

**А.А. ВОДКА**, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ»;

**Д.К. ТИХИЙ**, студент, НТУ «ХПИ»;

**А.И. ТРУБАЕВ**, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ»;

**Ю.Н. УЛЬЯНОВ**, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ»

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРУБОПРОВОДА В УСЛОВИЯХ ЛАБОРАТОРНОГО ЭКСПЕРИМЕНТА**

Целью данной работы является экспериментальное определение параметров давления потока жидкости, собственных частот, декрементов колебаний и ускорений отдельных отметок трубопровода, совершающего вынужденные колебания, вызванные пульсациями рабочего тела. Теоретические результаты были получены на основе конечно-элементного подхода с применением стержневой и оболочечной моделей и разных методов расчета.

**Ключевые слова:** трубопровод, пульсирующее давление жидкости, декремент колебаний, собственные частоты, напряжения, ускорение, метод конечных элементов.

### **Введение**

Динамические характеристики трубопроводных систем во многом определяют их надежность и гарантированный ресурс работы. Повышенная вибрация может привести к усталостному разрушению трубопровода и аварийным ситуациям, связанным с выходом из строя различного оборудования. Изучению этой проблемы посвящено большое количество публикаций [1-10], однако на сегодняшний день полного решения не получено ввиду того, что каждая трубопроводная система является по своему уникальной. Для успешного численного решения таких задач и ответа на вопрос об адекватности конкретной расчетной модели необходимо проведение всестороннего экспериментального анализа системы, учитывающего ее технические особенности, физическое состояние и условия эксплуатации.

Одним из основных источников вибрации трубопроводов, используемых в разных отраслях промышленности, является пульсация потока транспортируемой среды. В настоящей работе проведено экспериментальное определение параметров давления потока жидкости, собственных частот, декрементов колебаний и ускорений отдельных отметок трубопровода, совершающего вынужденные колебания, вызванные пульсациями рабочего тела. Экспериментальные данные сопоставлены с расчетными значениями, полученными с использованием метода конечных элементов. Представлены результаты по оценке точности параметров, полученных с использованием различных моделей.

© А.А. Водка, Д.К. Тихий, А.И. Трубаев, Ю.Н. Ульянов, 2014

## Экспериментальная установка

Натурные исследования проводились на лабораторной экспериментальной установке (рис. 1), включающей в себя трубопровод (поз. 1), датчик давления (поз. 2), вибродатчик (поз. 3), соединительные шланги (поз. 4), резервуар с водой (поз. 5), нагнетательный насос (поз. 6) и компьютер с блоком внешнего многоканального аналого-цифрового преобразователя. Датчики давления и вибрации являются составными элементами разработанного автомата измерительного комплекса «Ультра-В-1» [11]. Геометрическая схема места расположения опор – позиции 1, 2. Трубопровод изготовлен из стали марки Ст3. Характеристики материала приведены в табл. 1. Транспортируемая по трубопроводу среда – пресная вода.

Таблица 1 – Характеристики материала

| Характеристика | $E$ , Па            | $\nu$ | $\rho$ , кг/м <sup>3</sup> | $\sigma_T$ , МПа | $\sigma_B$ , МПа |
|----------------|---------------------|-------|----------------------------|------------------|------------------|
| Значения       | $2,1 \cdot 10^{11}$ | 0.3   | 7800                       | 240              | 420              |

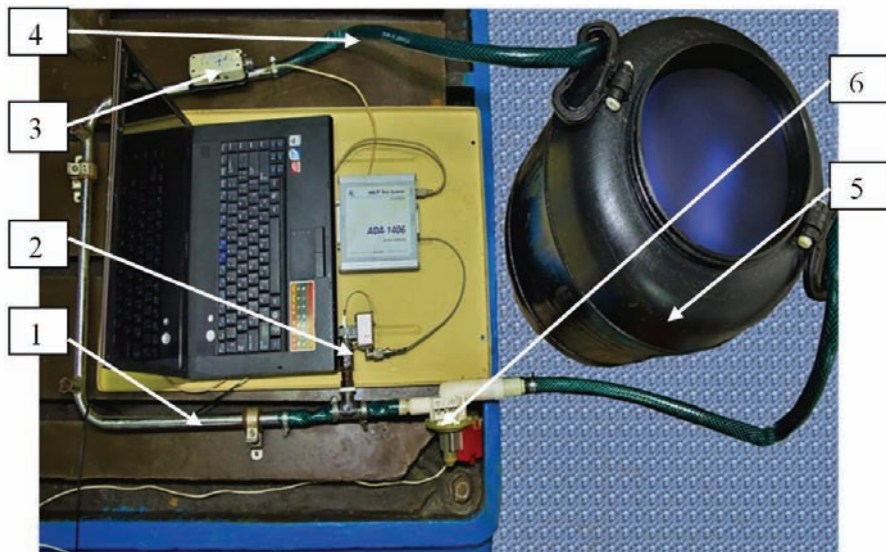


Рисунок 1 – Общий вид экспериментальной установки

**Калибровка датчиков** Проведению экспериментальных исследований предшествовала калибровка датчиков. Методика калибровки вибродатчика аналогична описанной в работе [11]. Калибровка датчика давления производилась на лабораторном макете (рис. 3), включавшем контрольный стрелочный вольтметр (поз. 1), измерительный цифровой вольтметр (поз. 2), собственно электронный манометр (поз. 3) и поршневой элемент установки давления с образцовым манометром (4).

