Оригинальное исследование

УДК 629.12:539.433
DOI: https://doi.org/10.52899/24141437_2025_02_197 EDN: ONDEOI

Влияние непризматичности трубопровода на параметры его вибрации

А.Л. Мелконян, Д.А. Николаев, С.А. Яремчук

Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, Санкт-Петербург, Россия

АННОТАЦИЯ

Актуальность. Многообразие видов трубопроводов, применяемых в различных областях техники, диктует необходимость учета возможной переменности их поперечных сечений, а также наличие установки опор, обладающих различной жесткостью. Желание учесть влияние указанных факторов, усложняющих картину вибрации таких трубопроводов, побудило авторов поставить перед собой соответствующую задачу.

Цель работы — исследование влияния непризматичности трубопровода на параметры его вибрации.

Материалы и методы. Представляемая работа отражает дальнейшее развитие подходов, использованных авторами в предыдущих статьях, посвященных разработке математической модели, алгоритма и программы расчета параметров вибрации призматического трубопровода, обладающего двумя упругими опорами, при движении по нему идеальной жидкости. Суть этих подходов состоит в конструировании для трубопровода конечно-элементной модели из базовых элементов, каждый из которых, в свою очередь, состоит из подэлементов, индуцирующих в процессе вибрации, соответствующие дополнительные усилия. Учет влияния дополнительных факторов потребовал введения в модель дополнительных подэлементов. Построение соответствующего алгоритма расчета, учитывающего наличие дополнительных элементов, опирается, как и прежде, на применение метода парциальных откликов, что позволяет выполнить принцип соответствия устойчивости рассматриваемого процесса и алгоритма расчета. Для разработанного алгоритма была составлена программа расчета, позволяющая получить параметры вибрации для прямолинейного многоопорного непризматического трубопровода.

Результаты. В качестве демонстрации работоспособности программы были выполнены расчеты параметров вибрации для нескольких многоопорных трубопроводов (призматического, а также обладающих средним участком с увеличенным и уменьшенным диаметром поперечного сечения). Выполненные расчеты позволили построить графики зависимости от диаметра выбранного участка трубопровода таких параметров, как первая собственная частота, критическая скорость, амплитуда опорной реакции, амплитуда поперечного смещения в середине наибольшего пролета; расчеты выполнялись для различных скоростей движения жидкости.

Заключение. Анализируя полученные графики, удалось оценить влияние указанных факторов на параметры вибрации трубопроводов. Результаты достаточно хорошо согласуются с представлениями о физике рассматриваемого процесса, а также подтверждают работоспособность разработанной программы.

Ключевые слова: парциальные отклики и параметры; параметры вибрации; квазиодномерная модель; квазистатическая аналогия.

Как цитировать

Мелконян А.Л., Николаев Д.А., Яремчук С.А. Влияние непризматичности трубопровода на параметры его вибрации // Труды Санкт-Петербургского государственного морского технического университета. 2025. Т. 4, № 2. С. 197–206. DOI: 10.52899/24141437_2025_02_197 EDN: ONDEOI

Рукопись получена: 22.02.2025 **Рукопись одобрена:** 03.04.2025 **Опубликована online:** 26.06.2025

ЭКО • ВЕКТОР

Статья доступна по лицензии CC BY 4.0 International
© Авторы, 2025

Original study article
DOI: https://doi.org/10.52899/24141437_2025_02_197 EDN: ONDEOI

Non-prismatic Pipelines and Their Vibration Parameters

Armen L. Melconian, Dmitriy A. Nikolaev, Sergey A. Yaremchuk

Saint Petersburg State Marine Technical University, Saint Petersburg, Russia

ABSTRACT

BACKGROUND: The variety of pipeline types used in various fields of technology requires to consider their possible cross-sectional variability and supports with different rigidity. The authors set a corresponding problem to consider the influence of these factors complicating the vibration profile of such pipelines.

AIM: To study the influence of non-prismatic pipelines on their vibration parameters.

MATERIALS AND METHODS: The paper further develops the approaches used by the authors in previous publications on the development of a mathematical model, algorithm, and a program used to calculate the vibration parameters of a prismatic pipeline with two resilient supports and perfect liquid flowing in it. These approaches essentially provide for building a finite element pipeline model using basic elements, where each element consists of subelements that induce corresponding additional forces during vibration. To consider the influence of additional factors, we introduced additional subelements to the model. The corresponding calculation algorithm is based on additional elements and, as before, on the partial response method, allowing to implement the principle of conformity of the stability of the process under consideration and the calculation algorithm. For the developed algorithm, we developed a calculation program to determine vibration parameters of a rectilinear multi-support non-prismatic pipeline.

RESULTS: To demonstrate the program's functionality, vibration calculations were performed for several multi-support pipelines (a prismatic pipeline and those with a middle section with increased and reduced cross-sectional diameter). The calculations allowed to construct dependence graphs of parameters, including the fundamental frequency, critical speed, support reaction amplitude, and transverse displacement amplitude in the middle of the largest span, in relation to the diameter of the selected pipeline section; the calculations were performed for different fluid flow rates.

CONCLUSION: Analysis of the graphs allowed to determine the influence of the specified factors on the pipeline vibration. The results are in good agreement with the concepts of physics of the process under consideration and confirm the reliability of the developed program.

Keywords: partial responses and parameters; vibration; quasi-one-dimensional model; quasi-static analogy.

