t)) \right] &(W_0 + w_0(t))^2. \end{aligned} \quad (6)$$

Система уравнений (6) решается при следующих начальных условиях

$$\begin{aligned} t=0: \theta = \theta_0, \quad \dot{\theta} = d\theta/dt = \omega_0; \\ w_0 = 0, \quad dw/dt = 0. \end{aligned} \quad (7)$$

Здесь θ_0, ω_0 - начальные угол поворота и угловая скорость отклонения трубопровода от вертикальной плоскости. В случае $\theta(t) = 0, w_0(t) = 0, p_v = 0$, тогда получим следующие нелинейные интегральное уравнение для определения квазистатической составляющей прогиба трубопровода W_0

$$B_1 W_0^3 + (B'_2 + B''_2) W_0 - B'_2 \int_0^t R_E(t-\tau) W_0(\tau) d\tau - B_1 \int_0^t R_E(t-\tau) W_0^3(\tau) d\tau - B_3 = 0,$$

где $B_1 = \frac{\pi^4 E_0 F_i}{4L^2}, B'_2 = \frac{\pi^4 E_0 J}{L^2}, B''_2 = \pi^2 F_i p_0, B_3 = \frac{4gmL}{\pi}$. Если $R_E(t-\tau) = 0$, тогда результаты расчетов [12].

Если $\theta = const$, тогда (6) принимает следующий вид

$$\frac{d^2\bar{w}_0}{dt^2} + A\bar{w}_0(t) + B\varepsilon(\bar{w}_0(t))^2 - A\varepsilon \int_0^t R(t-\tau)w(\tau)d\tau - B\varepsilon \int_0^t R(t-\tau)(w(\tau))^2 d\tau = f(t), \quad (8)$$

где $\bar{w}_0(t) = W_0 + w(t), A = \frac{(J\pi^4)E_0}{l^3 m}, B = \frac{E_0 F_i \pi^4}{4l^3 m}, f(t) = \frac{4g}{\pi} \cos\theta + \frac{\pi^2}{ml} [F_i(p_0 + p_v \sin(\Omega t))]$.

Системы интегро-дифференциальных уравнений (6) решается методом возмущений. Общем виде, система интегро-дифференциальных уравнения (6) в упругом постановке ($R(t-\tau) = 0$) приведена в работе [12].

Рассмотрим свободные колебания трубопровода. С этой целью, предполагается. Линеаризуем системы дифференциальных уравнений (18), тогда получим следующие системы уравнений

$$\begin{aligned} \frac{d^2\theta}{dt^2} + \frac{\mu}{m} \frac{d\theta}{dt} + (C_1 + C_2)\theta(t) - C_1 \int_0^t R_\varepsilon(t-\tau)\theta(\tau)d\tau &= 0, \\ \frac{d^2w_0}{dt^2} + \frac{\mu l}{m} \frac{dw_0}{dt} + (d_1 - d_2)w_0(t) - d_1 \int_0^t R_E(t-\tau)w_0(\tau)d\tau &= 0, \end{aligned}$$

где

$$C_1 = \frac{2c_0}{W_0^2 m}, C_2 = \frac{4g_1}{\pi W_0}, d_1 = \frac{\pi^2}{ml} \left(\frac{\pi E_0 J}{l^2} + \frac{3\pi^2 E_0 F_i}{4l^2} W_0^2 \right), d_2 = F_i p_0 \frac{\pi^2}{ml}.$$

Эта формула соответствуют, полученными в работе результатами [12]. В случае $R(t-\tau) = 0$, тогда частоты ω_1 и ω_2 собственных колебаний трубопровода будет определяться формулами

$$\omega_1 = \frac{2}{W_0^2} \left(\frac{c_0}{m} + \frac{2g_1}{\pi} W_0 \right), \quad \omega_2 = \frac{\pi^2}{m_0 l^2} \left(\pi^2 \frac{E_0 J}{l^2} + \frac{3\pi^2 E_0 F_i}{4l^2} W_0^2 - F_i p_0 \right). \quad (9)$$

Когда учитываются вязкоупругие свойства трубопроводов, тогда (9) выражается с помощью трансцендентного уравнения для углового и изгибного колебания трубопроводов

$$\omega^2 - \frac{4}{W_0^2} \left\{ \frac{c_0}{m} [1 - \Gamma_{c_0}^c(\omega_R) - i\Gamma_{c_0}^s(\omega_R)] + \frac{2g_1}{\pi} W_0 \right\}^2 = 0,$$

$$\omega^2 - \frac{\pi^4}{m^2 l^2} \left\{ \left(\frac{\pi^2 E_0 J}{l^2} + \frac{3\pi^2 E_0 F_i}{4l^2} \right) [1 - \Gamma_E^c(\omega_R) - i\Gamma_E^s(\omega_R)] - F_i p_0 \right\}^2 = 0,$$