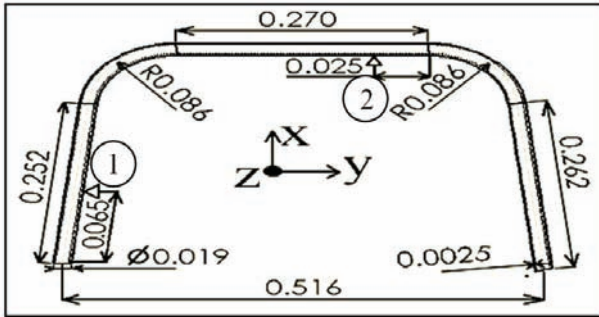


Рисунок 2 – Геометрия трубопровода

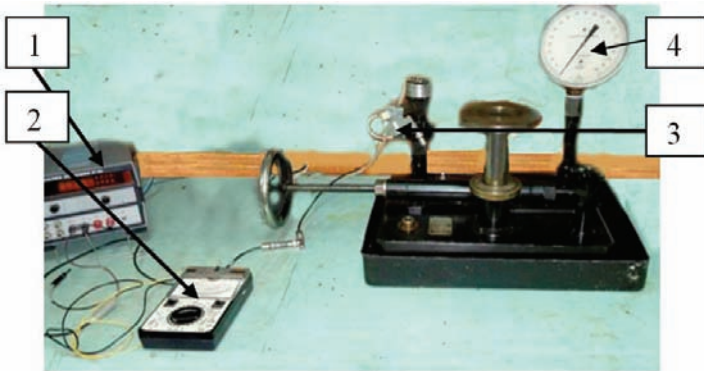


Рисунок 3 – Общий вид лабораторного макета для калибровки датчика давления

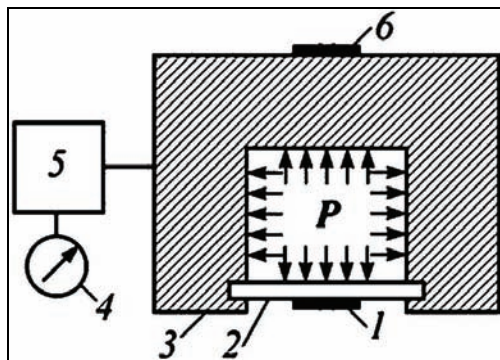


Рисунок 4 – Измерительная схема установки: 1 – рабочий мембранный тензорезистор; 2 – мембрана; 3 – корпус; 4 – манометр; 5 – гидравлическая система; 6 – компенсационный тензорезистор

Измерительная схема установки для испытания датчика давления пред-

ставлена на рис. 4. Схема содержит рабочий мембранный и компенсационный тензорезисторы, смонтированные на корпусе, который нагружается внутренним давлением  $P$  с помощью гидравлической системы. Рабочий датчик находится на упругой деформируемой мембране, а компенсационный – на недеформируемой части корпуса, тензорезисторы включены по полумостовой схеме, входящей в измеритель статической деформации типа ИСД-3. Давление в гидравлической системе контролируется образцовым манометром.

Полученный с помощью описанного лабораторного макета калибровочный график датчика давления представлен на рис. 5.

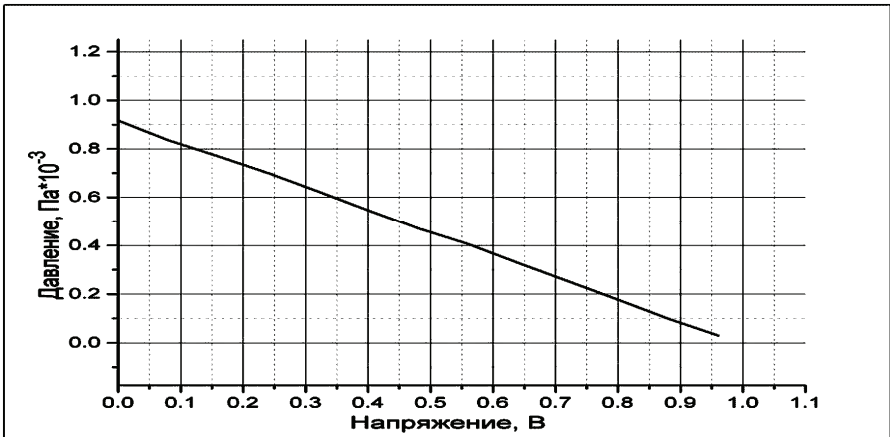


Рисунок 5 – Амплитудная характеристика датчика давления

Полученный график аппроксимировался следующим уравнением, которое использовалось в дальнейшем для калибровки датчика:

$$p = -1,09 U + 0,92 P. \quad (1)$$

### Результаты экспериментальных исследований

При проведении эксперимента в резервуар с водой погружался нагнетательный электронасос; производились замеры давления на входе и на выходе системы – в точках 1,8 (рис. 6), а также замеры виброускорений на выходе (точка 8). Осциллографирование выходного сигнала датчика давления дало основание определить закон изменения давления в трубопроводе как:

$$p(x, y, t) = p_0(x, y) + p_1(x, y) \sin(\omega t), \quad (2)$$

где величины среднего  $p_0$  и амплитудного значений  $p_1$  приняты изменяющимися вдоль оси трубопровода по линейному закону.