To cite this article
Melconian AL, Nikolaev DA, Yaremchuk SA. Non-prismatic Pipelines and Their Vibration Parameters. *Transactions of the Saint Petersburg State Marine Technical University.* 2025;4(2):197–206. DOI: 10.52899/24141437_2025_02_197 EDN: ONDEOI

Submitted: 22.02.2025 **Accepted:** 03.04.2025 **Published online:** 26.06.2025

ECO • VECTOR
The article can be used under the CC BY 4.0 license
© Authors, 2025

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время очень важно оценивать вибрацию конструкций, так как она негативно сказывается на их эксплуатации. Помимо собственных частот необходимо также исследовать параметры вибрации (амплитуды смещений, внутренние усилия, опорные реакции), так как их величины определяют усталостную прочность. До недавнего времени не существовало программного комплекса отечественной разработки, позволяющего достаточно просто и быстро готовить исходные данные и выполнять расчеты указанных параметров вибрации в трубопроводе. Известны лишь аналитические решения [1–5], для некоторых достаточно простых частных случаев.

В предыдущих работах авторами настоящей статьи были созданы: математическая модель [6–9], алгоритм [10] и программа расчёта параметров вибрации [11], которая позволяет вычислять параметры вибрации в многоопорном прямолинейном непризматическом трубопроводе.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ

Физическая модель

Физическая модель трубопровода представляет собой плоскую квазиодномерную дискретную систему, являющуюся частным случаем модели, приведенной в [6, 11]. Она является совокупностью последовательно соединённых элементов, состоящих из инерционного тела, обладающего массой, моментом инерции и центром тяжести, двух абсолютно жёстких стержней и заключённого между ними шарнира деформации. Применение квазистатической аналогии позволяет вместо динамики движения рассматривать процесс статической деформации безынерционной квазиодномерной дискретной модели, состоящей из безынерционных элементов, соединенных между собой и неподвижным основанием упругими связями, каждая из которых порождает усилия определенной структуры — пропорциональные смещению, скорости и ускорению. Внешние и внутренние сопротивления учитываются комплексностью инерционно-жесткостных характеристик модели.

Обобщенные шарниры деформаций допускают сдвиг в поперечном и продольном направлениях, а также изгиб относительно бинормали.

Математическая модель

Прежде чем перейти к расчёту, стоит напомнить о проделанных ранее этапах работы.

В предыдущих работах [9, 10] была получена формула для инерциальной нагрузки в виде:

$$q(x,t) = -m_1 \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - m_2 \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - m_2 U^2 \frac{1}{\rho} - m_2 2U\dot{\vartheta}. \quad (1)$$

Следует заметить, что в (1) первое слагаемое — сила инерции элемента трубы, возникающая при его поперечных колебаниях; второе — сила инерции переносного движения элемента жидкости; третье — нормальная составляющая сила инерции относительного движения (центробежная сила); четвёртое — сила инерции Кориолиса.

Кроме того, было выведено дифференциальное уравнение поперечных колебаний оси трубопровода относительно начального прямолинейного положения:

$$EJ \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + (m_1 + m_2) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + m_2 U^2 \frac{1}{\rho} + m_2 2U\dot{\vartheta} = 0. \quad (2)$$

Анализ уравнения (2) позволяет сделать следующие вывод. Для расчета параметров установившихся колебаний трубопровода можно воспользоваться плоским вариантом прямолинейной квазиодномерной модели, если выполнить коррекцию некоторых ее характеристик и ее модификацию (оснащение свойствами, ранее отсутствовавшими).

Коррекция и модификация математической модели

В соответствии с методом, предложенным в [7], рассмотрим и разделим на группы нагрузки, действующие на базовую плоскую квазиодномерную модель.

К первой группе отнесем слагаемые, которые можно учесть коррекцией внешней нагрузкой, прикладываемой к квазистатической модели (в данной работе такие нагрузки отсутствуют).

Ко второй группе относят слагаемые, прямо пропорциональные абсолютным и (или) относительным смещениям, скоростям и ускорениям, действие которых можно учесть коррекцией существующих инерционно-жесткостных характеристик квазиодномерной модели.

К третьей группе относят слагаемые, прямо пропорциональные абсолютным и (или) относительным смещениям, скоростям и ускорениям, действие которых можно учесть модификацией инерционно-жесткостных характеристик квазиодномерной модели (иными словами — оснастить модель новыми, ранее отсутствовавшими у нее, свойствами).

К четвёртой группе — слагаемые, которые учитываются непосредственно при выводе формул для парциальных откликов и парциальных параметров при “прохождении” подэлемента длинной l.

В [8, 9] были выведены формулы для парциальных откликов (ПО) и парциальных параметров (ПП) для второго и четвертого слагаемых из (2), а в [10] — для третьего слагаемого, в результате чего удалось избавиться от выполнения последовательных приближений. Выражения для ПО и ПП представляют собой математическую модель задачи, полученную методом парциальных откликов в его дискретном варианте [5, 6, 11]. Для полученной математической была разработана усовершенствованная программа расчёта параметров вибрации трубопровода [10], учитывающая автоматически влияние всех вышеуказанных факторов.

DOI: https://doi.org/10.52899/24141437_2025_02_197

Цель работы

Цель работы — оценить влияние непризматичности трубопровода на параметры его вибрации.