где $\omega = \omega_R + i\omega_I$ - комплексная частота,

$$\Gamma_{c_0}^c(\omega_R) = \int_0^\infty R_{c_0}(\tau) \cos \omega_R \tau d\tau, \quad \Gamma_E^c(\omega_R) = \int_0^\infty R_E(\tau) \cos \omega_R \tau d\tau,$$

$$\Gamma_{c_0}^s(\omega_R) = \int_0^\infty R_{c_0}(\tau) \sin \omega_R \tau d\tau, \quad \Gamma_E^s(\omega_R) = \int_0^\infty R_E(\tau) \sin \omega_R \tau d\tau,$$

Соответственно, косинус и синус образы Фурье ядра релаксации материала. Исследуем влияние выталкивающей силы Архимеда, сил инерции Кориолиса, силы сопротивления и величины статической составляющей внутреннего давления в жидкости, а также геометрических и физико-механических параметров трубы на ее свободные колебательные движения.

Численные результаты

Численное решение задачи (6), определялось методом Рунге-Кутты. Результаты вычислений для следующих значений основных параметров:

$$l = 3m, \quad c = 0, \quad R_i = 0.29m, \quad h = 0.006, \quad \theta_0 = 0.3rad,$$

$$E = 2.1 \times 10^{11} \text{ Па}, \quad \omega_0 = 0 \text{ рад/сек}, \quad m = 6.142 \times 10^3 \text{ кг}$$

На рис.2 приведены графики зависимости угла θ поворота и динамического прогиба серединой точки пролета трубы от времени t

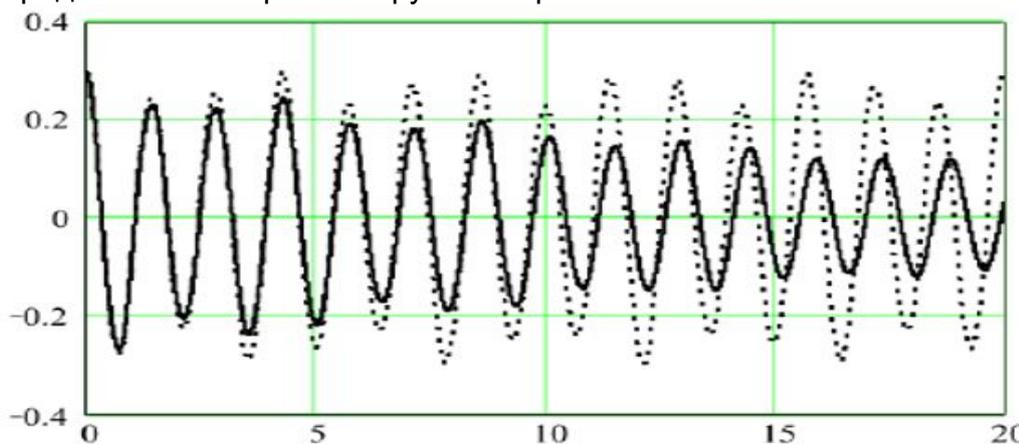


Рис.2. Зависимости угла поворота θ и прогиба w_0 серединой точки пролета трубы от времени t при $p_0 = 50 \text{ бар}$, $\mu = 25 \text{ Пас}$, $\rho_0 = 800 \text{ кг/м}^3$.

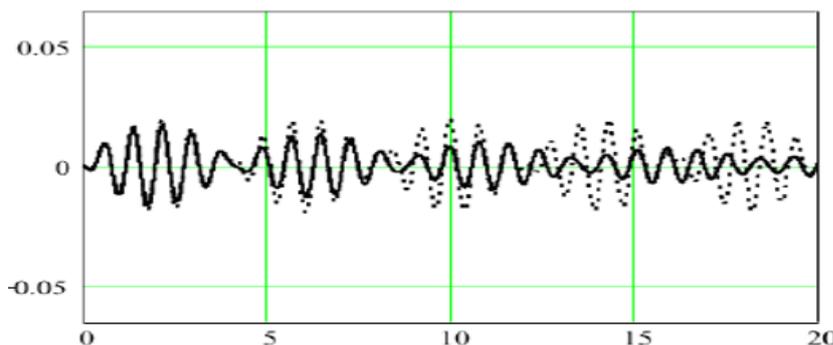


Рис. 3. Зависимости угла поворота θ и прогиба w_0 серединой точки пролета трубы от времени t при $p_0 = 50 \text{ бар}$, $\mu = 0.025 \text{ Пас}$, $\rho_0 = 1.25 \text{ кг/м}^3$.