На основе линейной аппроксимации найден характер распределения давления по трубопроводу (рис. 6, табл. 2). Спектр пульсаций давления пред-

ставлен на рис. 7. Доминирующей является частота пульсации в 100 Гц, меньший вклад в процесс вносят кратные ей частоты 200 и 300 Гц.

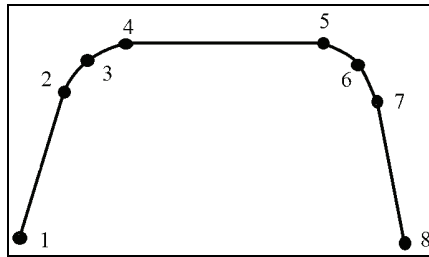


Рисунок 6 – Схема точек определения давления в трубе

Таблица 2 – Распределение давления по трубопроводу

| Номер точки трубопровода                   | 1    | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 7    | 8    |
|--|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Значение давлений, среднее $p_0$ , кПа     | 12,5 | 7,9  | 6,7  | 5,5  | 0,7  | -0,6 | -1,8 | -6,5 |
| Значение давлений, амплитудное $p_1$ , кПа | 47,5 | 37,1 | 34,2 | 31,3 | 20,1 | 17,2 | 14,4 | 3,5  |

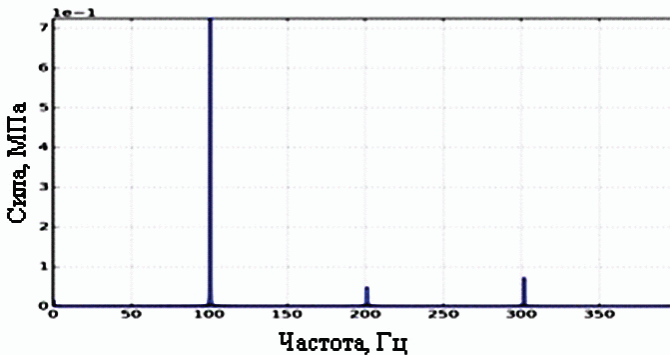


Рисунок 7 – Спектр давлений

По методике, приведенной в [4], определены три первые частоты собственных колебаний конструкции: 17.7, 34.5, 60.5 (Гц). Определены амплитуды виброускорений, вызванных пульсацией давления потока жидкости (рис. 8) в точке 8 (рис. 6). В колебательном процессе вдоль оси Z доминирует частота 200 Гц, а вдоль осей X и Y – частота 100 Гц и уровень вибрации по этим направлениям является преобладающим.

Важным аспектом анализа динамического поведения является определение амплитуд вынужденных колебаний. На значения амплитуд колебаний в значительной мере оказывают влияние параметры демпфирования системы. Простым, с точки зрения экспериментального определения, параметром яв-

ляется логарифмический декремент затухания, определяемый соотношением:

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \frac{a(t)}{a(t+nT)}, \quad (3)$$

где  $n$  – число периодов между точками отсчета,  $a(t)$  – исследуемый сигнал,  $T$  – период.

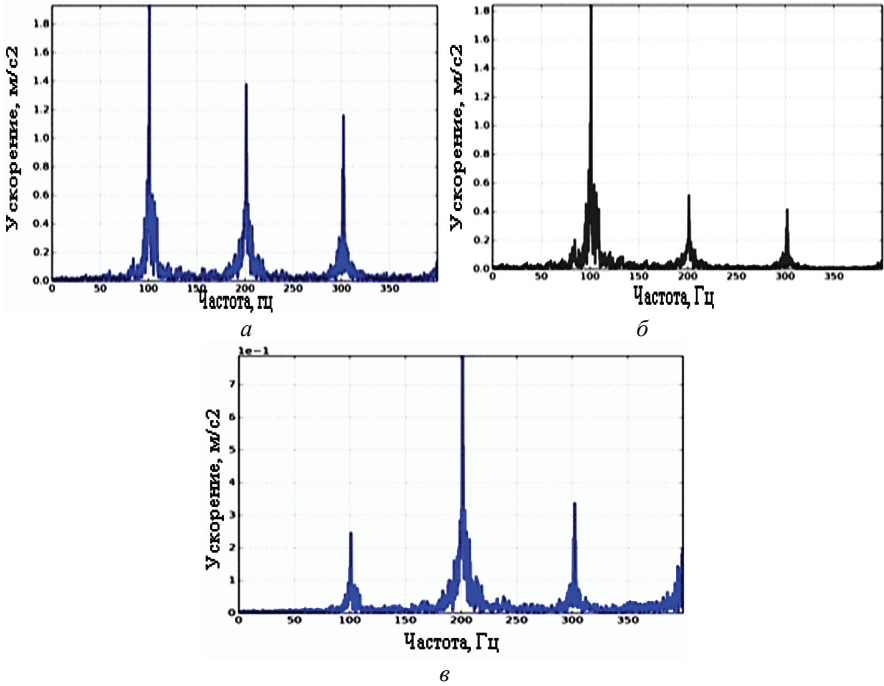


Рисунок 8 – Спектры ускорений:  $a$  – ось  $X$ ;  $b$  – ось  $Y$ ;  $v$  – ось  $Z$

