

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТОЛЩИНЫ СТЕНКИ ТРУБОПРОВОДА НА СОБСТВЕННЫЕ ДИНАМИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

А. А. Секачева, Л. Г. Пастухова, А. С. Носков

Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б. Н. Ельцина,
Россия, 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19

Данная статья посвящена решению проблемы возникновения шума и вибрации в сложных трубопроводах гидромеханических систем. В исследовании производились вычисления первых десяти частот собственных колебаний для заполненных водой участков трубопроводной системы с наружными диаметрами 60, 70, 102 мм и различными толщинами стенки трубопровода. Было определено, что для всех исследуемых диаметров характерно снижение величин частот собственных колебаний по всем формам собственных колебаний при увеличении толщины стенки трубопровода. Таким образом подтверждается предположение о том, что увеличение жесткости трубопровода снижает вероятность возникновения колебаний в трубопроводе. Сделан вывод о том, что на прямолинейных участках трубопроводная система с диаметрами до 102 мм ведет себя только как механическая система.

Ключевые слова: трубопроводы, гидромеханические системы, собственные частоты колебаний, вибрация, шум, динамические характеристики трубопроводов, пульсации давлений рабочей среды.

Введение

Нагнетательные установки широко применяются в различных отраслях промышленности. При этом их вибрация представляет собой огромную проблему, поскольку может привести к снижению производительности работы нагнетателей, разрушению трубопроводов и агрегатов и др.

Любые гидромеханические системы включают в себя в качестве обязательных элементов трубопроводы. Нередко случаются ситуации, когда трубопроводы таких гидросистем (например, в индивидуальных тепловых пунктах или крышных котельных высотных зданий) предназначены для транспортировки рабочей среды (воды) под высокими давлениями (до 25 атм.) и при высоких расходах (до 16 м³/ч в вертикальных магистральных трубопроводах многоэтажных зданий с крышными котельными [1]), обладая при этом большой протяженностью. При работе подобных гидросистем часто наблюдаются вибрация и шум трубопроводов и нагнетательных установок.

Трубопроводы нагнетательных систем эксплуатируются в условиях воздействия на них широкого спектра возмущений статического и динамического характера. К тому же требования к надежности и работоспособности трубопроводов постоянно растут. Главным фактором, который приводит к снижению работоспособности трубопроводных систем, является наличие виброакустических нагрузок. К ним относят колебания давления и расхода рабочей жидкости, вибрационные нагрузки.

Вибрация приводит к изменению напряженно-го состояния трубопроводов. В дополнение к непрерывно действующим статическим нагрузкам (температурным, весовым и пр.) при вибрации воз-

никают также циклические напряжения, которые определяются формой изгибных колебаний трубопровода и амплитудой виброперемещений.

Основным источником, который вызывает подобного рода вибрации и шум, являются пульсации давления рабочей среды. Особенно сильно влияние пульсаций заметно в местах крутых поворотов (отводов), где возникают высокие давления. Также при одновременной эксплуатации нескольких насосов в асинхронном режиме в большинстве случаев на выходе формируются мгновенные высокие давления. Помимо всего прочего, пульсации давления среды вызывают снижение пропускной способности трубопровода, а следовательно, и снижение производительности нагнетательных установок.

Пульсации среды в нагнетательном трубопроводе обуславливают возникновение стоячих волн и увеличение расхода мощности насоса. Стоячие волны образуются при отражении периодических импульсов жидкости от гидравлической арматуры (отводов, тройников, переходов и пр.). Опасность такие импульсы создают в случае акустического резонанса, т.е. когда число импульсов от нагнетателя в секунду находится в заданном соотношении: если длина участка трубопровода между плоскостью отражения и насосом вмещает целое число четвертей длины волны давления.

Вибрации трубопроводов представляют собой существенные отклонения в работе нагнетательных установок, поскольку вызывают преждевременный износ контрольно-измерительной аппаратуры, снижение точности ее показаний, снижение прочности насосов, оборудования (теплообменников и фильтров) и конструкций гидросистем. Кроме того, вибрации могут вызвать разрушение коммуникаций и нарушение их герметичности.

На частоту вибрации трубопровода имеют прямое влияние величины частоты пульсирующего потока, давления жидкости, веса и жесткости трубопровода, а также тип и расстановка опор.

Известно, что радикальных методов гашения вибраций в трубопроводах гидромеханических систем на сегодняшний день не имеется. Как правило, все мероприятия такого рода характеризуются достаточно локальным характером, проводятся интуитивно и порой не выполняют поставленных задач. Иногда встречаются случаи, когда при дополнительном жестком креплении вибрирующего участка трубопровода увеличивалась амплитуда колебаний другого участка гидросистемы.

К существующим способам снижения вибронагрузок трубопроводов относятся: частотная отстройка, внесение изменений в конструкцию нагнетателя для снижения колебаний, генерируемых им, а также применение виброкорректирующих устройств (вибродемпферов).

Однако частотная отстройка требует более достоверных методов для определения виброакустических характеристик трубопроводов гидромеханических систем.

Г. М. Макарьянц, Е. В. Шахматов, А. Б. Прокофьев внесли предложение о дополнении анализа виброакустического отклика расчетом модальных характеристик трубопровода [2–8]. Авторы вычисляли модальные параметры математически с целью исключения помех, генерируемых присоединенным механическим оборудованием. Вычисление модальных частот и форм трубопровода создало возможность вывести исследуемые модальные частоты за пределы диапазона частот гидравлического удара путем смещения дополнительных опор.

