

УДК 622.691.5:66.078-98:534.631
DOI: 10.18799/24131830/2025/1/4831
Шифр специальности ВАК: 2.5.2

Акустический расчет технологических трубопроводов компрессорной станции для оценки низкочастотных пульсаций давления в тупиковых ответвлениях

А.С. Шредер, О.А. Курасов[✉], П.В. Бурков, А.Н. Гаврилин

Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Россия, г. Томск

[✉]kurasov@tpu.ru

Аннотация. Актуальность. Газовую отрасль невозможно представить без магистральных газопроводов, которые необходимы для обеспечения поставщиков заявленными количествами газа. Для выполнения контрактных обязательств используются компрессорные станции с высокорасходными компрессорными агрегатами. В целях надежной эксплуатации и избегания преждевременного выхода из строя технологического оборудования производят периодические диагностические работы. Такие меры позволяют увеличить ресурс объектов, но из-за высоких статических напряжений и возникновения характерных для технологических трубопроводов интенсивных динамических нагрузок не являются достаточным условием для выявления потенциально опасных участков. В связи с этим в последнее время все чаще при решении таких сложных проблем прибегают к использованию инженерных средств для расчета динамических процессов и для их изучения в реальных системах и режимах работы. **Цель.** Оценка интенсивности низкочастотных пульсаций давления с помощью математического моделирования в программном комплексе технологического трубопровода с двумя тупиковыми ответвлениями на линии всасывания газоперекачивающего агрегата. **Методы.** Продукты инженерного анализа для расчетов усилений акустических колебаний в тупиковых ответвлениях технологической обвязки компрессорной станции. **Результаты и выводы.** В ходе исследования технологической обвязки на оценку акустических колебаний были рассчитаны собственные частоты колебания тупиковых ответвлений и критические скорости, на которых происходят эти колебания, а также приведены результаты акустического расчета, проведенного в программном обеспечении ANSYS Workbench, по результатам которого были определены причины усиления пульсации в тупиковых ответвлениях, превышающей допустимую.

Ключевые слова: трубопровод, технологический трубопровод, газоперекачивающий агрегат, пульсации давления, акустический анализ, коэффициент усиления, частота, программное обеспечение

Для цитирования: Акустический расчет технологических трубопроводов компрессорной станции для оценки низкочастотных пульсаций давления в тупиковых ответвлениях / А.С. Шредер, О.А. Курасов, П.В. Бурков, А.Н. Гаврилин // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2025. – Т. 336. – № 1. – С. 206–214. DOI: 10.18799/24131830/2025/1/4831

UDC 622.691.5:66.078-98:534.631
DOI: 10.18799/24131830/2025/1/4831

Acoustic calculation of process pipelines of a compressor station for assessing low-frequency pressure pulsations in dead-end branches

A.S. Schreder, O.A. Kurasov[✉], P.V. Burkov, A.N. Gavrilin

National Research Tomsk Polytechnic University, Tomsk, Russian Federation

[✉]kurasov@tpu.ru

Abstract. Relevance. The gas industry cannot be imagined without main gas pipelines, which are necessary to provide suppliers with the declared quantities of gas. To fulfill contractual obligations, compressor stations with high-flow compressor units are used. In order to ensure reliable operation and avoid premature failure of process equipment, periodic diagnostic

work is carried out. Such measures allow increasing the service life of objects, but due to high static stresses and the occurrence of intense dynamic loads characteristic of process pipelines, this is not a sufficient condition for identifying potentially dangerous areas. In this regard, recently, engineering tools for calculating dynamic processes have been increasingly used to help solve such complex problems in order to study these processes in real systems and operating modes. **Methods.** Engineering analysis products to calculate the amplification of acoustic vibrations in dead-end branches of the technological piping of a compressor station. **Results and conclusions.** The authors have calculated the technological piping to assess the acoustic vibrations, the natural frequencies of vibrations of dead-end clarifications and the critical speeds, at which these vibrations occur. The paper introduces the results of the acoustic calculation carried out in the ANSYS Workbench software. According to these results the authors determined the pulsation amplifications in the dead-end branches, which are relatively large and can be the cause of high low-frequency vibrations.

Keywords: pipeline, process pipeline, gas pumping unit, pressure pulsations, acoustic analysis, gain, frequency, software

For citation: Schreder A.S., Kurasov O.A., Burkov P.V., Gavrilin A.N. Acoustic calculation of process pipelines of a compressor station for assessing low-frequency pressure pulsations in dead-end branches. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2025, vol. 336, no. 1, pp. 206–214. DOI: 10.18799/24131830/2025/1/4831

Введение

Аварии на компрессорных станциях не только приводят к финансовым убыткам из-за остановок производства, утечек газа и больших затрат на ремонт, но и представляют серьезную угрозу для окружающей среды, особенно в густонаселенных регионах. В этих условиях крайне важно обеспечить надежную работу оборудования компрессорной станции (КС).