Для использования модели модального демпфирования необходимо определить коэффициент демпфирования ( $\xi_i$ ), который связан с декрементом затухания посредством соотношения (4), где индекс  $i$  указывает на номер формы колебаний. Коэффициент демпфирования может быть выражен через параметры рэлеевской модели трения ( $\alpha$  и  $\beta$ ) (5), которые, в свою очередь, связаны с глобальной матрицей демпфирования (7) посредством соотношения (6). В выражении (5)  $p_i$  – частота собственных колебаний. В формуле (6)  $[C]$ ,  $[M]$ ,  $[K]$  – матрицы демпфирования, инерции и жесткости конструкции соответственно:

$$\xi_i = \frac{\delta_i}{\sqrt{4\pi^2 + \delta_i^2}}; \quad (4)$$

$$\xi_i = \frac{\alpha}{2} \frac{1}{p_i} + \frac{\beta}{2} p_i; \quad (5)$$

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K]. \quad (6)$$

Для определения коэффициента демпфирования в экспериментальной установке возбуждались свободные колебания трубопровода (рис. 9) и определялись логарифмические декременты колебаний (табл. 3), согласно соотношению (3), с использованием записей акселерограмм свободных колебаний вдоль осей X, Y и Z, соответственно.

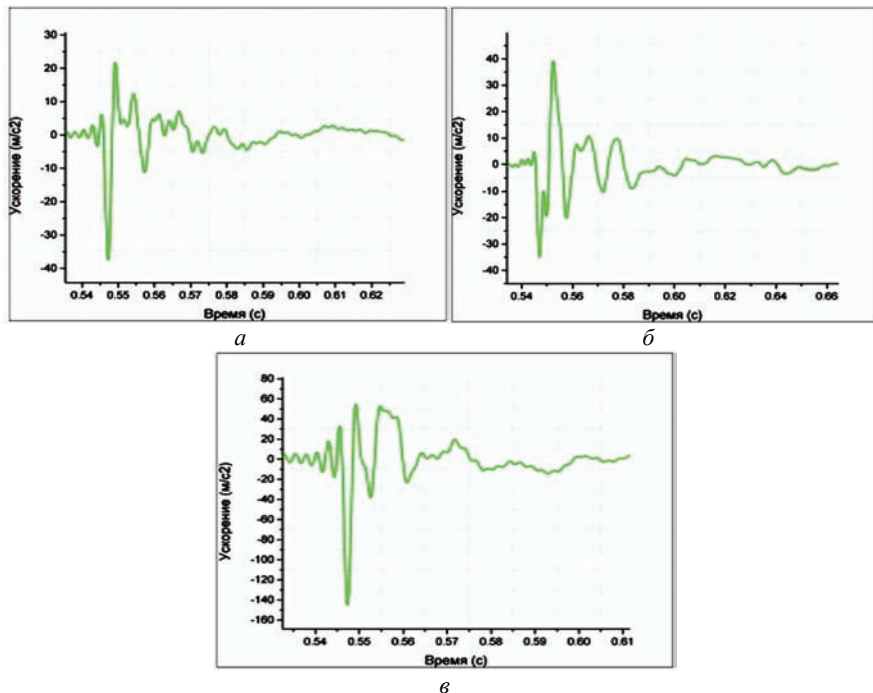


Рисунок 9 – Акселерограммы свободных колебаний: а – ось X; б – ось Y; в – ось Z

Таблица 3 – Логарифмические декременты колебаний

| Число периодов $n$ | $\delta$ по акселлерограмме вдоль оси X | $\delta$ по акселлерограмме вдоль оси Y | $\delta$ по акселлерограмме вдоль оси Z |
|--------------------|---|---|---|
| 1                  | 0,405                                   | 0,405                                   | 0,419                                   |
| 2                  | 0,405                                   | 0,405                                   | 0,423                                   |
| 3                  | 0,37                                    | 0,37                                    | 0,418                                   |

**Расчетные данные** получены на основе метода конечных элементов с использованием оболочечной и стержневой моделей. В первом случае ис-

пользовался элемент тонкой оболочки, во втором – прямолинейный стержень кольцевого поперечного сечения.

Уравнение движения конечно-элементной модели конструкции имеет вид:

$$[M]\{\ddot{y}\} + [C]\{\dot{y}\} + [K]\{y\} = \{F(t)\}, \quad (7)$$

где  $\{y\}$  – вектор узловых перемещений,  $\{F(t)\}$  – вектор внешних сил, вызванных действием внутреннего давления.

В связи с отсутствием информации о жесткости опор (см. рис. 2) их величины были найдены из условия соответствия теоретических и экспериментальных значений трех первых собственных частот. Результаты расчетов приведены в табл. 4.

Таблица 4 – Значение жесткостей опор

| Номер опоры | $C_x$ , Н/м    | $C_y$ , Н/м      | $C_z$ , Н/м |
|-------------|----------------|------------------|-------------|
| 1           | $1 \cdot 10^7$ | $8,8 \cdot 10^6$ | 10800       |
| 2           | $1 \cdot 10^7$ | $8,8 \cdot 10^6$ | 10800       |

Для определения оценки влияния внутреннего давления на спектр собственных частот проведено исследование статической прочности конструкции (оболочечная модель), которое описывается уравнением (8). Значение статического давления – 12,5 кПа, соответствующее максимальному среднему значению на входе, принималось постоянным по длине трубопровода. Результаты приведены на рис. 10-11 и в табл. 5.

$$[K]\{y\} = \{F\}. \quad (8)$$

Как следует из табл. 5, погрешность по значениям перемещений и напряжений не превысила 1 %.

