

2. Курочкин В.В. Прогнозирование ресурса и капитального ремонта магистрального нефтепровода, автореферат диссертации, Москва, 2000, с. 26.
3. Справочник инженера по эксплуатации нефтегазопроводов и продуктопроводов. Учебно-практическое пособие. – М.: «Инфра-Инженерия», 2006. – 928 с.
4. ГОСТ 31447-2012 Трубы стальные сварные для магистральных газопроводов, нефтепроводов и нефтепродуктопроводов. Технические условия (с Поправкой).
5. СП 36.13330.2012 Магистральные трубопроводы. Актуализированная редакция СНиП 2.05.06-85\*.

### **КОМПЛЕКСНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ, ТЕПЛОВЫХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ВОЗМУЩЕНИЙ В ТРУБОПРОВОДЕ, ПОДВЕРЖЕННОМ ВОЗДЕЙСТВИЮ КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЙ**

**Д.Л. Вахитов**

Научный руководитель профессор С.Н. Харламов  
*Национальный исследовательский Томский политехнический университет,  
г. Томск, Россия*

Известно, что пульсации давления рабочих сред генерируют интенсивные поперечные колебания в трубопроводах [1-3]. Данные обстоятельства приводят к существенным снижениям их прочности и надежности. Библиографический анализ показывает [1-8], что в настоящее время имеются многочисленные экспериментальные данные результатов исследований взаимодействий динамических процессов в рабочих жидкостях с элементами гидромеханических систем. Например, в [3-5] получены экспериментальные результаты силовых возбуждений трубопровода пульсациями рабочих сред. Несмотря на серьезную практическую зависимость решений задач расчетов амплитуды установившихся колебаний трубопроводов под действием пульсирующих потоков рабочих жидкостей, такие проблемы все еще ждут своего решения. В [6] предложены решения указанных задач для частных случаев основных параметрических резонансов. В [7] обсуждаются перспективы использования оригинальных виброакустических моделей в прогнозе процессов в прямолинейных однородных трубопроводах. В них решения уравнений, описывающих колебания трубопроводов, выполнено в рамках аналитических подходов. Отмечается, что сложность и громоздкость математических преобразований приводит к необходимости принятия допущений, оказывающих существенные влияния на точность решения задач. В то же время в [8] подчеркиваются очевидные преимущества методов численного решения рассматриваемых задач в рамках подходов с учетом детального интегрирования определяющих уравнений математической модели и их краевых условий.

В данной работе представлена физико-математическая модель поперечных колебаний прямолинейных неоднородных участков трубопроводов в условиях пульсации полей давления и скоростей протекающих жидкостей.

По сравнению с известными работами здесь учитываются следующие физические особенности процесса:

- возможные аксиальные неоднородности геометрических и физических параметров трубопроводов;
- наличие заданного числа и значений упруго-жесткостных характеристик опор трубопроводов;
- распределенность параметров пульсирующих жидкостей.

Кроме того, важными считаются положения:

#### СЕКЦИЯ 4. НОВЕЙШИЕ СИСТЕМЫ, ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИИ ДЛЯ ПОДВОДНОГО ИЗУЧЕНИЯ ШЕЛЬФА АРКТИКИ И ПРИБРЕЖНЫХ ЗОН АРКТИЧЕСКИХ МОРЕЙ

1. Изменениями плотностей жидкостей пренебрегаем ( $\rho_{ж} = const$ ).
2. Поперечные колебания систем не вызывают в жидкостях никаких дополнительных волновых явлений.
3. Известны демпфирующие свойства опор и материалов трубопроводных систем, процесс их трения с воздухом не учитывается.
4. Параметры жесткости сечений трубопроводов на изгиб вдоль продольных осей являются функциями, не имеющими разрывов второго рода.
5. Кинематические возбуждения трубопроводов отсутствуют.

Заметим, что в данных постановках задач динамические свойства и характеристики источников пульсаций рабочих жидкостей и присоединенных гидравлических цепей определяют формулировкой начальных и граничных условий.

При изгибных колебаниях трубопроводов с осевой цилиндрической симметрией в плоскостях их осей эффекты, типичные для тонкостенного стержня, не проявляются, так как центры изгибов всегда совпадают с центрами тяжести сечений. Поэтому неоднородные прямолинейные трубопроводы можно рассматривать как обычные балки с переменными по длине параметрами. С учетом предположения (4) уравнения прогибов осей ( $y$ ) имеют вид:

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = \frac{\partial^2 M}{\partial x^2}, (1)$$

здесь  $E(x)$  – модуль упругости;  $I(x)$  – момент инерции сечения относительно нейтральной оси;  $y$  – прогиб трубопровода.