Эффективная и надежная эксплуатация КС является важной и актуальной задачей. Они состоят из дорогостоящего технологического оборудования, к которому предъявляются особые требования для обеспечения безопасной и надежной работы. Особое место занимают технологические трубопроводы в силу особенностей их эксплуатации и нагружения [1]. Помимо статических нагрузок, основные из которых обусловлены рабочим давлением и перепадом трубопровода и опор [2], существуют динамические нагрузки, возникающие из-за наличия интенсивных пульсаций перекачиваемого продукта. Основной причиной повреждения технологических трубопроводов КС является низкочастотная вибрация, на долю которой может приходиться до 80 % всех отказов [3]. Пульсации – это изменения давления и потока в газах и жидкостях, которые распространяются в трубопроводных системах. Каждая пульсация состоит из волны пульсации давления и волны пульсации потока. Пульсация возникает в системах, работающих как с газами, так и с жидкостями [4]. В системах, использующих центробежные нагнетатели, газ движется по трубопроводу в виде серии импульсов потока (динамических или изменяющихся во времени), которые накладываются на постоянный (средний) поток. Например, величина и форма импульсов потока определяется конструкцией и размерами трубопроводной системы, характеристикой нагнетательного оборудования (частотой вращения, диаметром цилиндра, ходом, нагрузкой, степенью сжатия и т. д.)

[5]. Эти импульсы потока действуют как возбуждения, которые создают модуляции давления и потока (акустические волны), которые проходят через технологический газ при его движении по трубопроводной системе, возбуждая вибрацию. Вибрация, превышающая допустимые значения, приводит к ускоренной деградации опор и усталостным разрушениям, вызванными пульсацией. Пульсации являются наиболее распространенными проблемами, возникающими при эксплуатации. Пульсацию необходимо контролировать для того, чтобы избежать опасного уровня вибрации, приводящей к усталости трубопроводной системы, тем самым обеспечивая целостность трубопроводной системы, что позволяет продлить производительность оборудования (такого как компрессор), достичь высокой точности расходомера и контролировать уровень шума. Пульсация, которая приводит к высоким динамическим явлениям, может вызвать чрезмерную вибрацию в системе трубопроводов. Чрезмерная вибрация может возникать в тех случаях, когда динамические силы низкие, если частота возбуждения близка к собственной механической частоте или совпадает с ней. В этом случае вибрация будет усилена, обычно в 5–10 раз по сравнению с состоянием выключенного резонанса. Амплитуда резонанса ограничена демпфированием системы. Пульсация вызывает вибрации трубы и последующие отказы из-за усталости материала, снижает эффективность компрессора, производит шум, вызывает ошибки или неточности в измерении расхода, сокращает срок службы оборудования [6].

В практике известно, что наиболее опасными местами, где присутствуют повышенные вибрации, являются локации с тупиковыми ответвлениями (ТО), которые присутствуют во всех газотранспортных системах. В данных местах возникает так называемая тупиковая вибрация. Тупиковые вибрации – это самовозбуждающиеся акустические резонансные колебания в газодинамической системе трубопрово-

да, усиливающие пульсации потока на собственных частотах тупика [7]. Они образуются из-за генерации на дискретных частотах вихрей, возникающих при прохождении мимо тупикового ответвления на определенных скоростях потока, которые могут порождать сильные пульсации при совпадении с собственной частотой «тупика», тем самым образуя стоячие волны [8, 9]. Существенным механизмом акустического резонанса в замкнутой боковой ветви является эффект связи поля потока и звукового поля. Слой сдвига отделяется от стенки трубы, находящейся выше по течению, возбуждая звуковой вихрь, который движется вниз по потоку и соединяется с газом в боковой ветви. Это вызывает акустическую вихревую конвекцию вдоль ветви. Звуковой вихрь постепенно возбуждается по мере его отделения. Конвекция вихря (вихрей) генерирует и поглощает звуковую энергию для поддержания непрерывной пульсации давления [10].

В трубопроводах конечной длины образуются так называемые стоячие волны, или собственные колебания системы. Для трубопроводов с открытыми и/или замкнутыми граничными условиями конкретная длина труб определяет акустические собственные частоты. Если длина линии совпадает с целыми числами, кратными половине или четверти длины волны, то в зависимости от комбинации условий открытого или закрытого конца может возникать акустический резонанс. Конечные условия определяются как открытые или закрытые. Для полуволновых резонансов конечные условия должны быть одинаковыми, т. е. «открытость–открытость» или «закрытость–закрытость». Для четвертьволновых резонансов конечные условия должны быть противоположными, т. е. один открытый конец и один закрытый конец. Примеры таких конфигураций показаны на рис. 1, 2.

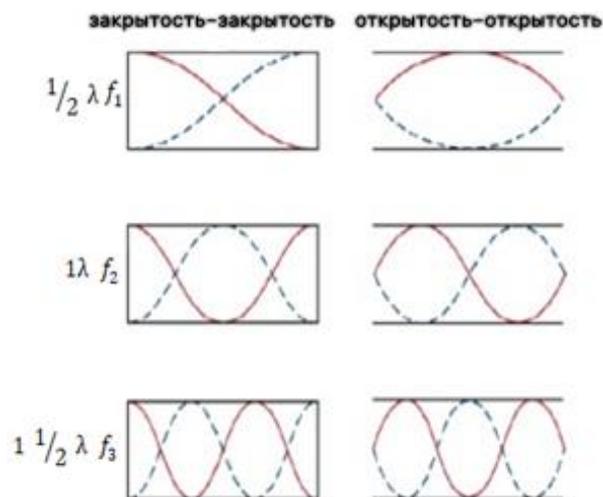


Рис. 1. Формы мод полуволновых откликов
 Fig. 1. Mode shapes of half wave responses