Трубопроводы гидромеханических систем условно делят на три группы конфигурации: прямолинейные, плоские, пространственные. Форма трубопровода достаточно сильно влияет на характеристику колебаний под действием возмущающих усилий (к примеру, колебания в плоских трубопроводных системах в плоскости и вдоль оси, перпендикулярной этой плоскости, являются независимыми друг от друга; однако в пространственных трубопроводных системах колебания связаны между собой в разных плоскостях).

В общем случае трубопровод представляет собой совокупность элементарных прямолинейных участков и участков коленообразной формы. Колебательные процессы, происходящие в прямолинейных участках трубопровода и изученные на основе уравнения изгибных колебаний балки, описаны в работах Леньшина В. В., Ариничева С. В., Шахматова Е. В., Прокофьева А. Б. [9–11], расчет же модальных параметров коленообразного участка трубопровода частично рассмотрен в работах Макарьянца Г. М. [12–15].

В некоторых известных методиках расчета модели коленообразного участка (Колесникова К. С., Гладких П. А., Хачатуряна С. А. [16–17]) имеются либо недопустимые упрощения, либо большие сложности для ее использования. Авторы таких методик рассматривают в качестве источника возникновения вибрации неуравновешенные инерционные силы давления в колене трубопровода, а во многих расчетных моделях распределенная нагрузка от давления рабочей среды заменяется ими на сосредоточенное усилие. Трубопровод же рассматривается как стержень с эквивалентной жесткостью.

На этапе проектирования основной метод предотвращения возникновения вибрации и шума в трубопроводах гидромеханических систем заключается в снижении пульсаций рабочей среды. Это можно сделать путем частотной отстройки, т. е. соответствующим образом подобрать длину и форму каждого участка трубопровода, чтобы тем самым исключить возможность возникновения резонанса в гидросистеме.

Совсем недавно для расчета собственных модальных параметров (частоты и формы собственных колебаний) элемента трубопровода стал применяться метод численного модального анализа вместо экспериментального виброакустического анализа. В данном исследовании также был применен метод численного модального анализа в ПК ANSYS. Модальные параметры очень важны для исследования динамического поведения системы на дальнейших этапах виброакустического анализа (гармонический анализ).

В основе модального анализа лежит основное уравнение колебаний (1) [18]:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = 0, \quad (1)$$

где $[M]$, $[C]$ и $[K]$ — масса, демпфирование и жесткость структуры в матричной форме.

Затем с использованием различных численных методов (метод конечных элементов, метод конечных разностей и т. д.) составляется система дифференциальных уравнений свободных колебаний в каждом конечном элементе и производится ее численное решение путем расчета в современных программных комплексах (ANSYS, COMSOL и пр.).

Повышенным вибрациям трубопровод будет подвергаться в тех случаях, когда опасные собственные гармоники будут совпадать с рабочим диапазоном вынужденных воздействий от нагнетателя. В таких случаях стремятся вывести собственные частоты колебаний за пределы указанного рабочего диапазона путем изменения конфигурации трубопровода.

Чтобы увеличить надежность и работоспособность гидросистем нагнетательных установок, следует понизить виброакустические нагрузки, действующие в них. Под виброакустическими нагрузками главным образом необходимо понимать вибрации гидравлической арматуры, агрегатов и пульсации давлений рабочей жидкости.

Некоторые мероприятия для решения данной проблемы следует принимать еще на стадии проектирования и конструирования изделий и их систем. Это неизбежно приводит к необходимости составления математических моделей трубопроводов и нагнетателей, которые учитывали бы особенности воздействия вибрационных и пульсационных нагрузок в их взаимосвязи. Такие модели дадут возможность оценки уровня динамических нагрузок, определения допустимости их величин, а также позволят наметить и реализовать мероприятия по их снижению уже на стадии проектирования [19].

Для создания математической модели виброакустического взаимодействия в трубопроводных системах Г. М. Макарьянц описал следующий алгоритм: необходимо составить уравнения движения механической и гидравлической подсистем, сформулировать граничные условия, выбрать способ решения и найти их совместное решение. При

Таблица 1. Результаты вычислений для участков с наружным диаметром 60 мм и различными толщинами стенки (мм)
Table 1. Calculation results for sections with the outer diameter of 60 mm and various wall thicknesses (mm)

Диаметр наружный, мм	Толщина стенки, мм	Максимальная допустимая длина пролета между креплениями, м	Частота собственных колебаний для формы собственных колебаний, Гц									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
60	1,4	3,7	46,6	46,9	122,9	123,3	235,4	236,0	385,1	386,0	570,0	571,1
60	1,5	3,7	46,1	46,2	121,6	121,7	233,0	233,1	380,2	380,5	563,0	563,5
60	1,6	3,7	45,6	45,7	120,1	120,2	230,0	230,3	375,4	375,9	555,9	556,5
60	1,8	3,7	44,6	44,8	117,3	117,5	224,8	225,0	366,6	366,9	542,4	542,8
60	2,0	3,7	43,8	44,0	115,0	115,2	219,9	220,2	358,7	359,0	530,7	531,2
60	2,2	3,7	43,1	43,1	112,7	112,9	215,5	215,7	351,4	351,6	519,9	520,2
60	2,5	3,7	42,0	42,1	109,7	110,0	209,3	209,8	341,1	341,8	504,5	505,5
60	2,8	3,7	41,1	41,2	107,0	107,2	204,0	204,3	332,1	332,5	491,0	491,5
60	3,0	3,7	56,7	61,7	130,7	139,2	230,5	241,2	359,6	371,6	517,2	530,0
60	3,2	3,7	56,2	61,3	129,4	138,1	227,9	238,7	354,4	366,5	509,6	522,5
60	3,5	3,7	55,3	60,3	126,9	135,4	223,2	233,7	346,7	358,4	498,7	510,9
60	3,8	3,7	55,9	61,7	127,3	137,2	222,1	234,7	343,3	357,6	491,7	507,0