Изгибающие моменты  $M$  в данном случае выражаются так:

$$M = M_0 - Ny. (2)$$

В обозначениях принято:  $M_0$  – изгибающие моменты, которые были бы при отсутствии продольных сжимающих сил  $N$ . Эти силы изменяются вдоль оси трубопроводов за счет гидравлических трений и, если трубопроводы не горизонтальны, за счет составляющих веса оболочки по осям. Из (2) следует, что

$$\frac{\partial^2 M}{\partial x^2} = P - N \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} - 2 \frac{\partial N}{\partial x} \frac{\partial y}{\partial x} - y \frac{\partial^2 N}{\partial x^2}, (3)$$

Нормальные к осям систем нагрузки на единицу длины  $P = \frac{\partial^2 M_0}{\partial x^2}$ , слагаются из нормальных к осям трубопроводов составляющих веса оболочки и заполняющих ее жидкостей  $(m_m(x) + m_{ж}(x))g$ , силы инерции оболочки  $\left[ -m_m(x) \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \right]$ , силы инерции заполняющих трубопровод жидкостей  $\left[ -m_{ж}(x) \frac{d^2 y}{dt^2} \right]$ , нагрузок, вызванных внутренними давлениями.

Если система прогнулась, то при бесконечно малых расстояниях между сечениями поперечные силы, вызываемые внутренними давлениями  $p$ , будут равны  $S_{ж}(x)pd\varphi$ , где  $d\varphi$  – углы между сечениями. Значение этих сил на единицу длины есть  $S_{ж}(x)pd\varphi/dx = -S_{ж}(x)p\partial^2 y/\partial x^2$ . Здесь  $d\varphi/dx = \partial^2 y/\partial x^2$  есть кривизна осей.

Необходимо подчеркнуть, что траектории векторов средних по сечениям скоростей течения жидкостей не совпадают с изогнутыми осями систем, поэтому силы инерции жидкостей выражаются не как силы инерции оболочки. Применяя правила дифференцирования сложных функций, можно записать:

$$\frac{d^2y}{dt^2} = \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial y}{\partial t} + u \frac{\partial y}{\partial x} \right) = \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} \right) \frac{\partial y}{\partial x} + 2u \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} + u^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}.$$

где  $u(x,t)$  – средние по сечению скорости течения.

Выражения для продольных сжимающих сил и их частных производных по координате  $x$  запишем в следующем виде:

$$N = N_0 + \frac{L_{окр}(x)\rho_{жс}g}{C^2} u^2(x,t)x + m_M(x)gx \sin \alpha,$$

$$\frac{\partial^2 N}{\partial x^2} = \frac{2L_{окр}(x)\rho_{жс}g}{C^2} \left[ \left( \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \right)^2 + u(x,t) \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} \right]$$

$$\frac{\partial N}{\partial x} = \frac{2L_{окр}(x)\rho_{жс}g}{C^2} u(x,t) \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} + m_{жс}(x)g \sin \alpha$$

$$p = p_0 - \frac{1}{\rho_{жс}g} \left( \frac{2u_0^2(x)}{C^2 r(x)} - \sin \alpha \right) x + P(x,t)$$

где  $N_0$  – значения  $N$  при  $x = 0$ ;  $p_0$  – стационарные составляющие давлений при  $x = 0$ ;  $P(x,t)$  – пульсационные составляющие давления;  $\rho_{ж}$  – плотность рабочих жидкостей;  $g$  – ускорение свободного падения;  $\alpha$  – угол наклона осей систем к горизонту ( $\alpha > 0$  для нисходящих и  $\alpha < 0$  для восходящих трубопроводов);  $L_{окр}$  – длина контакта жидкостей с окружающей ее оболочкой в плоскостях поперечного сечения;  $u$  – скорости течения жидкостей;  $C$  – коэффициент Шези.

Используя классические формулы Маннинга, можно представить коэффициент Шези в виде [9]:

$$C = \frac{d^{1/6}}{n\sqrt{2}}$$

$n$  – коэффициенты шероховатости ( $n=0,02\dots 0,04$ );  $d$  – внутренние диаметры трубопроводов.

