

## СНИЖЕНИЕ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ ГАЗА В ЛИНИИ ВСАСЫВАНИЯ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ДРОССЕЛЬНЫХ ШАЙБ

С. С. Бусаров, А. А. Капелюховская, В. В. Воронин,  
К. А. Бакулин, Н. Г. Синицин

Омский государственный технический университет,  
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

В представленной статье рассмотрена проблема борьбы с колебаниями давления в линии всасывания поршневых компрессоров. Одной из характерных особенностей поршневых компрессоров является наличие клапанов, периодически объединяющих рабочую полость сжатия с линией всасывания или нагнетания в процессах всасывания и нагнетания. Что приводит к периодическому движению газа в сторону рабочей камеры и сжатого газа в линию нагнетания. Возникающие при этом пульсации давления рабочего тела действуют и в линии всасывания, и в линии нагнетания. Как известно, неправильный расчет коммуникаций может привести к авариям компрессорного оборудования. Аварии могут быть связаны с поломкой опор компрессора и трубопроводов, разгерметизацией трубопроводов, фланцевых и сварных соединений. Поэтому особое внимание необходимо уделять компоновке трубопроводов и оборудования, не допуская при этом резонансных явлений. Одним из путей борьбы с пульсациями давления в линии всасывания служит установка диафрагм. Данный способ является наиболее дешевым и простым в реализации, особенно для компрессоров, уже находящихся в эксплуатации по сравнению с установкой дорогостоящих емкостей-депульсаторов, расположить которые в существующей технологической схеме не представляется возможным из-за ограниченного пространства помещений компрессорных установок.

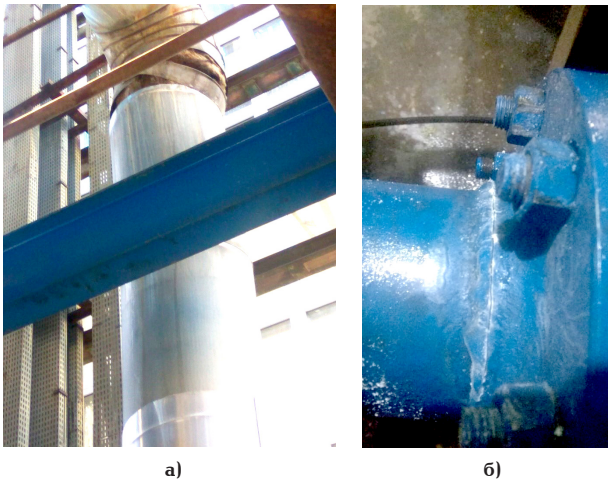
В рамках данной работы были проведены испытания на компрессоре общего назначения — КУ-10 с дополненной системой сбора данных в линии всасывания. Проведенные экспериментальные исследования подтвердили известные данные о том, что площадь отверстия диафрагмы должна быть в четыре раза меньше диаметра трубопровода. При этом было достигнуто снижение амплитуды колебаний давления в три раза. Установка конструкции диафрагмы с параметрами, близкими к рекомендуемым, возможна в любом месте всасывающей линии, поскольку изменение величины амплитуды при различном удалении от клапанов всасывания не превышает 5...7 %. При установке диафрагмы с размерами, отличающимися от рекомендуемых, требуется устанавливать ее ближе к клапану всасывания.

**Ключевые слова:** поршневая ступень, экспериментальные исследования, пульсации давлений, линия всасывания, дроссельная шайба, диафрагма, волны давления.