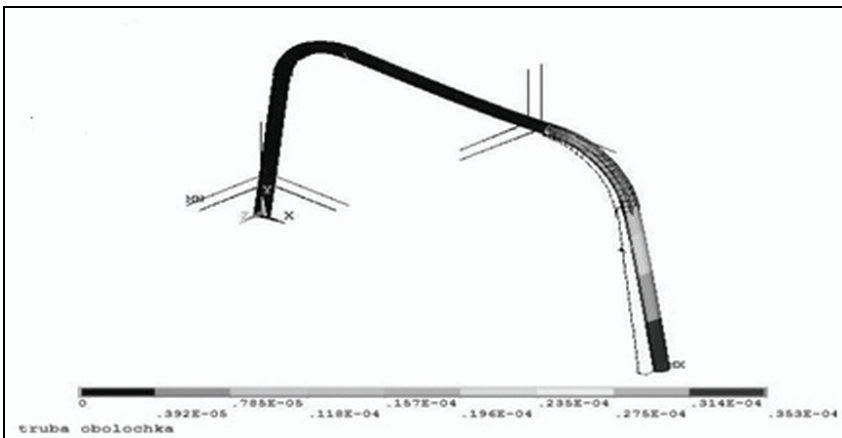


Рисунок 10 – Суммарные перемещения, м



Результаты расчета напряженно-деформированного состояния трубопровода вызванного действием статического давления приведены в табл. 5.

Для проверки достоверности полученных результатов номинальные напряжения были определены аналитически по соотношению (9).

$$\sigma_{\text{ном}} = \frac{pr}{h}, \quad (9)$$

где  $r$  – радиус срединной поверхности трубы;  $h$  – толщина трубы;  $p$  – внутреннее давление в трубопроводе.

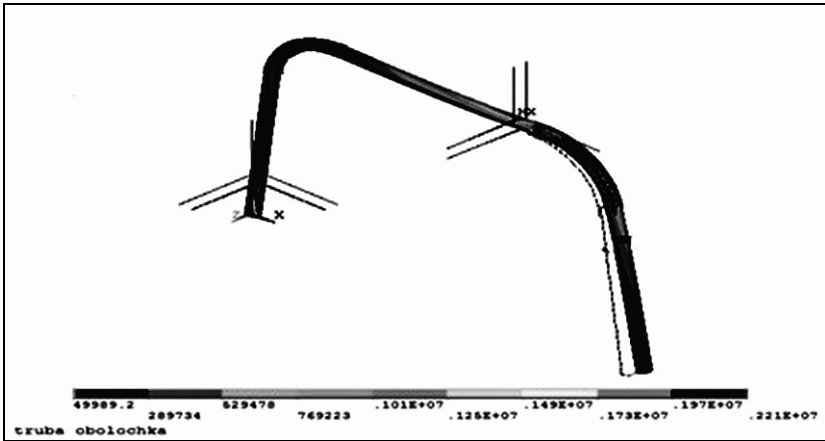


Рисунок 11 – Эквивалентные напряжения по критерию Мизеса, Па

Таблица 5 – Результаты статического расчета

| Размер элемента, м                                     | 0.01                 | 0.009                |
|--|----------------------|----------------------|
| Эквивалентные напряжения по Мизесу (номинальные), кПа  | 54,56                | 49,99                |
| Эквивалентные напряжения по Мизесу (максимальные), МПа | 2,2                  | 2,21                 |
| Суммарные перемещения (максимальные), м                | $3,53 \cdot 10^{-5}$ | $3,54 \cdot 10^{-5}$ |

Значение номинальных напряжений составило 52,78 кПа. Погрешность численного решения не превышает 5 %.

В табл. 6 приведены частоты собственных колебаний трубопровода, полученные на основании различных моделей. Данные, полученные с использованием стержневой и оболочечной моделей отличаются не более, чем на 7 %. На рис. 12 приведены формы собственных колебаний, полученные с использованием оболочечной модели. Наблюдается практически полная идентичность с формами, полученными по стержневой модели.

Расчет собственных колебаний с применением различных конечно-элементных моделей показал достаточно хорошую сходимость с данными

экспериментов. Результаты представлены в табл. 7. Наибольшее значение относительной погрешности для стержневой модели составило 3,9 %, а для оболочечной – 4,9 %.

Расчет вынужденных колебаний проведен с учетом рассеяния энергии по гипотезе модального демпфирования. На базе стержневой модели выполнен гармонический анализ колебаний трубопроводной системы, вызванных пульсацией давления жидкости, с учетом предварительного напряженного состояния, связанного с действием постоянной составляющей давления  $p_0$ . Силы, вызывающие вибрацию стержневой модели, возникают на криволинейных участках трубопровода (рис. 13). Их амплитудные значения определяются соотношением следующего вида [1]:

$$Q_1 = Q_2 = p(x, y)\pi r^2, \quad (10)$$

где  $r$  – внутренний радиус трубы.