Таблица 2. Результаты вычислений для участков с наружным диаметром 70 мм и различными толщинами стенки (мм)
Table 2. Calculation results for sections with the outer diameter of 70 mm and various wall thicknesses (mm)

Диаметр наружный, мм	Толщина стенки, мм	Максимальная допустимая длина пролета между креплениями, м	Частота собственных колебаний для формы собственных колебаний, Гц									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
70	1,4	3,2	69,8	69,8	189,5	189,6	368,2	368,3	604,3	604,4	896,3	896,5
70	1,5	3,2	69,1	69,1	187,4	187,6	363,9	364,3	597,2	597,7	885,7	886,5
70	1,6	3,2	75,7	77,8	196,0	199,1	371,9	375,4	603,2	607,0	888,9	892,9
70	1,8	3,2	74,6	76,8	192,4	195,5	364,7	368,1	591,0	594,7	870,2	874,0
70	2,0	3,2	73,6	75,9	189,1	192,7	357,7	361,8	579,3	583,4	853,3	858,0
70	2,2	3,2	73,2	75,8	187,0	190,9	352,6	357,0	570,1	574,8	838,4	843,3
70	2,5	3,2	71,7	74,4	182,6	186,7	343,6	348,3	555,1	560,1	815,9	821,2
70	2,8	3,2	70,7	73,8	179,1	183,7	336,1	341,4	542,1	547,8	796,2	802,1
70	3,0	3,2	70,1	73,5	177,1	182,1	331,6	337,5	534,2	540,5	784,0	790,6
70	3,2	3,2	60,2	60,2	161,4	161,5	311,7	311,9	510,0	510,2	755,0	755,2
70	3,5	3,2	58,9	58,9	157,8	157,9	304,5	304,6	498,4	498,6	737,6	737,8
70	3,8	3,2	57,8	57,8	154,7	154,7	298,4	298,4	487,9	488,0	722,0	722,2
70	4,0	3,2	57,0	57,1	152,6	152,6	294,3	294,4	481,2	481,3	712,2	712,3

Таблица 3. Результаты вычислений для участков с наружным диаметром 102 мм и различными толщинами стенки (мм)
Table 3. Calculation results for sections with the outer diameter of 102 mm and various wall thicknesses (mm)

Диаметр наружный, мм	Толщина стенки, мм	Максимальная допустимая длина пролета между креплениями, м	Частота собственных колебаний для формы собственных колебаний, Гц									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
102	1,8	4,0	66,1	66,4	179,4	179,8	348,2	348,6	570,6	571,1	844,9	845,3
102	2,0	4,0	65,2	65,5	176,7	177,2	342,8	343,3	561,6	562,1	831,3	831,9
102	2,2	4,0	64,2	64,6	174,0	174,5	337,5	338,0	552,8	553,2	818,1	818,6
102	2,5	4,0	63,0	63,4	170,3	170,9	330,1	330,8	540,5	541,3	799,8	800,7
102	2,8	4,0	61,7	62,2	166,8	167,5	323,1	323,8	529,0	529,8	782,6	783,4
102	3,0	4,0	61,0	61,5	164,6	165,3	318,7	319,5	521,6	522,4	771,5	772,3
102	3,2	4,0	60,3	60,8	162,7	163,5	314,9	315,7	515,2	516,0	761,9	762,7
102	3,5	4,0	57,6	57,6	157,4	157,4	306,3	306,3	502,4	502,5	744,1	744,2
102	3,8	4,0	56,5	56,6	154,5	154,5	300,7	300,7	493,2	493,2	730,3	730,4
102	4,0	4,0	56,0	55,9	152,7	152,7	297,1	297,1	487,3	487,3	721,7	721,7
102	4,5	4,0	54,3	54,3	148,4	148,4	288,8	288,8	473,6	473,7	701,2	701,3
102	5,0	4,0	55,5	56,4	148,1	149,4	285,1	286,5	465,3	466,7	687,0	688,5
102	5,5	4,0	54,4	55,4	144,8	146,3	278,5	280,2	454,3	456,1	670,6	672,5

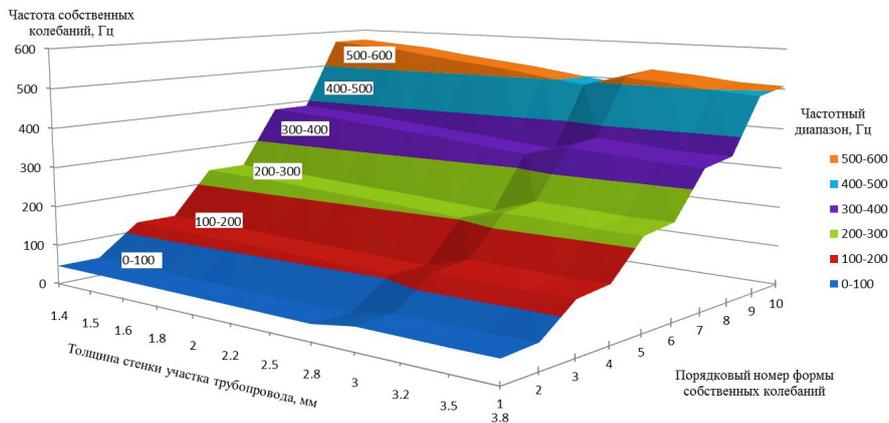


Рис. 1. Распределение частот собственных колебаний по формам собственных колебаний для участков трубопровода с наружным диаметром 60 мм
Fig. 1. Distribution of frequencies of natural oscillations according to the forms of natural oscillations for sections of the pipeline with the outer diameter of 60 mm