### Введение

Поршневые компрессорные машины относятся к машинам периодического действия. Это означает, что подаваемый газ, сжатый в компрессоре, поступает в линию нагнетания порциями, при всасывании наблюдается та же картина — газ порциями забирается из линии всасывания в рабочую камеру компрессора. Сообщение и разъединение рабочей камеры компрессора с коммуникациями осуществляется за счёт работы самодействующих клапанов всасывания и нагнетания. При этом, учитывая скоротечность протекающих процессов (время цикла в быстроходных машинах составляет 0,2... 0,01 с), возникающие волны давления при закрытии и открытии клапанов двигаются по трубопроводам и не успевают затухать до появления новой волны. В результате чего возникает наложение волн, приводящее к сложной картине изменения давления в трубопроводах. Что касается всасывающего тру-

бопровода, то изменяющееся давление перед клапаном может привести как к снижению производительности, когда в процессе всасывания давление ниже номинального (имитация процесса дросселирования на всасывании), так и к повышению производительности, когда давление перед клапаном в процессе всасывания выше номинального («наддув»). Однако при проектировании чаще всего не учитывают данное обстоятельство для достижения более высоких показателей по производительности. Связано это с частым изменением режимов работы, при которых изменяется давление в трубопроводе всасывания, а расчёт зависит от геометрической длины трубопровода. Теоретические представления о пульсациях давления были подтверждены в работах [1–4]. Однако данные представления о характере изменения давления в коммуникациях не относятся к машинам, получившим название — «тихоходные длинноходовые». Длительное время рабочего цикла в таких машинах позволяет быстро



**Рис. 1. Разрушение конструкций при вибрациях компрессорного оборудования: а) повреждение теплоизоляции трубопровода нагнетания; б) трещина в сварном соединении всасывающего трубопровода**  
**Fig. 1. Destruction of structures due to vibrations of compressor equipment: a) damage to the thermal insulation of the discharge pipeline; b) crack in the welded joint of the suction pipeline**

затухать колебаниям давления, что фактически означает отсутствие пульсаций в коммуникациях [5]. Основной опасностью, которая возникает при пульсациях давления в коммуникациях поршневых машин, является возможность возникновения резонансных явлений. Значительные колебания трубопроводов передаются как на их собственные опоры, так и на крепление непосредственно компрессорного агрегата. Даже если резонанс не возник, продолжающиеся длительное время вибрации могут привести к усталостному разрушению силовых элементов крепления коммуникаций и компрессора (рис. 1).

При одновременной асинхронной работе нескольких машин часто возникают мгновенные высокие давления на выходе цилиндров. Высокие давления наблюдаются при крутых углах поворота ( $\geq 90^\circ$ ) трубопроводов с пульсирующим потоком.

Пульсация давления газа снижает пропускную способность трубопровода, что уменьшает производительность установок. Пульсация газа в нагнетательном трубопроводе может привести к увеличению расхода мощности агрегата, поскольку образуются стоячие волны, увеличивается среднее давление в момент выброса очередной порции газа из цилиндра компрессора. Возникающая неравномерная работа клапанов приводит к ускоренному их износу.

Стоячие волны создаются при отражении периодических импульсов газа от переходов, отводов, тройников, колен и т.п. Эти импульсы особенно опасны в условиях акустического резонанса, когда число импульсов от компрессора в секунду находится в таком соотношении с длиной участка трубопровода между компрессором и плоскостью отражения, что на нем укладывается целое число четвертей длины волны давления.

Пульсации давления газа в трубопроводе приводят к преждевременному износу контрольно-измерительной аппаратуры и нарушению точности ее показаний. Погрешность показаний расходомеров, как и манометров, нередко достигает значительных величин.

Известны случаи, когда счетчики и расходомеры показывали направление потока газа в противоположную сторону. Такие искажения наблюдались и на всасывающей, и на нагнетательной стороне компрессора.

Пульсации газа оказывают прямое влияние на прочность компрессора, присоединенных к ним конструкций и оборудования: газоочистителей, теплообменников, змеевиков холодильников, строительных конструкций. Пульсации газа в ряде случаев приводят к возникновению недопустимых вибрации надземных трубопроводов.

Вибрации трубопроводов достигают значительных величин, являются серьезной помехой в работе компрессорных станций и служат причиной разрушения коммуникаций. Частота вибрации трубопроводов зависит от величины давления газа и частоты пульсирующего потока, типа опор и расстояния между ними, жесткости трубопровода, его веса и пр.