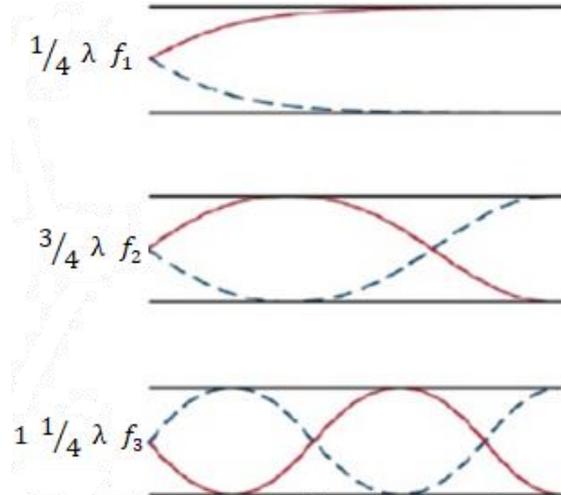


Рис. 2. Формы мод четвертьволновых откликов
 Fig. 2. Mode shapes of quarter wave responses

Конфигурации «открытый конец – закрытый конец» наиболее часто встречаются на КС, например, в замкнутых байпасных линиях, закрытых всасывающих и нагнетательных линиях неработающих агрегатов, люках [11]. Крайне опасная ситуация может сложиться, когда частота возмущения может совпадать с собственной частотой конструкции и вызывать тем самым вибрации, превышающие допустимые, приводят к авариям [12–14]. Другим негативным аспектом является то, что все методы борьбы с повышенной вибрацией в ТО связаны либо с реконструкцией обвязки компрессорного цеха, либо с ограничением режима работы [8, 15].

Известно, что условием возникновения стоячей волны в трубе с одним открытым концом является нечетное число четвертей волны на её длине:

$$L = (2n + 1) \cdot \frac{\lambda}{4} \quad (1)$$

Из выражения (1) можно сказать, что в длинной трубе могут существовать не любые волны, а только те, для которых на её длине укладывается либо четное, либо нечетное число $\lambda/4$. Причем если на длине трубы укладывается нечетное число $\lambda/4$, то на открытом конце трубы будет происходить усиление звуковых колебаний в виде пучностей стоячей волны. Если на длине трубы укладывается четное число $\lambda/4$, то усиление волн на концах трубы не происходит и волны существуют лишь внутри трубы. Исходя из этого можно сделать предположение, что у конкретного участка трубопровода возможно образование стоячей волны определенной частоты, зависящей от геометрического размера (2), которую принято называть собственной частотой возбуждения тупикового ответвления.

$$F_T = (2n - 1) \frac{c}{4L} \quad (2)$$

Также известно, что критерием подобия, связывающий нестационарное движение жидкости или газа в зависимости от геометрических линейных размеров и характерной частоты образования, является число Струхала (3). Из практики известно, что наименьшие пульсации возникают в одиночном тупике из-за высокой диссипативности данной системы, а большие значения индуцируются в нескольких ТО, присоединённых к коллектору, при этом соотношение акустических длин этих тупиков должно быть близко к четному. Частота возникновения акустических колебаний зависит от геометрических размеров тупика и скорости потока среды [16–18]:

$$F_K = S \frac{V}{d}, \quad (3)$$

где F_K – частота срыва вихрей, Гц; V – скорость потока газа, м/с; d – характерный размер препятствия, м; S – число Струхала, зависящее от формы препятствия и характера обтекания. Число Струхала в зависимости от диаметра трубопровода можно определить по упрощенной формуле (4) [19]:

$$S = 0,413(d)^{0,316} \pm 13\%. \quad (4)$$

В результате можно сформировать условие (5) для возникновения максимальных возмущений:

$$F_T = F_K. \quad (5)$$

В таких ситуациях происходит образование нестационарных движений с характерной частотой, совпадающей с собственной частотой тупикового ответвления, усиливающей амплитуду пульсации давления.

При достижении $V_{кр}$ тупикового ответвления амплитуда пульсации давления стремится к максимуму. Но также она может быть значительной при скоростях, отличающихся от $V_{кр}$. По приведённым формулам можно сделать вывод, что надёжным условием эксплуатации является создание такой конфигурации трубопровода, при которой скорость газа не будет достигать критической скорости:

$$V_{кр} \neq V. \quad (6)$$

Для выполнения условия (6) необходима разработка конфигурации трубопровода таким образом, чтобы не допускать приближения к критическим значениям скорости. Этого можно достичь путем увеличения диаметра или уменьшения длины ответвления, что позволит увеличить критическую скорость и избежать возникновения наибольших динамических воздействий в трубопроводной обвязке.

Наиболее полное понимание режимов работы трубопроводных систем может быть достигнуто через разработку моделей, которые позволяют глубже анализировать их динамические характери-

стики. В настоящее время ANSYS позволяет решать широкий спектр инженерных задач, в том числе осуществлять виброакустическое моделирование трубопроводов. Программное обеспечение включает в себя учет акустических законов среды, что дает возможность решать задачи в различных постановках. Для двухмерного моделирования используются четырехузловые элементы FLUID 29 и двухузловые элементы, применяемые в качестве оболочки для модели FLUID 129. Эти элементы предназначены для описания жидкостей и анализа звуковых волн и динамических процессов. Математическое описание элементов данного типа базируется на широко известном волновом уравнении (7) [19]:

$$\frac{1}{c^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} - \nabla^2 P = 0, \quad (7)$$

где P – давление в жидкости, t – время; $\nabla = \frac{\partial}{\partial x} \frac{\partial}{\partial y} \frac{\partial}{\partial z}$.