Для исследования были взяты 5 трёхпролётных четырехопорных трубопровода (рис. 1):

- Трубопровод №1 — непризматический прямолинейный трубопровод диаметром 20 мм с уменьшенным диаметром сечения в середине 10 мм.
- Трубопровод №2 — непризматический прямолинейный трубопровод диаметром 20 мм с уменьшенным диаметром сечения в середине 15 мм.
- Трубопровод №3 — призматический прямолинейный трубопровод диаметром 20 мм.
- Трубопровод №4 — непризматический прямолинейный трубопровод диаметром 20 мм с увеличенным диаметром сечения в середине 25 мм.
- Трубопровод №5 — непризматический прямолинейный трубопровод диаметром 20 мм с увеличенным диаметром сечения в середине 30 мм.

Все пять трубопроводов изготовлены из стали плотностью 7800 кг/м^3 с модулем упругости $2{,}1\cdot10^{11}$ Па, плотность протекающей жидкости 1000 кг/м^3 для каждого трубопровода. Толщина всех трубопроводов равна 1 мм.

Все трубопроводы длинной 3 м состоят из равных пролётов по одному метру. На левом и правом пролётах диаметр всех трубопроводов равен 20 мм. В срединном пролёте на отрезке величиной 0,7 м трубопроводы имеют разный диаметр — 10 мм, 15 мм, 20 мм, 25 мм, 30 мм (рис. 1), он находится на расстоянии 0,15 м от опор.

Ко всем трубопроводам приложена гармонически изменяющаяся во времени сила P, амплитудное значение которой равно 50 Н; сила приложена на расстоянии одной трети метра от крайней левой опоры (рис. 1). Жёсткости опор в поперечном направлении приняты 10^9 Н/м.

Задача численного исследования для всех трубопроводов — найти критические скорости и первые собственные частоты при скорости движения жидкости 0, 10, 20 и 30 м/с, а также амплитуды параметров вибрации в характерных точках.

Ниже расчетным путем найдены параметры вибрации всех трубопроводов при частотах вынуждающего воздействия, соответствующих 0,5 и 0,75 значения их первых собственных частот, определенных для указанных выше скоростей жидкости на входе в трубопровод.

Решение в программе «Трубопровод-2»

Расчёт проводился в программе «трубопровод-2», которая позволяет вычислять параметры вибрации в непризматическом прямолинейном многоопорном трубопроводе.

Все пять трубопроводов были смоделированы в программе «Трубопровод-2» с описанными выше начальными данными.

На рис. 2, 4 для примера показаны модели трубопровода № 2 — непризматического с зауженным диаметром сечения в середине равным 15 мм и трубопровода № 4 — непризматического с увеличенным диаметром сечения в середине равным 25 мм соответственно.

Кроме того, на рис. 3, 5 представлены окна ввода начальных данных для трубопроводов № 2 и № 4 соответственно.

Далее, были найдены критические скорости движения жидкости, представленные в таблице 1.

Для всех трубопроводов были найдены первые собственной частоты и их значения, умноженные на коэффициент 0,5 и 0,75 при скоростях 0 м/с (табл. 2), 10 м/с (табл. 3), 20 м/с (табл. 4) и 30 м/с (табл. 5).

После чего, были найдены параметры вибрации в средней части среднего пролета в точке x = 1,511 м при новых значениях частоты вынуждающего воздействия. В табл. 6 и 7 представлены вертикальные смещения (прогибы) при частоте вынуждающего воздействия 0,5 и 0,75 от первой собственной частоты λ соответственно.

По полученным значениям, представленным в таблицах 6, 7 были построены графики зависимости вертикальных

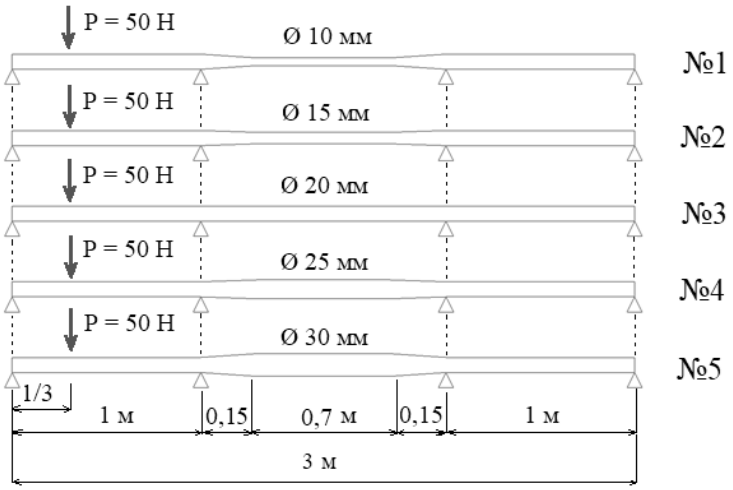

Рис. 1. Схема моделей трубопроводов.
Fig. 1. Pipeline model structure.