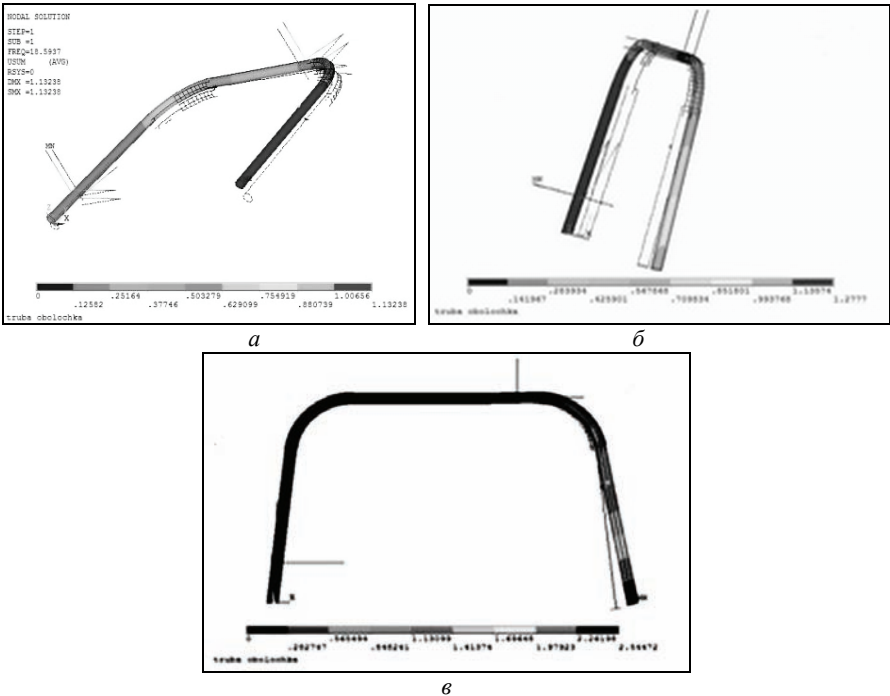


Рисунок 12 – Формы собственных колебаний:  
 а – первая форма; б – вторая форма; в – третья форма

На основе полученного распределения давлений (табл. 2) определены значения гидродинамических сил (табл. 8) в криволинейных фрагментах системы (рис. 6), которые согласно соотношению (1) имеют статическую и ди-

намическую составляющие.

Наибольшие перемещения зафиксированы в точке 8 (рис. 6). На рис. 14 представлена амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) перемещений в точке 8. Позиции 1 соответствует АЧХ перемещений вдоль оси Y, позиции 2-вдоль оси X. Максимум соответствует 3-ей собственной частоте. Заметим, что колебания вдоль вертикальной оси Z не возбуждаются. Это обусловлено тем, что именно третья форма колебаний связана с деформированием трубопровода в плоскости XY.

Таблица 6 – Собственные частоты трубопровода, полученные численно

| Модель<br>№ частоты | Стержневая<br>модель, Гц | Оболочечная<br>модель, Гц | Разница между стержневой и<br>оболочечной моделями, % |
|---------------------|--------------------------|---------------------------|---|
| 1                   | 18.21                    | 18.59                     | 2   |
| 2                   | 35.09                    | 36.99                     | 5   |
| 3                   | 62.96                    | 58.56                     | 6.9   |
| 4                   | 90.14                    | 89.89                     | 0.5   |
| 5                   | 146.27                   | 137.84                    | 5.8   |
| 6                   | 266.1                    | 250.66                    | 5.8   |
| 7                   | 370.28                   | 351.96                    | 4.9   |
| 8                   | 464.44                   | 449.24                    | 3.28  |
| 9                   | 496.55                   | 487.08                    | 1.9   |
| 10                  | 672.95                   | 634.99                    | 5.6   |

Таблица 7 – Сопоставление расчетных и измеренных значений частот собственных колебаний

| № частоты | Оболочечная модель, Гц | Стержневая модель, Гц | Эксперимент, Гц | Погрешность оболочечной модели, % | Погрешность стержневой модели, % |
|-----------|------------------------|-----------------------|-----------------|-----------------------------------|----------------------------------|
| 1         | 18,59                  | 18,21                 | 17,7            | 4,8                               | 2,8                              |
| 2         | 36,98                  | 35,09                 | 34,5            | 4,9                               | 1,7                              |
| 3         | 58,56                  | 62,96                 | 60,5            | 3,2                               | 3,9                              |

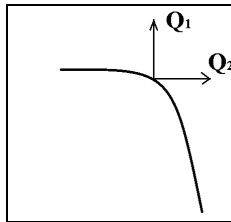


Рисунок 13 – Гидродинамические силы, действующие на криволинейном фрагменте трубы

Согласно проведенному анализу переходных процессов, с учетом нестационарного закона изменения давления (2), наибольшие ускорения зафиксированы в точке 8 (рис. 15). Ускорения осциллируют с частотой 100 Гц, что отвечает спектру давления, приведенному на рис. 7. В табл. 9 показаны результаты гармонического анализа по стержневой модели и данные анализа переходных процессов по оболочечной модели в сопоставлении с результатами экспериментов.