В соответствии с методом конечных элементов уравнение для решения акустических проблем может быть записано в матричной форме (8):

$$[M_e^P] \{\ddot{P}_e\} + [K_e^P] \{P_e\} + \rho_o [R_e]^T (\ddot{U}_e) = 0, \quad (8)$$

где $[M_e^P] = \frac{1}{c^2} \int \{N\} \{N\}^T d(vol)$ – матрица масс жидкости; $[K_e^P] = \int [B]^T [B] d(vol)$ – матрица жесткости жидкости; $\rho_o [R_e] = \rho_o \int_s \{N\} \{n\}^T \{\dot{N}\} dS$ – матрица масс виброакустического взаимодействия; $\{P_e\}$ – вектор узловых давлений; $\{U_e\}$ – вектор узловых перемещений; $\{N\}$ – функция формы элемента давления; $\{\dot{N}\}$ – функция формы элемента перемещения.

Постановка задачи, методы исследования

Применительно к технологическим подземным трубопроводам КС обобщенная последовательность диагностики газового потока выглядит следующим образом: определение факторов, влияющих на исследуемый объект; выбор первичных и вторичных контролируемых параметров системы; классификация текущего состояния газового потока (с выделением аварийных состояний); разработка методики анализа текущего состояния газового потока; разработка программного обеспечения; получение диагностической информации; обработка полученной информации; идентификация газового потока в трубопроводе. Кроме того, определение системы, с которой связаны полученные результаты, является важнейшим вопросом при исследовании таких динамических явлений, как волновые возмущения и процессы дестабилизации газового потока в трубопроводах. Аналогично сегодня сложно определить, какой участок или арматура технического трубопровода будет создавать неустойчивые или волновые течения газового потока,

а также насколько интенсивно эти течения будут возникать и развиваться. Для исследования и прогнозирования данных эффектов в последнее время все чаще стали прибегать к программному моделированию, которое упрощает изучение влияния нестационарных процессов и повышает надежность оборудования [20, 21].

На рис. 3 изображена технологическая обвязка компрессорного цеха. С входного коллектора газ распределяется по обвязкам DN=1000 через краны № 1 и 1-1. При работе газоперекачивающего агрегата участки трубопровода DN=700 с кранами 6 и 3бис являются тупиковыми ответвлениями. В зависимости от режимов работы компрессорного цеха могут возникать низкочастотные пульсации различной амплитуды. В работах [4, 17] были приведены попытки оценки низкочастотных пульсаций трубопровода с помощью диагностики и программного моделирования. Используя программное обеспечение, попробуем оценить низкочастотные пульсации, возникающие в тупиковых ответвлениях.

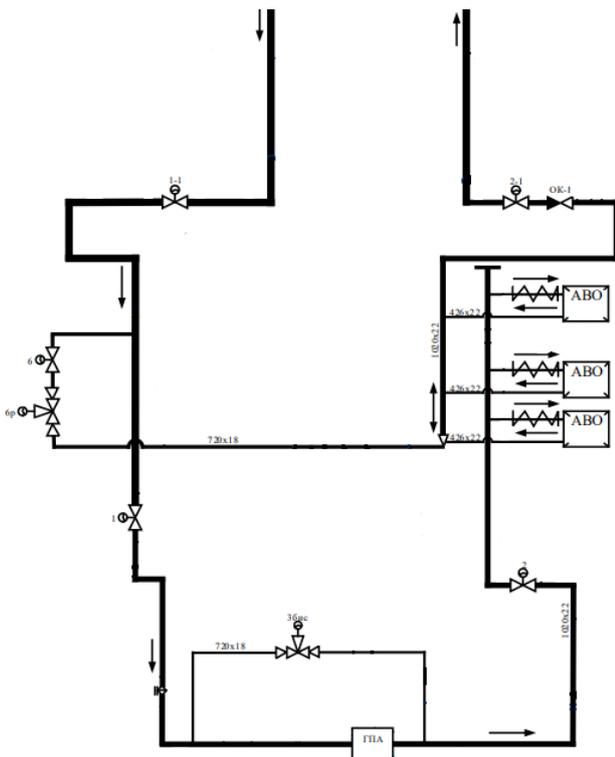


Рис. 3. Упрощенная схема тупиковых ответвлений
 Fig. 3. Simplified diagram of dead-end branches

По формулам (3)–(6) рассчитаем для каждого отдельного тупикового ответвления число Струхала, критическую скорость и собственную акустическую частоту участка. Скорость звука в природном газе возьмем минимальной с точки зрения оценки

наименьшей $V_{кр} c=390$ м/с [22]. Длины участков представлены в табл. 1.