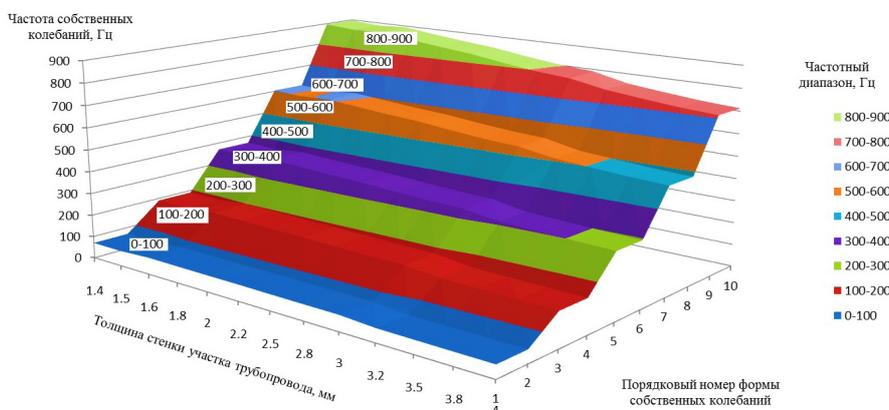


Рис. 2. Распределение частот собственных колебаний по формам собственных колебаний для участков трубопровода с наружным диаметром 70 мм
Fig. 2. Distribution of frequencies of natural oscillations according to the forms of natural oscillations for sections of the pipeline with the outer diameter of 70 mm

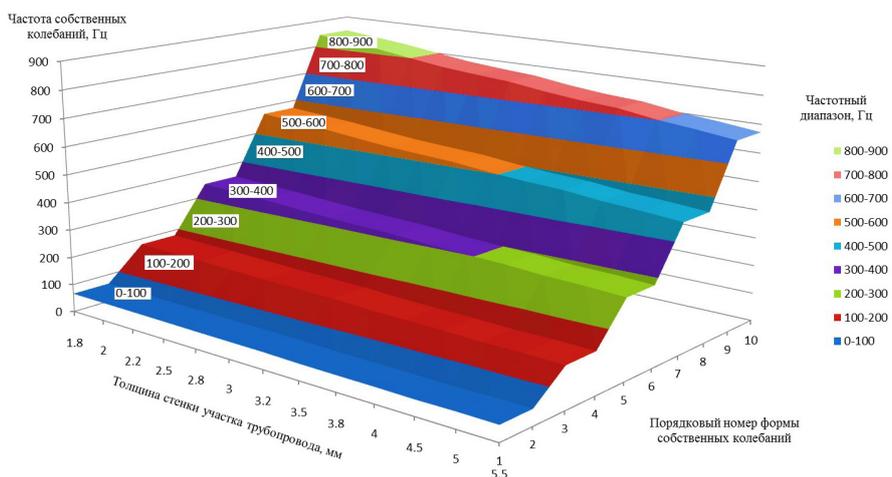


Рис. 3. Распределение частот собственных колебаний по формам собственных колебаний для участков трубопровода с наружным диаметром 102 мм
Fig. 3. Distribution of frequencies of natural oscillations according to the forms of natural oscillations for sections of the pipeline with the outer diameter of 102 mm

этом модель гидравлической подсистемы включает математическое описание волновых процессов в рабочей жидкости. Граничными условиями в этом случае являются: воздействие механической подсистемы, которое обусловлено подавливаемостью стенки

и условиями отражения волн от неё и воздействие присоединённой гидравлической цепи. Модель же механической подсистемы включает в себя уравнение, описывающее колебания деформируемого твёрдого тела и следующие граничные условия:

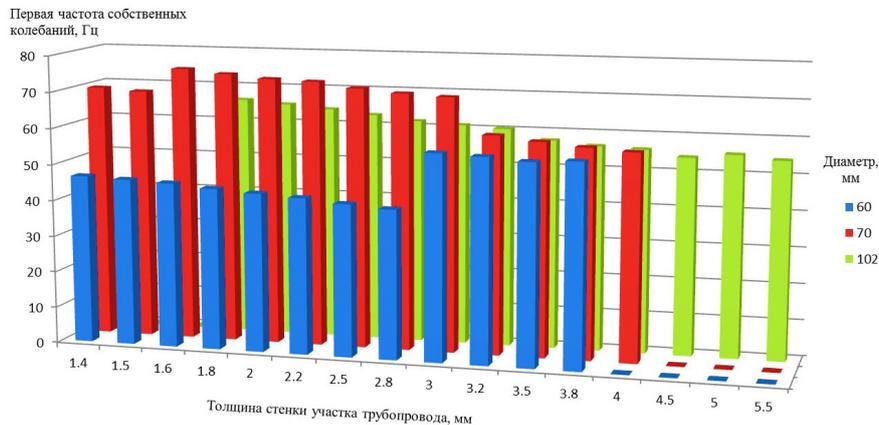


Рис. 4. Гистограмма распределения частот собственных колебаний (Гц) для первой гармоники по толщинам стенки (мм) участков трубопровода с наружными диаметрами 60, 70, 102 мм

Fig. 4. Histogram of distribution of frequencies of natural vibrations (Hz) for the first harmonic over wall thicknesses (mm) of pipeline sections with outer diameters 60, 70, 102 mm

воздействие гидравлической подсистемы и воздействие опор [12].