Актуальность задачи эффективного гашения вибраций трубопроводов по коммуникациям компрессорных станций возрастает в связи с применением мощных быстроходных машин, получивших широкое распространение в промышленности. Отметим известный случай возникновения недопустимых вибраций технологических трубопроводов и компрессоров. Амплитуда колебаний у оснований компрессоров достигла 0,7 мм при норме 0,2 мм, а амплитуда колебаний трубопроводов на этих установках составила 4 мм. В результате рамы компрессоров начали отслаиваться от бетонных фундаментов, под подошвы компрессоров проникло машинное масло и разрушилась термоизоляция (рис. 1а), нарушились фланцевые соединения, в местах сварки появились трещины, ослабились крепления трубопроводов к опорам и стали разрушаться опоры.

Из стен зданий компрессорных станций вываливались патроны, через которые проходили трубы, и даже разрушались капитальные стены. Компрессорные помещения были настолько насыщены газом, что обслуживающий персонал мог работать только в противогазах.

Для снижения вибраций работники завода осуществили ряд мероприятий, в основном направленных на повышение жесткости системы коммуникаций: установили дополнительные бетонные опоры, металлические стойки, подкосы, растяжки и другие виды крепления. Эти мероприятия не дали положительных результатов. Некоторые из них обеспечили только кратковременный положительный эффект.

В результате повышенных вибраций коммуникаций, почти во всех дополнительных стойках под основными трубопроводами были оборваны нижние анкерные болты, а стойки в связи с этим оказались подвешенными к трубам. Сварные стыки различных креплений трубопроводов в ряде мест часто лопались из-за усталости металла. Все маслоотделители цеха оказались оторванными от бетонного основания. Сцепление анкерных болтов с бетоном было полностью нарушено, а бетонные основания во многих случаях доведены до полного разрушения.

Для исключения негативного влияния колебаний давления применяют различные технические способы снижения вибраций оборудования поршневых компрессоров. Наиболее распространёнными способами гашения колебаний являются установка дроссельных шайб, ёмкостей дедульсаторов,

различного типа глушителей [6, 7]. Иногда выполняют расчёт требуемой длины трубопровода, однако данный способ обычно используют для исключения резонансных явлений [8, 9], и он мало применим для эффективного снижения колебаний давления до приемлемых значений, к тому же применение длинных трубопроводов зачастую невозможно реализовать по причине отсутствия свободного пространства в производственных помещениях.

Из сказанного видно, что эффективные мероприятия по борьбе с вредным воздействием пульсации газа и вибраций технологических трубопроводов имеют исключительно важное значение и должны предусматриваться при проектировании, производстве и эксплуатации компрессорных установок.

В 1923 г. впервые была сделана реальная попытка изучить причины возникновения пульсаций газа в трубопроводах и найти способы их устранения. Выводы этой работы до настоящего времени считаются правильными. Дальнейшие теоретические и экспериментальные исследования были основаны на идеях, высказанных в указанной работе, и сводились главным образом к доказательству выдвинутых там следующих положений [5]:

1) пульсации в трубопроводах представляют собой внезапное изменение скорости и давления жидкости. Однако основной причиной пульсаций является изменение давления;

2) волна давления распространяется со скоростью звука;

3) скорость пульсаций не зависит от скорости движения газа в трубопроводе.

Высказаны интересные и практически важные предположения о том, что в прямолинейном трубопроводе вследствие высоких скоростей распространения пульсаций последние гасятся на весьма значительном расстоянии от источника возникновения.

Эффективность всякого противопульсационного устройства зависит от его способности рассеивать или преобразовывать энергию пульсаций.

Пульсационное движение жидкостей и газов в трубах широко распространено в технике и оказывается неизбежным спутником возвратно-поступательного неравномерного движения поршня всех поршневых, тепловых, гидравлических и пневматических машин. При перекачке как газа, так и жидкости поршневыми нагнетательными установками динамические явления обусловлены возвратно-поступательным движением масс в цилиндрах этих машин и, соответственно, непрерывными изменениями расхода газа или жидкости, которые сопровождаются изменениями давления.