Таблица 1. Характеристики тупиковых ответвлений
 Table 1. Characteristics of dead-end branches

Тупиковые ответвления Dead-end branches	DN, мм/mm	Длина ответвления, м Branch length, m
кран № 6/тап no. 6	700	6,3
кран № 3бис/тап no. 3бис	700	31
расстояние между ответвлениями distance between branches	1000	34

В табл. 2 представлены полученные результаты после подстановки характерных длин.

Таблица 2. Характеристики тупиковых
 Table 2. Characteristics of dead ends

Тупиковые ответвления Dead-end branches	Число Струхала Strouhal number	Собственная частота участка, Гц Natural frequency of the section, Hz	Критическая скорость, м/с Critical speed, m/s
DN=700 до крана № 6 DN=700 to the tap no. 6	0,37	15,5	30,1
DN=700 до крана № 3бис DN=700 to the tap no. 3бис	0,37	3,14	6,1

Усиления пульсации деления зависят от местоположения источника возбуждения и частоты скорости потока. Пульсации имеют максимальные значения при критических скоростях, но также они возникают при скоростях и частотах, отличающихся от критических, и могут достигать больших значений. Чтобы получить усиление пульсации ΔP нужно расположить единичный источник акустических колебаний в интересующих нас точках. Соответственно, усилением пульсации ΔP будет являться отношение полученного по результатам моделирования давления к давлению единичного источника.

В табл. 2 нас будет интересовать усиления пульсации ΔP на скоростях, близких DN=700, до крана № 3бис, так как максимальная скорость в трубопроводах, согласно [23], не должна превышать 20 м/с. На рис. 4 схематично изображены моделируемые трубопроводы. Для проведения анализа было произведено моделирование в программном обеспечении ANSYS в 2D-постановке. Для моделирования акустической среды используется конечные элементы типа FLUID 29 и FLUID129 для граничных областей. При моделировании исполь-

зовался источник возбуждения постоянной интенсивности для каждого тупика во всем диапазоне скоростей потока газа.

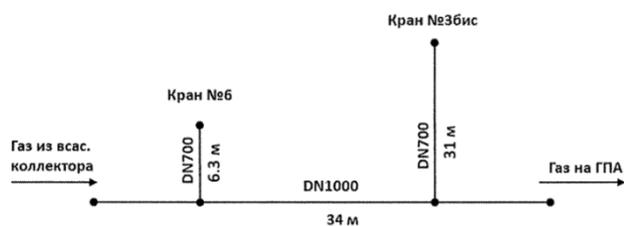


Рис. 4. Расчетная схема системы тупиковых ответвлений

Fig. 4. Dead-end branch calculation diagram

На рис. 5, 6 изображены коэффициенты усиления пульсаций тупиковых ответвлений. Точки усиления пульсаций определялись в устьях тупиковых ответвлений.

В результате акустического моделирования пульсаций в трубопроводах установлено, что при возбуждении тупикового ответвления крана № 6 наблюдается плавное усиление пульсаций в обоих ответвлениях до момента достижения критических значений скорости $\Delta P_{№6}=2,3$ и $\Delta P_{№3бис}=4$. При возбуждении тупикового ответвления крана № 3бис также происходит усиление пульсаций, но с одновременным снижением давления в ответвлении крана № 6. Несмотря на ослабление динамических воздействий в одном из ответвлений, ситуация с краном № 3бис считается более опасной из-за значительного усиления пульсаций $\Delta P_{№3бис}=4,3$.

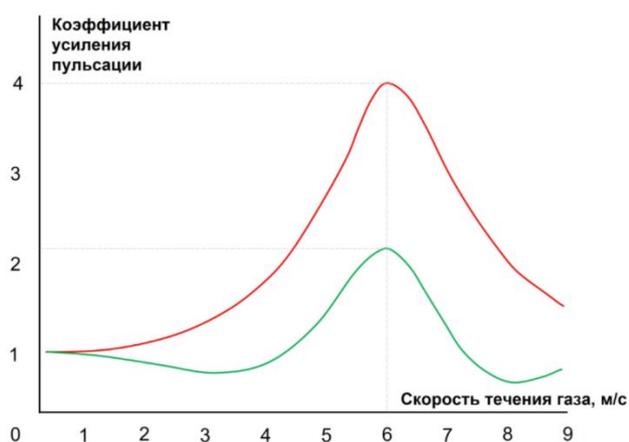


Рис. 5. Коэффициент усиления пульсаций в тупиковом ответвлении крана № 6 (зелёная линия) и № 3бис (красная линия) при возбуждении тупикового ответвления крана № 6

Fig. 5. Pulsation gain coefficient in the dead-end branch of tap no. 6 (green line) and no. 3бис (red line) when exciting the dead-end branch of tap no. 6

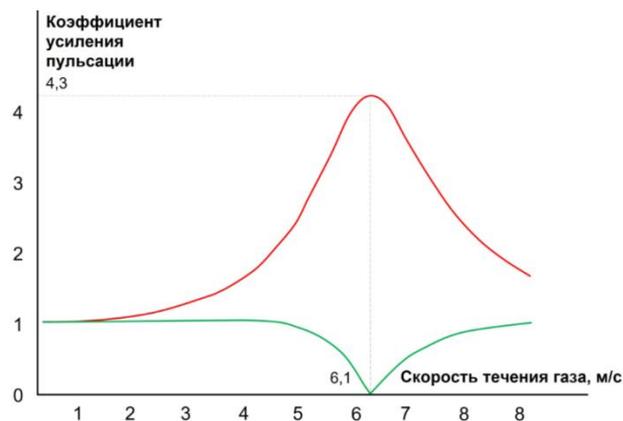


Рис. 6. Коэффициент усиления пульсаций в тупиковом ответвлении крана № 6 (зеленая линия) и № 3бис (красная линия) при возбуждении тупикового ответвления крана № 3бис

Fig. 6. Pulsation gain coefficient in the dead-end branch of tap no. 6 (green line) and no. 3бис (red line) when exciting the dead-end branch of tap no. 3бис

Результаты моделирования подчеркивают влияние топологии трубопровода и расположения источника колебаний на отражение и образование стоячих волн, что, в свою очередь, влияет на распределение давления и изменение импеданса в трубопроводе.