DOI: https://doi.org/10.52899/24141437_2025_02_197

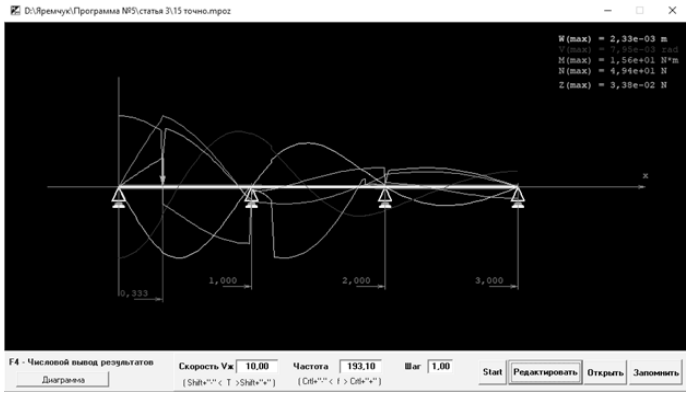

Рис. 2. Модель трубопровода №2.
Fig. 2. Pipeline model 2.

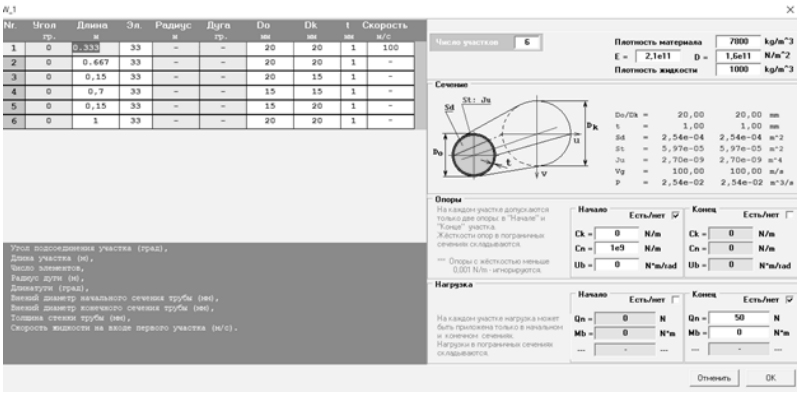

Рис. 3. Окно ввода начальных данных для трубопровода №2.
Fig. 3. Input entry window for pipeline 2.

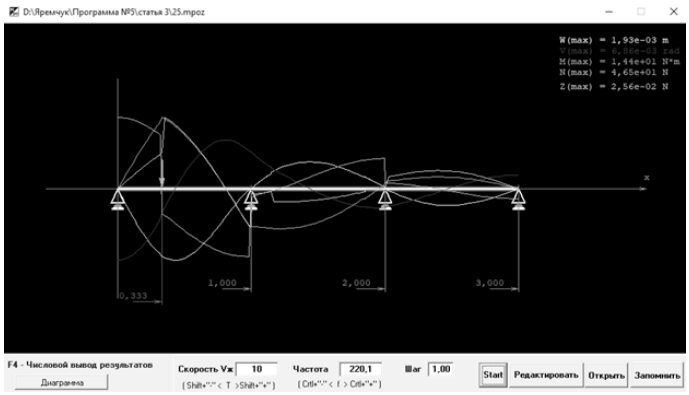

Рис. 4. Модель трубопровода №4.
Fig. 4. Pipeline model 4.

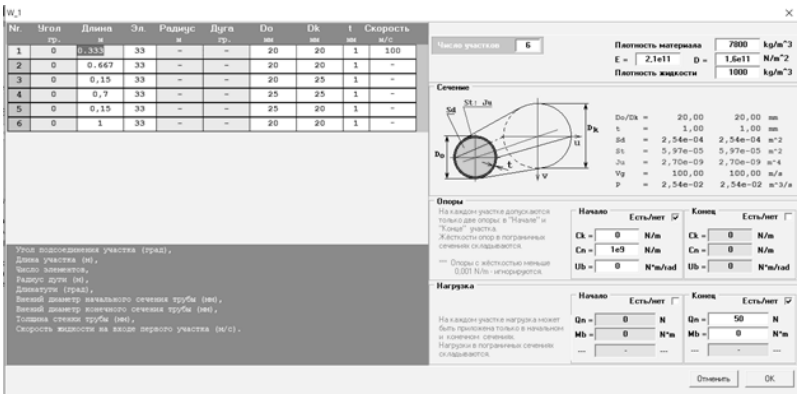

Рис. 5. Окно ввода начальных данных для трубопровода №4.
Fig. 5. Input entry window for pipeline 4.

DOI: https://doi.org/10.52899/24141437_2025_02_197

смещений от диаметра сечения трубопровода в срединной части — 10, 15, 20, 25, 30 мм, при различных скоростях движения жидкости — 0, 10, 20, 30 м/с (рис. 6).

В табл. 8 и 9 представлены значения поперечных сил при частоте вынуждающего воздействия 0,5 и 0,75 от первой собственной частоты λ соответственно.

По полученным в результате расчёта значениям, представленным в табл. 8, 9 были построены графики зависимости поперечных сил от диаметра сечения трубопровода в срединной части — 10, 15, 20, 25, 30 мм, при различных скоростях движения жидкости — 0, 10, 20, 30 м/с (рис. 7).

Также были вычислены значения опорных реакций на второй опоре от левого конца трубопровода в точке $x = 1$ м при частоте вынуждающего воздействия 0,5 и 0,75 от первой собственной частоты λ, полученные значения представлены в табл. 10 и 11 соответственно.

По полученным значениям, представленным в таблицах 10, 11 были построены графики зависимости опорных реакций от диаметра сечения трубопровода в срединной части — 10, 15, 20, 25, 30 мм, при различных скоростях движения жидкости — 0, 10, 20, 30 м/с (рис. 8).