Результаты

В работе вычислялись первые десять частот собственных колебаний для участков трубопроводной системы, заполненных водой, с наружными диаметрами 60, 70, 102 мм (по Сортаменту [20]) и имеющих различные толщины стенок трубопровода.

Результаты вычислений сведены в табл. 1–3. На рис. 1–3 в виде поверхностных диаграмм проиллюстрированы распределения собственных частот по формам колебаний для прямолинейных элементов трубопровода наружным диаметром 60, 70 и 102 мм с разными толщинами стенки (мм) при максимальных допустимых длинах расстояний между креплениями опор, методика расчета которых подробно описана в предыдущих работах [21–25].

По данным табл. 1 и рис. 1 можно предположить, что для участка трубопровода с наружным диаметром 60 мм и длиной 3,7 м при утолщении стенки трубопровода наблюдается снижение частот собственных колебаний для всех собственных форм колебаний. Тем не менее при переходе с толщины стенки трубопровода, равной 2,8 мм, на 3,0 мм имеется резкий скачок первой частоты собственных колебаний (с 41,1 на 56,7 Гц) и последующих аналогично в сторону увеличения.

Чтобы уточнить повторяемость имеющегося скачка, следует проанализировать аналогичную ситуацию для прямолинейных элементов трубопровода остальных двух диаметров.

По данным табл. 2 и рис. 2 следует, что для участка трубопровода диаметром 70 мм и длиной 3,2 м при повышении толщины стенки трубопровода также наблюдается снижение частот собственных колебаний по всем формам собственных колебаний. Кроме того, также имеется скачок при переходе толщины стенки трубопровода с 1,5 мм на 1,6 мм, при этом он имеет менее выраженный характер (с 69,1 на 75,7 Гц для первой формы).

По данным табл. 3 и рис. 3 можно утверждать, что для участка трубопровода диаметром 102 мм и длиной 4,0 м при увеличении толщины стенки трубопровода имеется та же самая тенденция

к снижению собственных частот по всем формам собственных колебаний. В этом случае также присутствует резкий скачок возрастания частот собственных колебаний при переходе толщин стенки трубопровода с 4,5 мм на 5,0 мм. Величина скачка незначительна (с 54,3 на 55,5 Гц для первой формы).

Гистограмма распределения собственных частот колебаний (Гц) для первой гармоники по толщинам стенки (мм) прямолинейных участков трубопровода с наружными диаметрами 60, 70, 102 мм проиллюстрирована на рис. 4. Она может охарактеризовать только поведение первых частот собственных колебаний при разных толщинах стенки элемента трубопровода для трех исследуемых диаметров.

Тем не менее сравнение величин самих частот собственных колебаний недопустимо, поскольку вычисления произведены для максимальных допустимых длин пролета между креплениями опор трубопровода, имеющих различные значения для каждого из диаметров.

Выводы

Проанализировав вышеописанные данные исследования, можно сделать следующие выводы:

1. Для всех исследуемых диаметров характерно снижение величин частот собственных колебаний по всем формам собственных колебаний при увеличении толщины стенки трубопровода. Таким образом, подтверждается предположение о том, что увеличение жесткости трубопровода снижает вероятность возникновения колебаний в трубопроводе.

2. В каждом из всех трех случаев присутствует скачок возрастания частот собственных колебаний. При увеличении диаметра участка трубопровода величина скачка значительно снижается: величина скачка для первой частоты собственных колебаний при диаметре 60 мм составляет 15,6 Гц, при диаметре 70 мм — 6,6 Гц, при диаметре 102 мм — 1,2 Гц.

3. Проведенное исследование подтверждает известное положение о том, что на прямолинейных участках трубопровода пульсации давления рабочей среды распределены по периметру трубы равномерно и там не возникают существенные силы, которые способны вызвать колебания трубопровода [16]. Соответственно, колебания на этих

участках могут возникнуть только вследствие резонанса, в случае, когда совсем небольшие усилия, которые могут быть вызваны шероховатостью или овальностью поперечного сечения трубопровода, могут создать значительные колебания трубопроводной системы. Это связано с тем, что вибрации от пульсации давлений в рабочей жидкости имеют высокие значения в тех местах трубопровода, где наблюдаются резкие изменения направления движения среды и, соответственно, вызываются значительные реактивные силы. Исходя из того, что для анализа динамических параметров трубопровода как системы Г.М. Макарьянц предложил условно разделить его на две подсистемы: гидравлическую и механическую, можно сделать вывод о том, что на прямолинейных участках трубопроводная система с диаметрами до 102 мм ведет себя только как механическая система.

Благодарности

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 19-38-90284.