Таблица 8 – Значения гидродинамических сил

| Номера точек | Статическая составляющая, $Q_{ст}, Н$ | Амплитудное значение динамической составляющей, $Q_{дин}, Н$ |
|--------------|---------------------------------------|--|
| 3            | 2,06                                  | 7,84   |
| 6            | 1,07                                  | 0,58   |

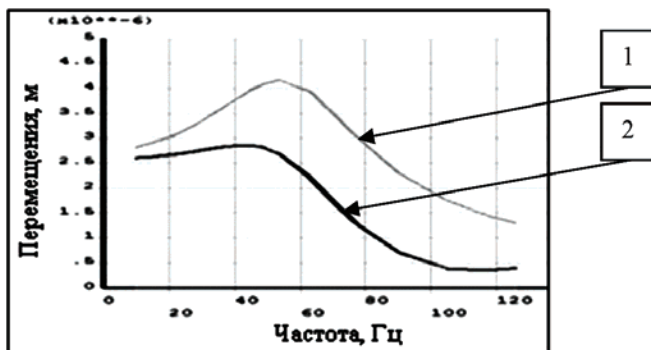


Рисунок 14 – АЧХ по осям X, Y

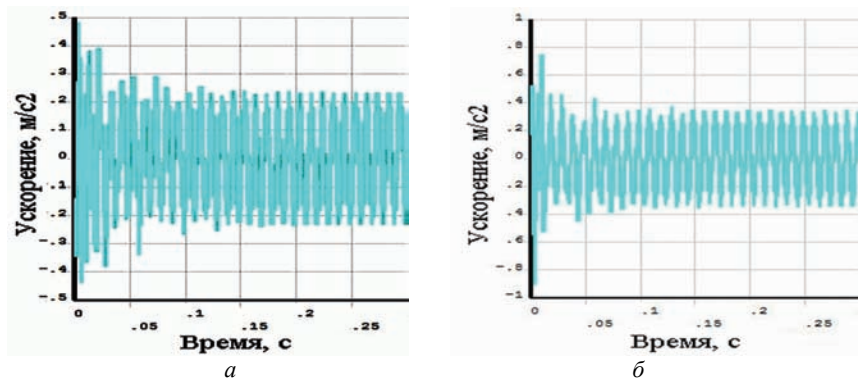


Рисунок 15 – Ускорения в точке 8 по оси X, Y: а – ось X; б – ось Y;

Таблица 9 – Максимальные ускорения в трубопроводе

| Направление измерений | Анализ переходных процессов, оболочечная модель, $\text{м/с}^2$ | Гармонический анализ, стержневая модель, $\text{м/с}^2$ | Эксперимент, $\text{м/с}^2$ |
|-----------------------|---|---|-----------------------------|
| X                     | 0.24  | 0.28  | 0.24                        |
| Y                     | 0.35  | 0.25  | 1.8                         |

**Выводы** Проведено расчетно-экспериментальное исследование динамических характеристик трубопроводной системы, с пульсирующим потоком жидкости с использованием различных конечно-элементных моделей и методов расчета вынужденных колебаний.

Полученные результаты свидетельствуют об адекватности стержневой и оболочечной моделей при нахождении собственных частот и решении задачи о вынужденных колебаниях трубопроводов в перемещениях.

Планируется проведение дополнительных экспериментальных исследований для выяснения источников полученных различий в теоретических и экспериментальных значениях ускорений в направлении оси Y.

**Список литературы:** 1. *Гладких П.А., Хачатурян С.А.* Вибрации в трубопроводах и методы их устранения. – М.: 1959. 2. *Ковревский А.П.* Экспериментальные и теоретические исследования собственных колебаний труб, содержащих протекающую жидкость // Изв. вузов. Энергетика. – 1964. – С. 54-59. 3. Экспериментальные исследования параметрических колебаний участков трубопроводов с движущимся потоком пульсирующей жидкости / *А.М. Старов, В.П. Олейник* // Динамика систем, несущих подвижную распределенную нагрузку. Темат. сборник науч. трудов. – Х.: 1982. – Вып. 3. – С. 107-114. 4. *Светлицкий В.А.* Механика трубопроводов и шлангов. – М.: Машиностроение, 1982. – 208 с. 5. *Нестеров С.В., Акуленко Л.Д., Коровина Л.И.* Поперечные колебания трубопровода с равномерно движущейся жидкостью // Докл. АН. – 2009. – Т. 427. № 6. – С. 781-784. 6. *Paidoussis M.P., Issid N.T.* Dynamic stability of pipes conveying fluid // J. Sound and Vibr. – 1974. – V. 33. № 3. – P. 267-294. 7. *Хакимов А.Г., Шакирьянов М.М.* Пространственные колебания трубопровода под действием переменного внутреннего давления. 8. *Вольмир А. С.* Устойчивость деформируемых систем. – М.: Наука, 1967. – 954 с. 9. *Ильгамов М.А., Мишин В.Н.* Поперечные колебания трубы под действием бегущих волн в жидкости // Изв. Академии наук. Механика твердого тела. – 1997. – № 1. – С. 181-192. 10. *Демидов П.Н., Трубаев А.И.* Прогнозирование остаточного ресурса трубопроводов с учетом эрозионно-коррозионного износа // Вісник НТУ «ХПІ». – Х.: НТУ «ХПІ», 2011. – № 52. – С. 34-41. 11. *Водка А.А.* Виброизмерительный комплекс на основе микроэлектромеханического сенсора / *А.А. Водка, А.И. Трубаев, Ю.Н. Ульянов* // Вісник Східноукраїнського Національного університету ім. В. Даля. – Луганськ, 2012. – № 9 (180). Ч.1. – С. 140-147.