Таблица 1. Значения критических скоростей

Table 1. Critical speeds

Трубопроводы	№1	№2	№3	№4	№5
*V*кр, м/с	47	103	148	172	184

Таблица 2. Значения первой собственной частоты при скорости жидкости 0 м/с

Table 2. Fundamental frequency at fluid velocity of 0 m/s

Трубопроводы	№1	№2	№3	№4	№5
λ, рад/с	253,0	259,0	274,0	294,0	316,0
0,5·λ, рад/с	126,5	129,5	137,0	147,0	158,0
0,75·λ, рад/с	189,8	194,3	205,5	220,5	237,0

Таблица 3. Значения первой собственной частоты при скорости жидкости 10 м/с

Table 3. Fundamental frequency at fluid velocity of 10 m/s

Трубопроводы	№1	№2	№3	№4	№5
λ, рад/с	249,4	257,4	273,0	293,5	314,9
0,5·λ, рад/с	124,7	128,7	136,5	146,8	157,5
0,75·λ, рад/с	187,0	193,0	204,8	220,1	236,2

Таблица 4. Значения первой собственной частоты при скорости жидкости 20 м/с

Table 4. Fundamental frequency at fluid velocity of 20 m/s

Трубопроводы	№1	№2	№3	№4	№5
λ, рад/с	237,8	254,0	271,1	292,1	313,7
0,5·λ, рад/с	118,9	127,0	135,6	146,1	156,9
0,75·λ, рад/с	178,4	190,5	203,3	219,0	235,3

Таблица 5. Значения первой собственной частоты при скорости жидкости 30 м/с

Table 5. Fundamental frequency at fluid velocity of 30 m/s

Трубопроводы	№1	№2	№3	№4	№5
λ, рад/с	213	248,2	267,9	289,7	311,5
0,5·λ, рад/с	106,5	124,1	134	144,9	155,8
0,75·λ, рад/с	159,8	186,2	200,9	217,3	233,6

Таблица 6. Вертикальные смещения (прогибы) при частоте вынуждающего воздействия 0,5·λ, мм

Table 6. Vertical displacements (deflections) at forcing frequency of 0,5·λ, mm

Трубопроводы	№1	№2	№3	№4	№5
0,5·λ при *V*ж = 0 м/с	1,80	1,59	1,54	1,33	1,26
0,5·λ при *V*ж = 10 м/с	1,81	1,60	1,55	1,33	1,27
0,5·λ при *V*ж = 20 м/с	1,85	1,62	1,56	1,35	1,28
0,5·λ при *V*ж = 30 м/с	1,95	1,66	1,59	1,37	1,29

Таблица 7. Вертикальные смещения (прогибы) при частоте вынуждающего воздействия 0,75·λ, мм

Table 7. Vertical displacements (deflections) at forcing frequency of 0,75·λ, mm

Трубопроводы	№1	№2	№3	№4	№5
0,75·λ при *V*ж = 0 м/с	2,67	2,33	2,31	1,92	1,85
0,75·λ при *V*ж = 10 м/с	2,68	2,33	2,31	1,93	1,85
0,75·λ при *V*ж = 20 м/с	2,70	2,35	2,33	1,94	1,86
0,75·λ при *V*ж = 30 м/с	2,88	2,40	2,37	1,98	1,89

Таблица 8. Поперечная сила при частоте вынуждающего воздействия 0,5·λ, Н·10^1

Table 8. Transverse force at forcing frequency of 0,5·λ, N·10^1

Трубопроводы	№1	№2	№3	№4	№5
0,5·λ при *V*ж = 0 м/с	3,79	3,58	3,52	3,35	3,31
0,5·λ при *V*ж = 10 м/с	3,81	3,59	3,53	3,36	3,32
0,5·λ при *V*ж = 20 м/с	3,85	3,62	3,57	3,39	3,35
0,5·λ при *V*ж = 10 м/с	3,94	3,69	3,63	3,44	3,40

Таблица 9. Поперечная сила при частоте вынуждающего воздействия 0,75·λ, Н·10[1]

Table 9. Transverse force at forcing frequency of 0,75·λ, N·10[1]

Трубопроводы	№1	№2	№3	№4	№5
0,75·λ при *V*ж = 0 м/с	5,35	4,94	4,98	4,63	4,73
0,75·λ при *V*ж = 10 м/с	5,33	4,94	4,98	4,65	4,72
0,75·λ при *V*ж = 20 м/с	5,31	4,98	5,03	4,69	4,75
0,75·λ при *V*ж = 30 м/с	5,25	5,06	5,11	4,77	4,80

Таблица 10. Опорные реакции при частоте вынуждающего воздействия 0,5·λ, Н

Table 10. Support reaction at forcing frequency of 0,5·λ, N

Трубопроводы	№1	№2	№3	№4	№5
0,5·λ при *V*ж = 0 м/с	24,8	30,0	30,6	32,6	34,4
0,5·λ при *V*ж = 10 м/с	24,3	28,2	30,6	32,8	34,4
0,5·λ при *V*ж = 20 м/с	22,6	27,8	30,7	32,8	34,6
0,5·λ при *V*ж = 10 м/с	17,2	26,4	30,8	33,0	34,6

Таблица 11. Опорные реакции при частоте вынуждающего воздействия 0,75·λ, Н

Table 11. Support reaction at forcing frequency of 0,75·λ, N

Трубопроводы	№1	№2	№3	№4	№5
0,75·λ при *V*ж = 0 м/с	36,3	36,9	38,1	40,8	44,3
0,75·λ при *V*ж = 10 м/с	34,8	36,2	38,1	41,0	44,2
0,75·λ при *V*ж = 20 м/с	29,9	35,4	38,1	41,0	44,5
0,75·λ при *V*ж = 30 м/с	19,0	34,1	38,2	41,3	44,9

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполненного исследования для каждого из трубопроводов были найдены критические скорости, первые собственные частоты при различных скоростях движения жидкости и параметры вибрации (вертикальные смещения и поперечные силы).