Список литературы

1. Ливчак В. И. Тепловодоснабжение и отопление высотных жилых зданий // АВОК: Вентиляция, отопление, кондиционирование воздуха, теплоснабжение и строительная теплофизика. 2007. № 6. С. 66–73.
2. Makaryants G. M., Rodionov L. V., Radin D. V. [et al.]. Experimental investigation on adaptive Helmholtz resonator for hydraulic system // *Internoise*. 2019. 7 p.
3. Radin D. V., Makaryants G. M., Rodionov L. V. Adaptive Helmholtz resonator for hydraulic system // 25th International Congress on Sound and Vibration 2018. 2018. Vol. 3. P. 1877–1884.
4. Makaryants G. M., Rodionov L. V., Radin D. V. Creating an automatic system for calculating a tunable Helmholtz resonator // 2018 Global Fluid Power Society PhD Symposium. 2018. P. 1–5. DOI: 10.1109/GFPS.2018.8472398.
5. Makaryants G. M., Prokofiev A. B. Pressure pulsation damper for hydraulic drive piping // 22nd International Congress on Sound and Vibration. 2015. P. 1–8.
6. Makaryants G. M., Prokofiev A. B., Shakhmatov E. V. Vibroacoustics Analysis of Punching Machine Hydraulic Piping // *Procedia Engineering*. 2015. Vol. 106. P. 17–26. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.06.004.
7. Makaryants G. M., Shakhmatov E. V., Prokofiev A. B. [et al.]. The instability of the pipeline due to transporting fluid's pressure ripples // 28th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences. 2012. Vol. 3. P. 2101–2108.
8. Макарьянц Г. М., Прокофьев А. Б., Шахматов Е. В. [и др.]. Исследование виброакустических характеристик трубопровода при его силовом нагружении с использованием программного комплекса ANSYS // Сб. тр. IV Конф. пользователей программного обеспечения CAD-FEM GmbH. Москва: Полигон-пресс, 2004. С. 280–287.
9. Прокофьев А. Б., Шахматов Е. В. Виброакустическая модель прямолинейного участка трубопроводной системы с гасителем колебаний в условиях силового возбуждения пульсациями рабочей жидкости // *Ракетно-космическая техника. Расчет, проектирование, конструирование и испытания космических систем: науч.-техн. сб.* Самара, 2000. Т. XII, вып. 1. С. 120–131.
10. Ариничев С. В. Теория колебаний неконсервативных систем. Москва: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. 464 с.
11. Леньшин В. В. Исследование виброакустических характеристик элементов гидромеханических систем двигателей

летательных аппаратов: дис. ...канд. техн. наук. Самара: Изд-во СГАУ, 1997. 193 с.

12. Макарьянц Г. М. Динамика трубопроводных систем. Разработка численных методик расчёта и исследование виброакустических характеристик: моногр. Саарбрюккене: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH&CO.KG, 2015. 256 с.

13. Макарьянц Г. М., Прокофьев А. Б., Шахматов Е. В. Использование численных методов при моделировании собственных колебаний трубопроводных систем // Сб. тр. III Конф. пользователей программного обеспечения CAD-FEM GmbH. Москва: Полигон-пресс, 2003. С. 401–408.

14. Макарьянц Г. М. Разработка методик расчета и исследование виброакустических характеристик трубопроводных систем: дис. ... канд. техн. наук. Самара: Изд-во СГАУ, 2004. 191 с.

15. Макарьянц Г. М., Прокофьев А. Б., Шахматов Е. В. Моделирование виброакустических характеристик трубопровода с использованием метода конечных элементов // *Известия Самарского научного центра Российской академии наук*. 2002. Т. 4, № 2 (8). С. 327–323.

16. Гладких П. А., Хачатурян С. А. Вибрации в трубопроводах и методы их устранения. Москва: Машгиз, 1959. 243 с.

17. Гладких П. А. Борьба с шумом и вибрацией в судостроении. Ленинград: Судостроение, 1971. 176 с.

18. Вахидов У. Ш., Согин А. В., Шапкин В. А. [и др.]. Численные исследования колебаний узлов автомобилей // *Труды НГТУ им. П. Е. Алексеева*. 2014. № 3 (105). С. 145–153.

19. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Москва: Машиностроение, 1975. 559 с.

20. ГОСТ 10704-91. Трубы стальные электросварные прямошовные. Сортамент. Введ. 01–01–1993. Москва: Стандартинформ, 2007. 10 с.

21. Секачева А. А., Пастухова Л. Г., Носков А. С. Анализ динамических параметров трубопроводов инженерных систем зданий // *Акустика среды обитания: сб. тр. IV Всерос. конф. молодых ученых и специалистов*. Москва: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2019. № 1. С. 193–200.

22. Секачева А. А., Пастухова Л. Г., Носков А. С. Моделирование динамических характеристик вертикального элемента трубопровода // *Защита от повышенного шума и вибрации: сб. докл. VII Всерос. науч.-практ. конф с междунар. участием*. Санкт-Петербург: БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова, 2019. № 1. С. 333–340.

23. Секачева А. А., Пастухова Л. Г. Модальный анализ трубопроводов инженерных систем зданий // *Проблемы безопасности строительных критических инфраструктур (SAFETY2017): сб. материалов междунар. конф.* Екатеринбург: Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина, 2017. С. 411–21.

24. Sekacheva A. A., Pastukhova L. G., Alekhin V. N., Noskov A. S. Natural frequencies of a vertical pipeline system // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 481. P. 1–10. DOI: 10.1088/1757-899X/481/1/012019.

25. Sekacheva A. A., Pastukhova L. G., Noskov A. S. Numeric analysis of vertical pipeline element natural frequencies // *Akustika*. 2019. Vol. 32. P. 272–278.

СЕКАЧЕВА Антонина Андреевна, ассистент кафедры гидравлики Института строительства и архитектуры Уральского федерального университета имени первого Президента России Б. Н. Ельцина (УрФУ), г. Екатеринбург.
SPIN-код: 8342-2707
AuthorID (РИНЦ): 1013387

ПАСТУХОВА Лилия Германовна, кандидат технических наук, заведующая кафедрой гидравлики, заместитель директора по науке и инновациям Института строительства и архитектуры УрФУ, г. Екатеринбург.

SPIN-код: 2023-9915
AuthorID (РИНЦ): 405120
AuthorID (SCOPUS): 57200693899
ORCID: 0000-0003-0955-8943

НОСКОВ Александр Семенович, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры гидравлики Института строительства и архитектуры УрФУ, г. Екатеринбург.