Полученные усиления пульсации являются относительно большими и могут приводить к значительным вибрациям даже при малых воздействиях источников колебаний, особенно при условии совпадения с собственной частотой трубопровода.

Можно с уверенностью сказать, что большая часть ошибок в управлении системами транспортировки углеводородов связана с ошибочными представлениями о методах корреляции и идентификации полученных данных с реальными объектами и процессами. До сих пор эти методы не были достаточно тщательно и беспристрастно разработаны. На текущий момент нет нормативных документов и методологии, регламентирующей ограничения на усиление пульсации ΔP , в чем и состоит трудность оценки ее критичности. Здесь можно дать рекомендации, чтобы диссипативность системы трубопроводов стремилась к диссипативности одиночного ответвления [17]. Данный подход может выявлять потенциально опасные участки технологических трубопроводов и давать первоначальные представления о динамических составляющих системы.

Анализ наиболее вероятных состояний среди возможных – типичная задача при анализе состояния технологических подземных трубопроводов. Это достигается путем оценки изменения выходных характеристик. Однако важно помнить, что иногда различные факторы в совокупности приводят к одному и тому же результату. Поэтому изу-

чение состояний системы, позволяющее идентифицировать и точно определить место потенциально-го сбоя и компоненты системы, находящиеся в аварийном состоянии, является отличительным аспектом диагностической процедуры.

Заключение

В результате проведенного исследования трубопроводной обвязки линии всасывания DN=1000 с двумя тупиковыми ответвлениями DN=700 были рассчитаны собственные частоты и критические скорости тупиковых ответвлений, которые для № 3бис равны 3,14 Гц и 6,1 м/с, а для № 6 – 15,5 Гц и 30,1 м/с. С помощью математического моделирования в программном комплексе Ansys Workbench в двухмерной постановке было проведено акустическое моделирование системы, рассчитаны коэффициенты усиления пульсаций для случаев наличия источников вибрации в тупиковом ответвлении с кранами № 6 и 3бис. Для обеспечения надежно-

сти была взята наиболее опасная скорость потока, при которой в ответвлении образуются стоячие волны, влияющие на распределения давлений в системе. Для случая возбуждения трубопровода с краном № 6 были получены усиления пульсаций для короткого тупика $\Delta P=2,3$ и длинного $\Delta P=4$. Во втором случае, когда источник возбуждения располагался вблизи трубопровода № 3бис была получена зависимость одновременного усиления пульсации в тупике № 3бис $\Delta P=4,3$ и ослабление в тупике крана № 6, связанного с увеличением импеданса.