Применение буферных ёмкостей или глушителей может позволить существенно снизить вибрации, однако при этом устанавливаемые ёмкости часто получают громоздкими и дорогими [10–12].

По мнению авторов данной работы, наиболее перспективным способом гашения колебаний давления газа является способ установки дроссельных шайб в коммуникациях компрессора. Дроссельные шайбы являются недорогим изделием, занимающим при установке значительно меньше места по сравнению с вышеизложенными методами. Чаще всего дроссельные шайбы могут быть установлены между фланцами соединяющими трубопроводы. В существующих источниках есть рекомендации по размеру устанавливаемых шайб (диафрагм) — отношение диаметра диафрагмы к диаметру трубопровода

равно примерно 0,25 [13]. Проводимые работы совместно с Омским нефтеперерабатывающим заводом показали, что для данного снижения амплитуды колебания давления газа производство может пойти на устройство дополнительных соединений — фланцев для установки диафрагм (дроссельных шайб) с целью приведения в соответствие динамических параметров работы компрессора.

В настоящей работе представлены результаты экспериментальных исследований, направленных на изучение возможности снижения колебаний давления газа во всасывающих коммуникациях при установке диафрагм. Подтверждение известных данных или их уточнение позволит в дальнейшем применять данный способ для поршневых быстроходных машин. К тому же в известной технической литературе не описаны конкретные места установки диафрагм, что также имеет огромное значение для эксплуатационных служб.

### Объект исследования

Исследуемый в экспериментах поршневой компрессор (общего назначения) является одноступенчатым двухцилиндровым, с V-образной схемой, ход поршня 70 мм, диаметр цилиндров 85 мм, частота вращения — 300 об/мин. Параметры коммуникаций всасывания — длина 1150 мм, диаметр 15 мм, применялись дроссельные шайбы диаметром 10 мм, 8 мм, 6 мм. Данная компрессорная установка нашла широкое применение в курсе изучения дисциплины «Теория, расчет и проектирование поршневых компрессоров» на кафедре «Холодильная компрессорная техника и технология» Омского государственного технического университета.

### Методика исследования

Экспериментальная схема не новая для исследователей РФ и зарубежных ученых. До проведения настоящего исследования группой исследователей под руководством доцента кафедры «Холодильная компрессорная техника и технология» Бусарова С. С. были исследованы процессы пульсаций давления газа в коммуникациях как быстроходных машин, так и новых тихоходных поршневых машин. Параметр, измеряемый в данной серии экспериментов — давление во всасывающей трубке, ранее было установлено, что характер изменения давления во всасывающем трубопроводе не изменится при измерении в разных точках [1]. Был применён датчик давления ЗОНД-20 ИД-К3 [14, 15]. При выходе компрессора на режим (стабилизация давления нагнетания и расхода сжимаемого газа) осуществлялось измерение давления.

Схема экспериментальной установки представлена на рис. 2.

В схеме, представленной на рис. 2, данные с датчика давления передаются через усилитель на экран электронного осциллографа; при этом место установки дроссельной шайбы изменяется, в некоторых случаях устанавливаются две шайбы.

Фотография стенда представлена на рис. 3.

Погрешность измерений пульсаций давления газа [16, 17] определим по формуле [18, 19]:

$$\Delta_D = \sqrt{\Delta_{DD}^2 + \Delta_M^2 + \Delta_{OC}^2}, \quad (1)$$

где  $\Delta_D$  — погрешность датчика давления по паспорту, %;  $\Delta_M$  — относительная погрешность образцово-