AuthorID (РИНЦ): 105711

AuthorID (SCOPUS): 57206440691

Адрес для переписки: tonechka_marakulina@mail.ru

Для цитирования

Секачева А. А., Пастухова Л. Г., Носков А. С. Численное исследование влияния толщины стенки трубопровода на собственные динамические параметры гидромеханической системы // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2022. Т. 6, № 1. С. 55–63. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-1-55-63.

Статья поступила в редакцию 30.01.2022 г.

© А. А. Секачева, Л. Г. Пастухова, А. С. Носков

NUMERICAL STUDY OF PIPELINE WALL THICKNESS INFLUENCE ON NATURAL DYNAMIC PARAMETERS OF HYDROMECHANICAL SYSTEM

A. A. Sekacheva, L. G. Pastukhova, A. S. Noskov

Ural Federal University named after the first President of Russia B. N. Yeltsin,
Russia, Yekaterinburg, st. Mira, 19, 620002

This article is devoted to solving the problem of noise and vibration in complex pipelines of hydromechanical systems. In the study, the first ten frequencies of natural oscillations are calculated for sections of the pipeline system filled with water with outer diameters of 60, 70, 102 mm and various thicknesses of the pipeline wall. It is determined that for all the investigated diameters, a decrease in the natural vibration frequencies for all modes of natural vibrations with an increase in the thickness of the pipeline wall is characteristic. Thus, the assumption is confirmed that an increase in the rigidity of the pipeline reduces the likelihood of oscillations in the pipeline. It is concluded that in straight sections the pipeline system with diameters up to 102 mm behaves only as a mechanical system.

Keywords: pipelines, hydromechanical systems, natural oscillation frequencies, vibration, noise, dynamic characteristics of pipelines, pressure fluctuations of the working medium.

Acknowledgments

The reported study is funded by RFBR, project number 19-38-90284.

References

1. Livchak V. I. Teplovodosnabzheniye i otopleniye vysotnykh zhilykh zdaniy [Heat and water supply and heating of high-rise residential buildings] // AVOK: Ventilyatsiya, otopleniye, konditsionirovaniye vozdukh, teplosnabzheniye i stroitel'naya teplofizika. AVOK: Ventilation, Heating, Air Conditioning, Heat Supply and Building Thermal Physics. 2007. No. 6. P. 66–73. (In Russ.).
2. Makaryants G. M., Rodionov L. V., Radin D. V. [et al.]. Experimental investigation on adaptive Helmholtz resonator for hydraulic system // *Internoise*. 2019. 7 p. (In Engl.).
3. Radin D. V., Makaryants G. M., Rodionov L. V. Adaptive Helmholtz resonator for hydraulic system // 25th International Congress on Sound and Vibration. 2018. Vol. 3. P. 1877–1884. (In Engl.).
4. Makaryants G. M., Rodionov L. V., Radin D. V. Creating an automatic system for calculating a tunable Helmholtz resonator // 2018 Global Fluid Power Society PhD Symposium. 2018. P. 1–5. DOI: 10.1109/GFPS.2018.8472398. (In Engl.).
5. Makaryants G. M., Prokofiev A. B. Pressure pulsation damper for hydraulic drive piping // 22nd International Congress on Sound and Vibration. 2015. P. 1–8. (In Engl.).
6. Makaryants G. M., Prokofiev A. B., Shakhmatov E. V. Vibroacoustics Analysis of Punching Machine Hydraulic Piping // *Procedia Engineering*. 2015. Vol. 106. P. 17–26. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.06.004. (In Engl.).
7. Makaryants G. M., Shakhmatov E. V., Prokofiev A. B. [et al.]. The instability of the pipeline due to transporting fluid's pressure ripples // 28th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences. 2012. Vol. 3. P. 2101–2108. (In Engl.).
8. Makaryants G. M., Prokofiev A. B., Shakhmatov E. V. [et al.]. Issledovaniye vibroakusticheskikh kharakteristik truboprovoda pri yego silovom nagruzhenii s ispol'zovaniyem programmno kompleksa ANSYS [Investigation of the

vibroacoustic characteristics of a pipeline under its force loading using the ANSYS software package] // *Sbornik trudov chetvertoy konferentsii pol'zovateley programmno obespecheniya CAD-FEM GmbH. Proceedings of the Fourth Conference of CAD-FEM GmbH Software Users*. Moscow, 2004. P. 280–287. (In Russ.).

9. Prokofiev A. B., Shakhmatov E. V. Vibroakusticheskaya model' pryamolineynogo uchastka truboprovodnoy sistemy s gasitelem kolebaniy v usloviyakh silovogo vozbuzhdeniya pul'satsiyami rabochey zhidkosti [Vibroacoustic model of a straight section of a pipeline system with a vibration damper under conditions of power excitation by pulsations of the working fluid] // *Raketno-kosmicheskaya tekhnika. Raschet, proyektirovaniye, konstruirovaniye i ispytaniya kosmicheskikh system. Rocket and Space Technology. Calculation, Design, Construction and Testing of Space Systems*. Samara, 2000. Vol. XII, Issue. 1. P. 120–131. (In Russ.).

10. Arinichev S. V. Teoriya kolebaniy nekonservativnykh sistem [Theory of oscillations of non-conservative systems]. Moscow, 2002. 464 p. (In Russ.).

11. Lenshin V. V. Issledovaniye vibroakusticheskikh kharakteristik elementov gidromekhanicheskikh sistem dvigateley letatel'nykh apparatov [Investigation of vibroacoustic characteristics of elements of hydromechanical systems of aircraft engines]. Samara, 1997. 193 p. (In Russ.).

12. Makaryants G. M. Dinamika truboprovodnykh sistem. Razrabotka chislennykh metodik raschota i issledovaniye vibroakusticheskikh kharakteristik [Dynamics of pipeline systems. Development of numerical calculation methods and study of vibroacoustic characteristics]. Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH&CO.KG, 2015. 256 p. (In Russ.).