Анализ результатов численного исследования показал, что при увеличении диаметра трубопровода критическая скорость жидкости и первая собственная частота трубопровода увеличиваются. При увеличении скорости движения жидкости значение первой собственной частоты уменьшается.

Анализируя полученные результаты, можно заключить, что при увеличении диаметра трубопровода параметры

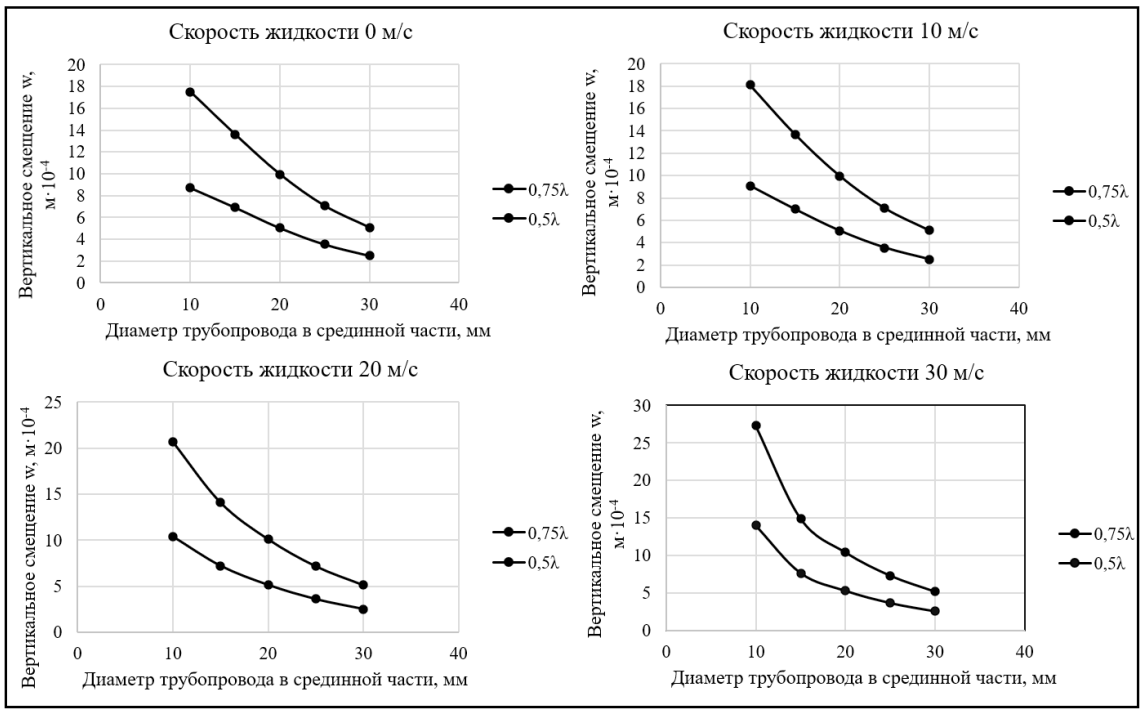

Рис. 6. Графики зависимости вертикальных смещений от диаметра трубопровода.

Fig. 6. Dependence graphs (vertical displacement and pipeline diameter).