Акустическое моделирование трубопроводных систем позволяет получить данные о динамических процессах, возникающих при эксплуатации, что позволяет применять технические решения при их проектировании, которые минимизируют негативное воздействие. Такие подходы могут значительно повысить надежность и эксплуатационную эффективность систем.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Козаченко А.Н. Эксплуатация компрессорных станций магистральных газопроводов. – М.: Нефть и газ, 1999. – 463 с.
2. Якубович В.А. Вибрационная диагностика трубопроводов компрессорных станций. – М.: Недра, 2004. – 334 с.
3. Разрушение технологических трубопроводов вследствие низкочастотных вибраций / С.Б. Бекетов, П.С. Кунина, А.В. Буныкин, В.В. Дубов // Дефектоскопия. – 2017. – № 9. – С. 54–61.
4. Flow-induced vibrations in closed side branch pipes and their attenuation methods / S. Takahashi, A. Tamura, S. Sato, T. Goto, M. Kurosaki, N. Takamura, R. Morita // Journal of Nuclear Science and Technology. – 2016. – Vol. 53. – № 8. – P. 1164–1177.
5. Васильев А.В. Экспериментальные исследования низкочастотных газодинамических пульсаций давления в трубопроводе компрессорной установки и вызванных ими шума и вибрации // 9-е Луканинские чтения. Проблемы и перспективы развития автотранспортного комплекса: сборник докладов Международной научно-технической конференции. – М., 29 января 2021. – М.: Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет, 2021. – С. 60–68.
6. Shejal P.P., Desai A. Pulsation and vibration study of reciprocating compressor according to API 618 // International Journal of Modern Engineering Research. – 2014. – Vol. 4. – № 7. – С. 1–23.
7. Бураншин АР., Годовский Д.А., Токарев А.П. Устранение тупиковой вибрации трубопроводной обвязки компрессорного цеха в условиях эксплуатации // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2019. – Т. 330. – № 9. – С. 164–171.
8. Guidelines for the avoidance of vibration induced fatigue failure in process pipework. 2nd ed. – London: Energy Institute, 2008. – 226 p.
9. Лун-Фу А.В., Бубенчиков М.А. Методика определения собственных частот тупиковых ответвлений газопроводов // Вестник Томского государственного университета. Математика и механика. – 2018. – № 56. – С. 67–78.
10. Numerical study on acoustic resonance excitation in closed side branch pipeline conveying natural gas / L. Jiang, H. Zhang, Q. Duan, Y. Zhang // Shock and Vibration. – 2020. – Vol. 2020. – № 1. – P. 8857838.
11. Khayrullina R., Valeev A. Assessment of the negative impact of low-frequency vibrations on technological pipelines of compressor stations // Liquid and Gaseous Energy Resources. – 2021. – Vol. 1. – № 1. – P. 21–29.
12. Li S., Zhang L., Kong C. Vibration failure analysis and countermeasures of the inlet pipelines at a gas Compressor Station // Shock and Vibration. – 2019. – Vol. 2019. – № 1. – P. 6032962.
13. Соколинский Л.И., Лопатин А.С., Пайдак В.Б. Обеспечение динамической устойчивости технологических трубопроводов дожимных компрессорных станций на основе результатов расширенных виброобследований и расчетов акустических колебаний // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. – 2020. – № 2. – С. 104–109.
14. Ashrafizadeh H., Karimi M., Ashrafizadeh F. Failure analysis of a high pressure natural gas pipe under split tee by computer simulations and metallurgical assessment // Engineering Failure Analysis. – 2013. – Vol. 32. – P. 188–201.
15. Пономаренко Ю.Б. О возбуждении низкочастотных колебаний газа в акустической системе «Коллектор–три тупика» // Вести газовой науки. – 2012. – № 2 (10). – С. 122–126.
16. Ziada S., Shine S. Strouhal numbers of flow-excited acoustic resonance of closed side branches // Journal of fluids and structures. – 1999. – Vol. 13. – № 1. – P. 127–142.
17. Устюжанин А.В., Свердлик Ю.М., Репин Д.Г. Применение акустического анализа для исследования возбудимости тупиковых ответвлений в обвязках компрессорных станций // Газовая промышленность. – 2018. – № 11 (777). – С. 42–49.
18. Шульмейстер К.А. Оценка устойчивости трубопроводной системы // E-Scio. – 2022. – № 10 (73). – С. 304–307.
19. 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. – С. 327–333.

20. Research on the flow-induced vibration characteristics based on heat–fluid–structure coupling in natural gas loop / Y. Qiu, J. Ren, X. Zhang, S. Chen // AIP Advances. – 2023. – Vol. 13. – № 12. – P. 1–15.
21. Bachoo R., Bridge J. Flow induced vibrations of oil and gas piping systems: wall pressure fluctuations and fatigue life assessment // West Indian Journal of Engineering. – 2021. – Vol. 43. – № 2. – P. 54–68.
22. СТО Газпром 2-2.3-324-2009. Диагностическое виброобследование технологических трубопроводов компрессорных цехов с центробежными нагнетателями. Нормы оценки и методы проведения работ. – М.: ОАО «Газпром», 2009. – 58 с.
23. СТО Газпром 2-3.5-454-2010 Правила эксплуатации магистральных газопроводов. – М.: ОАО «Газпром», 2009. – 229 с.

Сведения об авторах

Александр Сергеевич Шредер, аспирант отделения машиностроения Инженерной школы новых производственных технологий, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Россия, 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30, ass106@tpu.ru

Олег Александрович Курасов, аспирант отделения нефтегазового дела Инженерной школы природных ресурсов, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Россия, 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30, kurasov@tpu.ru

Петр Владимирович Бурков, доктор технических наук, профессор отделения нефтегазового дела Инженерной школы природных ресурсов, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Россия, г. Томск, пр. Ленина, 30, burkovpv@tpu.ru

Алексей Николаевич Гаврилин, доктор технических наук, профессор отделения машиностроения Инженерной школы новых производственных технологий, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Россия, 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30, gawral@tpu.ru; <https://orcid.org/0000-0002-9205-2283>