**Bibliography (transliterated):** 1. Gladkih P.A., Hachaturyan S.A. Vibracii v truboprovodah i metody ih ustraneniya. M.: 1959 Print. 2. Kovrevskij A.P. Eksperimental'nye i teoreticheskie issledovaniya sobstvennyh kolebanij trub, sodержashchih protokayuschuyu zhidkost'. Izv. vuzov. Energetika. 1964. 54-59 Print. 3. Eksperimental'nye issledovaniya parametricheskikh kolebanij uchastkov truboprovodov s dvizhushchimsya potokom pul'siruyuschej zhidkosti. A.M. Starov, V.P. Olejnik. Dinamika sistem, nesushih podvizhnuyu raspredelennuyu nagruzku. Temat. sbornik nauch. trudov. Kharkiv: 1982. Vyp. 3. 107-114 Print. 4. Svetlickij V.A. Mehanika truboprovodov i shlangov. Moscow: Mashinostroenie, 1982. 208 Print. 5. Nesterov S.V., Akulenko L.D., Korovina L.I. Poperechnye kolebaniya truboprovoda s ravnomerno dvizhuschejsya zhidkost'yu. Dokl. AN. 2009. T. 427. № 6. 781-784 Print. 6. Paidoussis M.P., Issid N.T. Dynamic stability of pipes conveying fluid. J. Sound and Vibr. 1974. Vol. 33. № 3.

267-294 Print. 7. Hakimov A.G., Shakir'yanov M.M. Prostranstvennyye kolebaniya truboprovoda pod dejstviem peremennogo vnutrennego davleniya. 8. Vol'mir A. S. Ustojchivost' deformiruyemykh sistem. Moscow: Nauka, 1967. 954 Print. 9. Il'gamov M.A., Mishin V.N. Poperechnyye kolebaniya truby pod dejstviem beguschih voln v zhidkosti. Izv. Akademii nauk. Mehanika tverdogo tela. 1997. № 1. 181-192 Print. 10. Demidov P.N., Trubaev A.I. Prognozirovaniye ostatochnogo resursa truboprovodov s uchetom erozionno-korroziionnogo iznosa. Visnyk NTU «KhPI». Kharkiv: NTU «KhPI», 2011. № 52. 34-41 Print. 11. Vodka A.A. Vibrozmeritel'nyj kompleks na osnove mikroelektromehaniicheskogo sensora. A.A. Vodka, A.I. Trubaev, Yu.N. Ul'yanov. Visnyk Skhidnoukrayins'koho Nacional'noho universytetu im. V. Dal'ya. Luhans'k, 2012. № 9 (180). P. 1. 140-147 Print.

*Поступила (received) 30.06.2014*

УДК 539.4

**Дослідження динамічних характеристик трубопроводу в умовах лабораторного експерименту / О.О. Водка, Д.К. Тихий, О.І. Трубаєв, Ю.М. Ульянов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 58 (1100). – С. 8-20. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-9130.**

Метою даної роботи є експериментальне визначення параметрів тиску потоку рідини, власних частот, декрементів коливань і прискорень окремих відміток трубопроводу, здійснюючих вимушені коливання, викликані пульсаціями робочого тіла. Теоретичні результати було отримано на основі скінчено-елементного підходу із застосуванням стержневої та оболонкової моделей та різних методів розрахунку.

**Ключові слова:** трубопровід, пульсуючий тиск рідини, декремент коливань, власні частоти, напруження, прискорення, метод скінчених елементів.

УДК 539.4

**Исследование динамических характеристик трубопровода в условиях лабораторного эксперимента / А.А. Водка, Д.К. Тихий, А.И. Трубаев, Ю.Н. Ульянов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 58 (1100). – С. 8-20. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-9130.**

Целью данной работы является экспериментальное определение параметров давления потока жидкости, собственных частот, декрементов колебаний и ускорений отдельных отметок трубопровода, совершающего вынужденные колебания, вызванные пульсациями рабочего тела. Теоретические результаты были получены на основе конечно-элементного подхода с применением стержневой и оболочечной моделей и разных методов расчета.

**Ключевые слова:** трубопровод, пульсирующее давление жидкости, декремент колебаний, собственные частоты, напряжения, ускорение, метод конечных элементов.

**Investigation of pipeline dynamic characteristics under laboratory conditions / O.O. Vodka, D.K. Tykhyj, O.I. Trubayev, Yu.M. Ul'yanov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 58 (1100). – P. 8-20. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2078-9130.**

The aim of this work of this develop is the experimental determination of the parameters of pressure fluid flow, natural frequencies and accelerations decrement individual marks pipeline forced vibrations caused by pulsations of the working fluid. Experiments were carried out using a vibration measuring complex designed by the authors. The theoretical results have been obtained on the basis of finite-element approach of using a core and shell models. The results obtained show the adequacy of the core and shell models when the natural frequencies and solving the problem of forced vibrations of pipelines. The resulting dynamic characteristics of the systems can be used to predict the reliability and guaranteed service life of pipelines.

**Key words:** pipeline, pulsating fluid pressure, decrement of vibrations, natural frequencies, stress, acceleration, finite element method.