При дифференцировании учитывалось предположение (4), которое распространяется и на функции  $L_{окр}=f_1(x)$ ,  $m_M=f_2(x)$ .

С учетом (3) приходим к следующим уравнениям поперечных колебаний:

$$\frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + a_1(x,t) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + a_2(x,t) \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} + a_3(x) \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + a_4(x,t) \frac{\partial y}{\partial x} + a_5(x,t) y = a_3(x)g, \quad (4)$$

в которых обозначено:

$$a_1(x,t) = \frac{1}{E(x)I(x)} [m_{жс}(x)u^2(x,t) + S_{жс}(x) \left( p_0 - \frac{1}{\rho_{жс}g} \left( \frac{2u_0^2(x)}{C^2 r(x)} - \sin \alpha \right) x + P(x,t) \right) + N_0 + \frac{L_{окр}(x)\rho_{жс}g}{C^2} u^2(x,t)x + m_M(x)gx \sin \alpha];$$

$$a_2(x,t) = \frac{2m_{жс}(x)}{E(x)I(x)} u(x,t); \quad a_3(x) = \frac{m_M(x) + m_{жс}(x)}{E(x)I(x)};$$

$$a_4(x,t) = \frac{1}{E(x)I(x)} [m_{жс}(x) \left( \frac{\partial u(x,t)}{\partial t} + u(x,t) \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \right) + 2 \left( \frac{2L_{окр}(x)\rho_{жс}g}{C^2} u(x,t) \times \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} + m_{жс}(x)g \sin \alpha \right)];$$

$$a_5(x,t) = \frac{2L_{окр}(x)\rho_{жс}g}{C^2 EI} \left[ \left( \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \right)^2 + u(x,t) \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} \right].$$

Уравнение (4) описывает поперечные колебания неоднородных прямолинейных участков трубопроводов, с учетом движущихся с пульсирующими давлениями жидкостей. Эти уравнения имеют структуру, схожую по структуре к

#### СЕКЦИЯ 4. НОВЕЙШИЕ СИСТЕМЫ, ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИИ ДЛЯ ПОДВОДНОГО ИЗУЧЕНИЯ ШЕЛЬФА АРКТИКИ И ПРИБРЕЖНЫХ ЗОН АРКТИЧЕСКИХ МОРЕЙ

---

уравнению, представленного Н.С. Кондрашевым [6]. Некоторые отличия связаны с тем, что при выводе (4), в отличие от уравнений Н.С. Кондрашева, учитывались:

- изменения скоростей жидкостей по длине трубопроводов и во времени;
- трения в жидкостях;
- углы наклона осей трубопроводов к горизонту;
- распределения пульсаций давлений по длине трубопроводов;
- изменения геометрических и физических параметров трубопроводов по

длине.

Включение в анализ перечисленных факторов позволяет описывать уравнением (4) не только установившиеся периодические процессы в гидромеханической системе, но и моделировать поведение трубопроводов во время переходных процессов в гидролиниях.

Подводя итог, отметим, что в предложенной работе были рассмотрены и проанализированы теоретические методы исследований вибрации трубопровода под воздействием пульсирующих потоков рабочих жидкостей, применявшихся ранее. Были обоснованы и определены преимущества и недостатки разнообразных вариантов решения этого вопроса. Анализ показывает, что исследование комплексного влияния возмущений на трубопровод в рамках математических моделей с уравнениями, описывающими динамику прямолинейных участков неоднородных трубопроводов под воздействием пульсирующих потоков рабочих жидкостей достаточно перспективно [10]. Данные уравнения справедливы не только для стабилизирующихся периодических процессов в гидравлических системах, но могут также быть использованы для моделирования вибрации трубопроводов в период переходного процесса в гидролиниях (например, при гидравлических ударах). Последнее весьма ценно для практики прикладных исследований. Отмечено, что представленные виброакустические модели прямолинейных неоднородных участков трубопроводов также являются базой для создания расчетной модели эффективности уменьшения вибропараметра трубопроводных систем после крепления стабилизирующих устройств (механических демпферов, гасителей колебания давлений, и т.п.). Для этого в рассмотренные уравнения модели необходимо ввести соотношение, учитывающее влияния характеристик корректирующего устройства (КУ) на изменение пульсационных состояний гидролиний, геометрии полученных систем, форм колебаний. Выполнение подобных исследований могут стать причиной для проектирования САПР КУ, позволяющих максимально увеличить снижения вибрационной и пульсационной нагрузки в трубопроводной системе энергетической установки, функционирующих при неблагоприятных климатических условиях Крайнего Севера.