Поступила в редакцию: 19.09.2024

Поступила после рецензирования: 22.10.2024

Принята к публикации: 09.01.2025

REFERENCES

1. Kozachenko A.N. *Operation of compressor stations of main gas pipelines*. Moscow, Oil and Gas Publ., 1999. 463 p. (In Russ.)
2. Yakubovich V.A. *Vibration diagnostics of pipelines of compressor stations*. Moscow, Nedra-Business Center Publ., 2004. 334 p. (In Russ.)
3. Beketov S.B., Kunina P.S., Bunyakin A.V., Dubov V.V. Destruction of technological pipelines due to low-frequency vibrations. *Defectoscopy*, 2017, no. 9, pp. 54–61. (In Russ.)
4. Takahashi S., Tamura A., Sato S., Goto T., Kurosaki M., Takamura N., Morita R. Flow-induced vibrations in closed side branch pipes and their attenuation methods. *Journal of Nuclear Science and Technology*, 2016, vol. 53, no. 8, pp. 1164–1177.
5. Vasiliev A.V. Experimental studies of low-frequency gas-dynamic pressure pulsations in the pipeline of a compressor unit and the noise and vibration caused by them. *9th Lukaninsky readings. Problems and prospects for the development of the motor transport complex. Collection of reports of the International scientific and technical conference*. Moscow, Moscow Automobile and Road State Technical University Publ., 2021. pp. 60–68. (In Russ.)
6. Shejal P.P., Desai A. Pulsation and vibration study of reciprocating compressor according to API 618. *International Journal of Modern Engineering Research*, 2014, vol. 4, no. 7, pp. 1–23.
7. Buranshin A.R., Godovsky D.A., Tokarev A.P. Elimination of dead-end vibration of the piping of the compressor shop under operating conditions. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2019, vol. 330, no. 9, pp. 164–171. (In Russ.)
8. *Guidelines for the avoidance of vibration induced fatigue failure in process pipework*. 2nd ed. London, Energy Institute, 2008. 226 p.
9. Lun-Fu A.V., Bubenchikov M.A. Methodology for determining the natural frequencies of dead-end branches of gas pipelines. *Bulletin of Tomsk State University. Mathematics and Mechanics*, 2018, no. 56, pp. 67–78. (In Russ.)
10. Jiang L., Zhang H., Duan Q., Zhang Y. Numerical study on acoustic resonance excitation in closed side branch pipeline conveying natural gas. *Shock and Vibration*, 2020, vol. 2020, no. 1, pp. 8857838.
11. Khayrullina R., Valeev A. Assessment of the negative impact of low-frequency vibrations on technological pipelines of compressor stations. *Liquid and Gaseous Energy Resources*, 2021, vol. 1, no. 1, pp. 21–29.
12. Li S., Zhang L., Kong C. Vibration failure analysis and countermeasures of the inlet pipelines at a gas Compressor Station. *Shock and Vibration*, 2019, vol. 2019, no. 1, pp. 6032962.
13. Sokolinsky L.I., Lopatin A.S., Paydak V.B. Ensuring dynamic stability of process pipelines of booster compressor stations based on the results of extended vibration surveys and acoustic vibration calculations. *Equipment and technologies for the oil and gas complex*, 2020, no. 2, pp. 104–109. (In Russ.)
14. Ashrafizadeh H., Karimi M., Ashrafizadeh F. Failure analysis of a high-pressure natural gas pipe under split tee by computer simulations and metallurgical assessment. *Engineering Failure Analysis*, 2013, vol. 32, pp. 188–201.
15. Ponomarenko Yu.B. On the excitation of low-frequency gas oscillations in the acoustic system "Collector–three dead ends". *Vesti gazovoy nauki*, 2012, no. 2 (10), pp. 122–126. (In Russ.)
16. Ziada S., Shine S. Strouhal numbers of flow-excited acoustic resonance of closed side branches. *Journal of fluids and structures*, 1999, vol. 13, no. 1, pp. 127–142.

17. Ustyuzhanin A.V., Sverdlik Yu.M., Repin D.G. Application of acoustic analysis to study the excitability of dead-end branches in compressor station piping. *Gas Industry*, 2018, no. 11 (777), pp. 42–49. (In Russ.)
18. Shulmeister K.A. Assessment of the stability of the pipeline system. *E-Scio*, 2022, no. 10 (73), pp. 304–307. (In Russ.)
19. Makaryants G.M., Prokofiev A.B., Shakhmatov E.V. Modeling of vibroacoustic characteristics of a pipeline using the finite element method. *Bulletin of the Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences*, 2002, vol. 4, no. 2, pp. 327–333. (In Russ.)
20. Qiu Y., Ren J., Zhang X., Chen S. Research on the flow-induced vibration characteristics based on heat–fluid–structure coupling in natural gas loop. *AIP Advances*, 2023, vol. 13, no. 12, pp. 1–15.
21. Bachoo R., Bridge J. Flow induced vibrations of oil and gas piping systems: wall pressure fluctuations and fatigue life assessment. *West Indian Journal of Engineering*, 2021, vol. 43, no. 2, pp. 54–68.
22. STO Gazprom 2-2.3-324-2009. *Diagnostic vibration inspection of process pipelines of compressor shops with centrifugal superchargers. Assessment standards and methods of work*. Moscow, OAO Gazprom Publ., 2009. 58 p.
23. STO Gazprom 2-3.5-454-2010 *Rules for the operation of main gas pipelines*. Moscow, OAO Gazprom Publ., 2009. 229 p.

Information about the author

Alexander S. Schreder, Postgraduate Student, National Research Tomsk Polytechnic University, 30, Lenin avenue, 634050, Tomsk, Russian Federation, ass106@tpu.ru

Oleg A. Kurasov, Postgraduate Student, National Research Tomsk Polytechnic University, 30, Lenin avenue, 634050, Tomsk, Russian Federation, kurasov@tpu.ru

Petr V. Burkov, Dr. Sc., Professor, National Research Tomsk Polytechnic University, 30, Lenin avenue, 634050, Tomsk, Russian Federation, burkovpv@tpu.ru

Alexey N. Gavrilin, Dr. Sc., Professor, National Research Tomsk Polytechnic University, 30, Lenin avenue, 634050, Tomsk, Russian Federation, gawral@tpu.ru; <https://orcid.org/0000-0002-9205-2283>

Received: 19.09.2024

Revised: 22.10.2024

Accepted: 09.01.2025