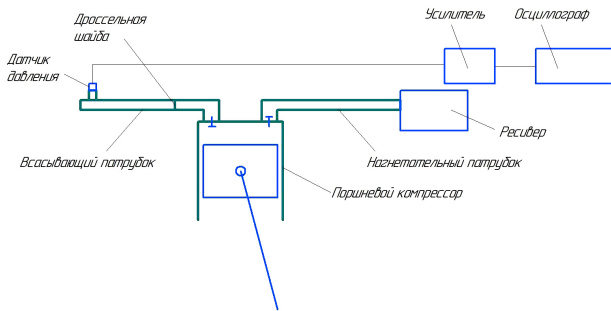


Рис. 2. Схема экспериментального стенда гашения колебаний давления в линии всасывания с помощью дроссельных шайб

Fig. 2. Diagram of the experimental stand for damping pressure fluctuations in the suction line using throttle washers

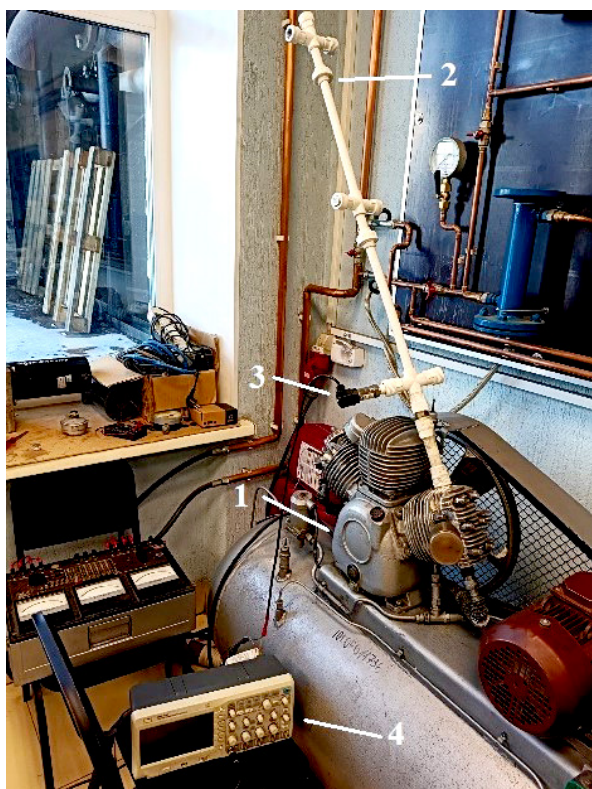


Рис. 3. Фотография экспериментального стенда: 1 — компрессор; 2 — линия всасывания; 3 — датчик давления; 4 — осциллограф

Fig. 3. Photo of the experimental stand: 1 — compressor; 2 — suction line; 3 — pressure sensor; 4 — oscilloscope

го манометра, %;  $\Delta_{OC}$  — относительная погрешность осциллографа, %.

Погрешность самого датчика определена паспортом изготовителя  $\Delta_D = 0,2\%$ . Относительная погрешность образцового манометра  $\Delta_M = 1,5\%$ . Относительная погрешность осциллографа  $\Delta_{OC} = 0,1\%$ .

$$\Delta_D = \sqrt{0,2^2 + 1,5^2 + 0,1^2} = 1,52\%$$

Таким образом, погрешность определения давления составляет 1,52 %, основную погрешность в соответствии с формулой (1) составляет погрешность образцового манометра.

Тарировка датчика давления, согласно источнику [1], — 16 Па на 1 мВ.