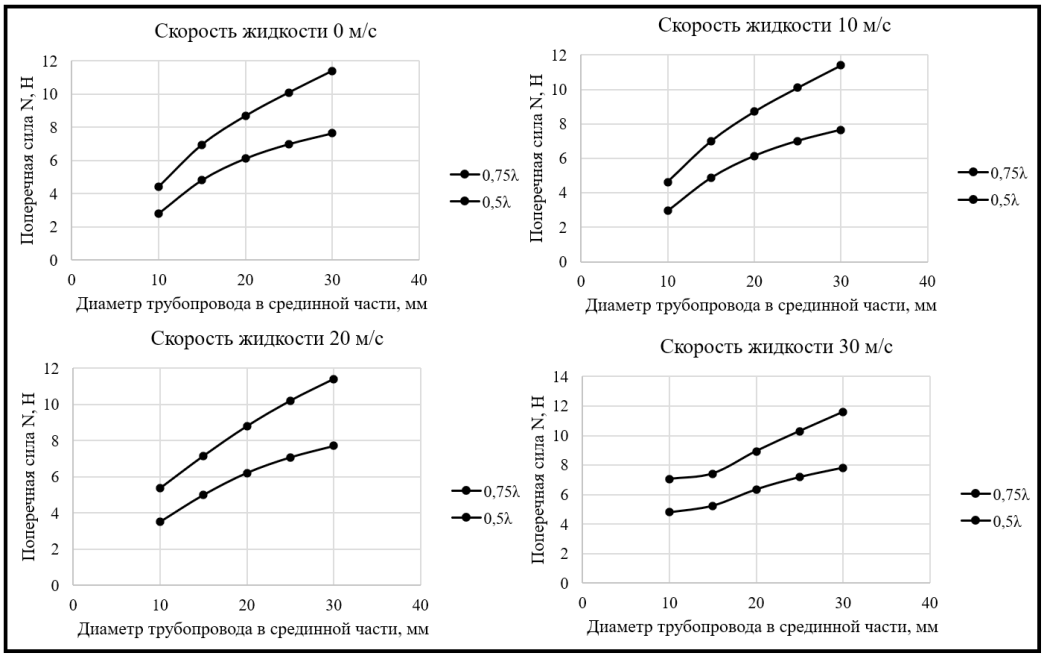

Рис. 7. Зависимости поперечных сил от диаметра трубопровода.
Fig. 7. Relationships between transverse forces and pipeline diameter.

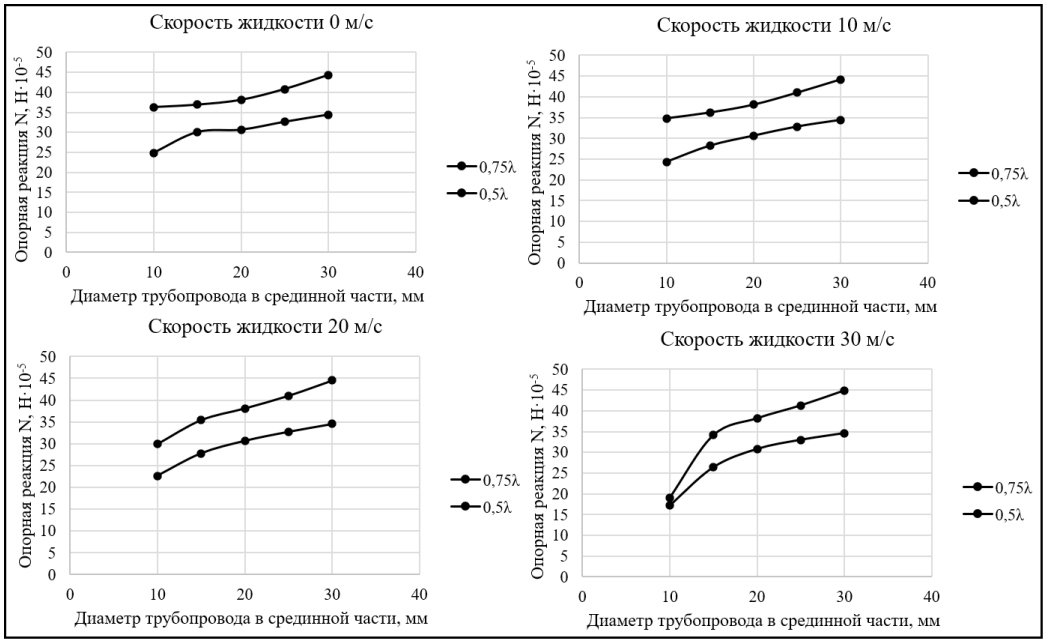

Рис. 8. Графики зависимости опорных реакций от диаметра трубопровода.
Fig. 8. Dependence graphs (support reaction and pipeline diameter).

вибрации уменьшаются, это наглядно видно при частоте вынуждающего воздействия равной 0,5 и 0,75 от первой собственной частоты каждого из рассмотренных трубопроводов. Это обусловлено, на наш взгляд, увеличением жесткости трубопровода при увеличении диаметра его средней части.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Вклад авторов. Д.А. Николаев — создание расчётной программы; А.Л. Мелконян — поиск публикаций по теме статьи, анализ и создание теоретического материала; С.А. Яремчук — участие в отладки программы расчёта, проведение расчётов, написание текста рукописи, создание изображений; А.Л. Мелконян — написание и редактирование текста рукописи; А.Л. Мелконян — экспертная оценка, утверждение финальной версии. Все авторы одобрили рукопись (версию для публикации), а также согласились нести ответственность за все аспекты работы, гарантируя надлежащее рассмотрение и решение вопросов, связанных с точностью и добросовестностью любой её части.

Источники финансирования. Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

Конфликт интересов. Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

Генеративный искусственный интеллект. При создании настоящей статьи технологии генеративного искусственного интеллекта не использовали.

ADDITIONAL INFO

Author contributions: D.A. Nikolaev: software; A.L. Melkonyan: investigation, formal analysis; writing—review & editing; S.A. Yaremchuk: software, validation, writing—original draft, visualization. All the authors approved the version of the manuscript to be published and agreed to be accountable for all aspects of the work, ensuring that questions related to the accuracy or integrity of any part of the work are appropriately investigated and resolved.

Funding sources: The study was not supported by any external sources.

Disclosure of interests: The authors have no explicit or potential conflicts of interests associated with the publication of this article.

Generative AI: No generative artificial intelligence technologies were used to prepare this article.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Александров В.Л., Матлах А.П., Поляков В.И. Борьба с вибрацией на судах. Санкт-Петербург: Морвест, 2005. EDN: QNSOHV

2. Светлицкий В.А., Стасенко И.В. Сборник задач по теории колебаний. М: Высшая школа, 1979.

3. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. М.: Высшая школа, 1972.