13. Makaryants G. M., Prokofiev A. B., Shakhmatov E. V. Ispol'zovaniye chislennykh metodov pri modelirovanii sobstvennykh kolebaniy truboprovodnykh sistem [The use of numerical methods in modeling natural oscillations of pipeline systems] // *Sbornik trudov tret'yey konferentsii pol'zovateley programmno obespecheniya CAD-FEM GmbH. Proceedings of the Third Conference of Users of Software CAD-FEM GmbH*. Moscow, 2003. P. 401–408. (In Russ.).

14. Makaryants G. M. Razrabotka metodik rascheta i issledovaniye vibroakusticheskikh kharakteristik truboprovodnykh

system [Development of calculation methods and study of vibroacoustic characteristics of pipeline systems]. Samara, 2004. 191 p. (In Russ.).

15. Makaryants G. M., Prokofiev A. B., Shakhmatov E. V. Modelirovaniye vibroakusticheskikh kharakteristik truboprovoda s ispol'zovaniyem metoda konechnykh elementov [Modeling of vibroacoustic characteristics of a pipeline using the finite element method] // *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiyskoy akademii nauk. Izvestia of Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences*. 2002. Vol. 4, no. 2 (8). P. 327–323. (In Russ.).

16. Gladkikh P. A., Khachatryan S. A. Vibratsii v truboprovodakh i metody ikh ustraneniya [Vibrations in pipelines and methods for their elimination]. Moscow, 1959. 243 p. (In Russ.).

17. Gladkikh P. A. Bor'ba s shumom i vibratsiyey v sudostroyenii [Noise and vibration control in shipbuilding]. Leningrad, 1971. 176 p. (In Russ.).

18. Vakhidov U. Sh., Sogin A. V., Shapkin V. A. [et al.]. Chislennyye issledovaniya kolebaniy uzlov avtomobiley [Numerical study vibrations car units] // *Trudy NGTU im. R. Ye. Alekseyeva. Proceedings of NNSTU named after R. E. Alekseev*. 2014. No. 3 (105). P. 145–153. (In Russ.).

19. Idelchik I. E. Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam [Handbook of hydraulic resistance]. Moscow, 1975. 559 p. (In Russ.).

20. GOST 10704-91. Truby stal'nyye elektrosvarnyye pryamoshovnyye. Sortament [Electrically welded steel line-welded tubes. Range]. Moscow, 2007. 10 p. (In Russ.).

21. Sekacheva A. A., Pastukhova L. G., Noskov A. S. Analiz dinamicheskikh parametrov truboprovodov inzhenernykh sistem zdaniy [Analysis of the dynamic parameters of pipelines of engineering systems of buildings] // *Akustika srede obitaniya. Habitat Acoustics*. Moscow, 2019. No. 1. P. 193–200. (In Russ.).

22. Sekacheva A. A., Pastukhova L. G., Noskov A. S. Modelirovaniye dinamicheskikh kharakteristik vertikal'nogo elementa truboprovoda [Modeling of the dynamic characteristics of the vertical element of the pipeline] // *Zashchita ot povyshennogo shuma i vibratsii. Protection against Increased Noise and Vibration*. St. Petersburg, 2019. No. 1. P. 333–340. (In Russ.).

23. Sekacheva A. A., Pastukhova L. G. Modal'nyy analiz truboprovodov inzhenernykh sistem zdaniy [Modal analysis of pipelines of engineering systems of buildings] // *Problemy bezopasnosti stroitel'nykh kritichnykh infrastruktur (SAFETY2017). Problems of Safety of Building Critical Infrastructures (SAFETY2017)*. Yekaterinburg, 2017. P. 411–421. (In Russ.).

24. Sekacheva A. A., Pastukhova L. G., Alekhin V. N., Noskov A. S. Natural frequencies of a vertical pipeline system // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 481. P. 1–10. DOI: 10.1088/1757-899X/481/1/012019. (In Engl.).

25. Sekacheva A. A., Pastukhova L. G., Noskov A. S. Numeric analysis of vertical pipeline element natural frequencies // *Akustika*. 2019. Vol. 32. P. 272–278. (In Engl.).

SEKACHEVA Antonina Andreevna, Assistant of Hydraulics Department of Construction and Architecture Institute, Ural Federal University named after the first President of Russia B. N. Yeltsin (UrFU), Yekaterinburg.

SPIN (code): 8342-2707

AuthorID (RSCI): 1013387

AuthorID (SCOPUS): 57208101686

Correspondence address: tonechka_marakulina@mail.ru

PASTUKHOVA Liliya Germanovna, Candidate of Technical Sciences, Head of Hydraulics Department of Construction and Architecture Institute, Deputy Director for Science and Innovation, UrFU, Yekaterinburg.

SPIN (code): 2023-9915

AuthorID (RSCI): 405120

AuthorID (SCOPUS): 57200693899

ORCID: 0000-0003-0955-8943

NOSKOV Alexander Semenovich, Doctor of Technical Sciences, Professor of Hydraulics Department of Construction and Architecture Institute, UrFU, Yekaterinburg.

AuthorID (RSCI): 105711

AuthorID (SCOPUS): 57206440691

For citations

Sekacheva A. A., Pastukhova L. G., Noskov A. S. Numerical study of pipeline wall thickness influence on natural dynamic parameters of hydromechanical system // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2022. Vol. 6, no. 1. P. 55–63. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-1-55-63.

Received January 30, 2022.

© A. A. Sekacheva, L. G. Pastukhova, A. S. Noskov