Сплошными линиями на графиках результаты вычисления с учетом сил сопротивления, а штриховыми – без учета этих сил. Расчеты проводились для двух вариантов значений коэффициентов μ и плотности ρ_0 :

$$1. \mu = 25 \text{ Пас}, \rho_0 = 800 \text{ кг/м}^3. 2. \mu = 0.025 \text{ Пас}, \rho_0 = 1.25 \text{ кг/м}^3$$

Графики 1-2 соответственно иллюстрируют результаты расчетов для двух отмеченных выше вариантов. При принятых значениях параметров силы Архимеда или сил инерции Кориолиса происходит увеличение вращательных частот и уменьшает изгибных частот колебаний трубопроводов.

Заключения

1. На основе разработанной приближенной математической модели изгибно-вращательных колебательных движений трубопровода исследовали его свободных колебаний.
2. Установлено, что с увеличением статической составляющей внутреннего давления одновременно происходит увеличение амплитуды свободных изгибных колебаний и увеличение частоты свободных вращательных колебаний трубы.
3. Показано, что при относительно больших значениях сил сопротивления свободные изгибание вращательные колебания трубы с течением времени затухают.

Список использованных литературы:

- [1]. Матвеев К.А., Пустовой Н.В. Вариационные методы исследования устойчивости анизотропных пластин при температурно - силовом нагружении – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2005. -368с.
- [2]. Мейш В.Ф. Кравченко Н.В. Неосесимметричные колебания неоднородных многослойных дискретно подкрепленных цилиндрических оболочек при нестационарных нагрузках// Прикладная механика. - 2003.-39. №9.-С.88-95.
- [3]. Мэттьюс Ф., Ролингс Р. Композитные материалы. Механика и технология - М.: Техносфера, 2004. -407с.
- [4]. Немировский Ю.В. Устойчивость и выпучивание конструктивно анизотропных и неоднородных оболочек и пластин// Итоги науки техники. МДТТ. –М.: ВИНТИ, 1976. -С.5- 154.
- [5]. Паймушин В.Н., Хусаинов В.Р. Уравнения и классификация свободных и собственных колебаний симметричных по толщине трехслойных пластин с

трансверсально- мягким наполнителем//Мех. Композитционных, материалов и конструкций. -2001.- 7.№3.-С.310-317.

[6]. Победра Б.Е. Механика композитных материалов- М.: Изд-во МГУ, 1984. - 336с.

[7]. Сырунин М.А., Федоренко А.Г., Иванов А.Г. Динамическая прочность цилиндрических оболочек из стеклопластика при многократном взрывном нагружении // Физика горения и взрыва. – 1997. – Т. 33. № 6. – С. 102–107.

[8]. Сафаров И.И., Тешаев М.Х. Колебания криволинейных труб взаимодействующих со средой. Анализ, концепции, методы. LAP, Lambert Academic Publishing (Germany). 2012. 245с. [http:// dnb.d –nb.de](http://dnb.d-nb.de) . ISBN: 978-3-659-19556-3.

[9]. Сафаров И.И., Тешаев М.Х., Болтаев З.И. Волновые процессы в механическом волноводе. Основы, концепции, методы. LAP, Lambert Academic Publishing (Germany). 2012, 275с. [http:// dnb.d –nb.de](http://dnb.d-nb.de) . ISBN: 978-3-659-30421-7.

[10]. Сафаров И.И., Тешаев М.Х., Киличев О. Динамические напряженные состояния тонкостенных трубопроводов. LAP, Lambert Academic Publishing (Germany). 2016. 230с.

[11]. [http:// dnb.d –nb.de](http://dnb.d-nb.de) . ISBN: 978-3-659-190448-3.

[12]. Сафаров И. И., К.К.Рахманов, А.О.Умаров Свободные колебания цилиндрических оболочек, находящихся в безграничной упругой среде. Узбекский журнал «Проблемы механики».- 2011. - №3-4. -С.23-25

[13]. Сафаров И.И., Умаров А.О. Воздействие продольных и поперечных волн на цилиндрические слои с жидкостью. Вестник Пермского университета. Математика. Механика. Информатика. Пермь, 2014. вып. 3 (26).С.69-75

[14]. Сафаров И.И., Тешаев М.Х., Болтаев З.И. Волны в цилиндрической оболочке с вязкой жидкостью. Вестник Пермского университета. Математика. Механика. Информатика. Пермь, 2016. Вып.3(34) С.82-93