4. Давыдов В.В., Маттес Н.В. Динамические расчеты прочности судовых конструкций. Л.: Судостроение, 1974.

5. Чувиковский В.С. Численные методы расчетов в строительной механике корабля. Л.: Судостроение, 1976.

6. Мелконян А.Л., Николаев Д.А. Модификация инерционно-жесткостных характеристик модели как путь решения задач о ее установившихся колебаниях // Морские интеллектуальные технологии. 2020. № 1-3(47). С. 12–19. doi: 10.37220/MIT.2020.47.1.037 EDN: DWZCCE

7. Мелконян А.Л., Чуклин М.В. Алгоритм и программа расчёта параметров вибрации трубопровода с учётом протекания жидкости // Труды Крыловского государственного научного центра. 2020. № S2. С. 260–265. DOI: 10.24937/2542-2324-2020-2-S-I-260-265 EDN: BLPQOL

8. Мелконян А.Л., Николаев Д.А., Чуклин М.В. Расчёт параметров вынужденных установившихся колебаний трубопровода // Морские интеллектуальные технологии. 2021. № 1 (2). С. 51–59. doi: 10.37220/MIT.2021.51.1.025 EDN: WSAQAM

9. Мелконян А.Л., Яремчук С.А. Модель и алгоритм расчёта параметров вибрации трубопровода методом парциальных откликов // Труды Санкт-Петербургского государственного морского технического университета. 2024. № 1(9). С. 90–100. EDN: NPZEOB

10. Мелконян А.Л., Николаев Д.А., Яремчук С.А. Расчёт параметров вибрации трубопровода без выполнения последовательных приближений // Морские интеллектуальные технологии. 2024. № 3(65). С. 94–101. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.012 EDN: XMYMPW

11. Эффективное решение. Расчет изогнутых балок и рам. Санкт-Петербург, 2007. Дата обращения: 02.02.2024. Режим доступа: http://www.d-nik.de

REFERENCES

1. Aleksandrov VL, Matlah AP, Poljakov VI. *Combating vibration on ships*. Sankt-Peterburg: Morvest; 2005. (In Russ.)

2. Svetlickij VA, Stasenko IV. *Collection of problems on the theory of oscillations*. Moscow: Vysshaja shkola; 1979. (In Russ.)

3. Biderman V.L. *Applied theory of mechanical vibrations*. Moscow: Visshaya shkola; 1972. (In Russ.)

4. Davidov VV, Mattes NV. *Dynamic strength calculations of ship structures*. Leningrad: Sudostroenie; 1974. (In Russ.)

5. Chuvikovskij VS. *Numerical methods of calculations in ship structural mechanics*. Leningrad: Sudostroenie, 1976. (In Russ.)

6. Melkonjan AL, Nikolaev DA. Modification of inertial-rigidity characteristics of a model as a way to solve problems about its steady-state oscillations. *Morskie intellektual'nye tehnologii*. 2020;1-3(47):12–20. (In Russ.) doi: 10.37220/MIT.2020.47.1.037 EDN: DWZCCE

7. Melkonjan AL, Chuklin MV. Algorithm and program for calculating pipeline vibration parameters taking into account the flow of liquid. *Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo centra*. 2020;2:260–265. (In Russ.) DOI: 10.24937/2542-2324-2020-2-S-I-260-265 EDN: BLPQOL

8. Melkonjan AL, Nikolaev DA, Chuklin MV. Calculation of parameters of forced steady-state vibrations of a pipeline. *Morskie intellektual'nye tehnologii*. 2021;1(2):51–59 (In Russ.) doi: 10.37220/MIT.2021.51.1.025 EDN: WSAQAM

9. Melkonyan AL, Yaremchuk SA. Model and algorithm for calculating pipeline vibration parameters using the partial response method. *Trudy SPbGMTU*. 2024;1(9):90–100. (In Russ.)

10. Melkonyan AL, Nikolaev DA, Yaremchuk SA. Calculation of pipeline vibration parameters without successive approximations. *Morskie intellektual'nye tekhnologii*. 2024;3(65):94–101. (In Russ.) DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.012 EDN: XMYMPW

11. Effective solution. Calculation of curved beams and frames. Saint Petersburg; 2007. Accessed: 17.11.2024. Available from: http://www.d-nik.de (In Russ.)

ОБ АВТОРАХ

Армен Левонович Мелконян, канд. техн. наук, доцент, профессор кафедры теоретической механики и сопротивления материалов, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет; e-mail: mel1950@mail.ru

Дмитрий Александрович Николаев, канд. техн. наук, пенсионер; e-mail: D.Nikolaev@d-nik.de

***Сергей Александрович Яремчук,** студент магистратуры, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет; адрес: 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3; e-mail: remeyak@yandex.ru

AUTHORS' INFO

Armen L. Melconian, Cand. Sci (Engineering), Associated Professor, Professor of Theoretical Mechanics and Material Strength Department, Saint Petersburg State Marine Technical University; e-mail: mel1950@mail.ru

Dmitriy A. Nikolaev, Cand. Sci (Engineering), a pensioner; e-mail: D.Nikolaev@d-nik.de

***Sergey A. Yaremchuk,** master's student, Saint Petersburg State Marine Technical University; address: Lotsmanskaya, 3, Saint Petersburg, 190121, Russia; e-mail: remeyak@yandex.ru

* Автор, ответственный за переписку / Corresponding author