#### Литература

1. Старцев Н.И. Трубопровод газотурбинного двигателя. М.: Машиностроение, 1976. – 272 с.
2. Сапожников В.М., Лагосюк Г.С. Прочность и испытание трубопровода гидросистемы вертолета и самолета. М.: Машиностроение, 1973. – 248 с.
3. Крючков А.Н., Гимадиев А.Г., Леньшин В.В., Шахматов Е.В., Прокофьев А.Б., Шестаков Г.В., Шорин В.П. / Под ред. В.П. Шорина и Е.В. Шахматова. Снижения виброакустической нагрузки в гидромеханической системе. Самара: СГАУ, 1998. – 289 с.

4. Шахматов Е.В., Леньшин В.В. Экспериментальное исследование виброакустического свойства трубопровода с пульсирующими рабочими средами // Ракетно-космическая техника. Ч.1. Самара, 1996. Вып.1. с.135–140.
5. Корвяков Ю.М., Калнин В.М., Митрофанова Л.И., Олифирова Г.И., Науменкова Н.В. Экспериментальные исследования пульсационно-вибрационного процесса в элементе системы топливопитаний и управлений летательного аппарата и двигателя / В кн. Динамика гидросистемы энергетической установки летательного аппарата. Киев: Наукова думка, 1991. – 250 с.
6. Кондрашов Н.С. О параметрическом колебании трубопровода // Вибрационные прочности и надежности авиационного двигателя. Вып. XIX. Куйбышев: КуАИ, 1965. – 6с.
7. Шахматов Е.В., Леньшин В.В. Виброакустические модели трубопроводов // Труды Всероссийских научно-техн. конференций "Технопарки, конверсия, инновации". Самара: СГАУ, 1995. – 8с.
8. Акимов М.Ю., Вельмисов П.А. Исследования устойчивостей трубопроводов с учетом нелинейных осевых упругих сил // Прикладная задача механики. Ульяновск: Ул-ГТУ, 1998. – 6с.
9. Чугаев Р.Р. Гидравлика. Л: Энергия, 1975. – 600с.
10. Шахматов Е.В., Прокофьев А.Б. Виброакустические модели прямолинейных неоднородных трубопроводов при их силовых возбуждениях пульсацией рабочих жидкостей // Надежность, динамика и диагностика машин. Самара: Институт акустики машин, 200. с.135–140.

### **ОСНОВНЫЕ ПРОБЛЕМЫ СТРОИТЕЛЬСТВА НЕФТЕГАЗОВЫХ СООРУЖЕНИЙ В УСЛОВИЯХ КРАЙНЕГО СЕВЕРА И ПУТИ ИХ РЕШЕНИЯ**

**В.А. Гаевой**

Научный руководитель доцент Е.Н. Пашков

*Национальный исследовательский Томский политехнический университет,  
г. Томск, Россия*

Запасы нефти и газа в благоприятных климатических условиях истощаются, новые месторождения открываются в основном на шельфах арктических морей и в зоне вечномерзлых грунтов, то есть в районах Крайнего Севера. Крайний Север – это особая географическая зона, расположенная на севере России и занимающая 70% ее территории. Климатические и природные условия в этом регионе значительно тяжелее, чем в средней полосе. На данный момент в строительстве нефтегазовых сооружений являются актуальными следующие проблемы: присутствие вечномерзлых почв, которые вследствие сезонного изменения крайне неустойчивы; крайне низкие температуры и высокая влажность; удаленность от крупных промышленных центров и отсутствие инфраструктуры как таковой; проблема сохранения уникальной экосистемы Крайнего Севера.

На Крайнем Севере разделяют арктическую, субарктическую, умеренно холодную и южную зоны распространения вечномерзлых грунтов. Каждая зона характеризуется своей глубиной залегания и глубиной оттаивания вечной мерзлоты. Так, для арктической и субарктической зон глубина залегания составляет в среднем 400–550 м при глубине оттаивания до 1 м, для умеренно холодной зоны эти значения составляют 250 м и 1,5 м, для южной – 100–150 м и 10 м соответственно. Главной характеристикой при выборе метода строительства является прочность грунта. Прочность мерзлого грунта зависит от количества находящихся в нем