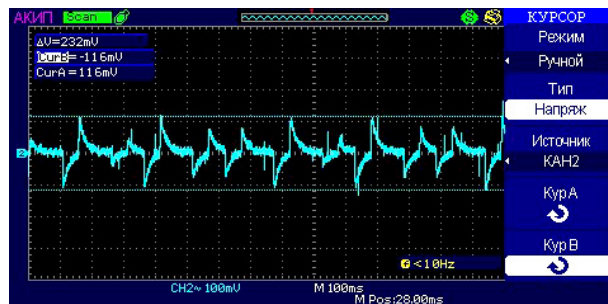
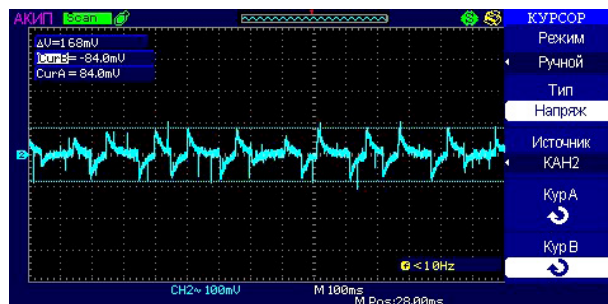
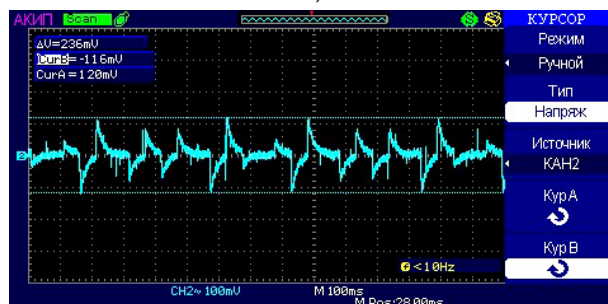


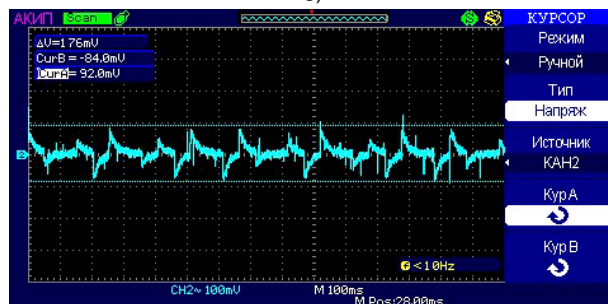
Рис. 4. Вид колебаний давления во всасывающем трубопроводе при отсутствии дроссельных шайб  
Fig. 4. Type of pressure fluctuations in the suction pipeline in the absence of throttle washers



а)



б)



в)

Рис. 5. Вид колебаний давления во всасывающем трубопроводе при установке дроссельной шайбы диаметром 10 мм: а) на расстоянии 0,57 м; б) на расстоянии 1,0 м; в) две шайбы на расстоянии 0,57 м и 1,0 м

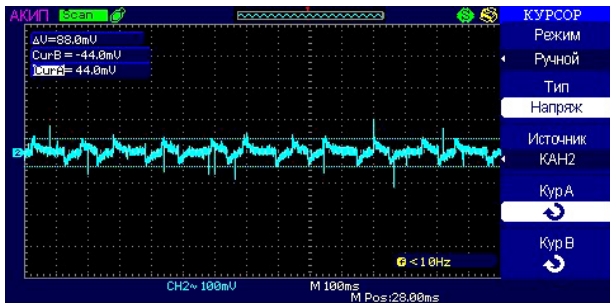
Fig. 5. Type of pressure fluctuations in the suction pipeline when installing a throttle washer with a diameter of 10 mm: а) at a distance of 0,57 m; б) at a distance of 1,0 m; в) two washers at a distance of 0,57 m and 1,0 m

Представленная схема в дальнейшем может быть использована для исследования методов снижения пульсаций давления газа в нагнетательной линии поршневого компрессора.

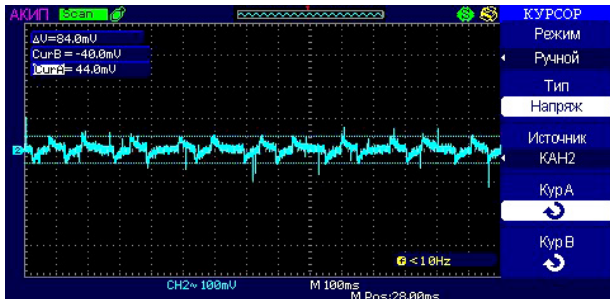
## Результаты

На рис. 4 представлены диаграммы изменения давления во всасывающем трубопроводе при давлении нагнетания  $P_n = 0,2$  МПа при отсутствии

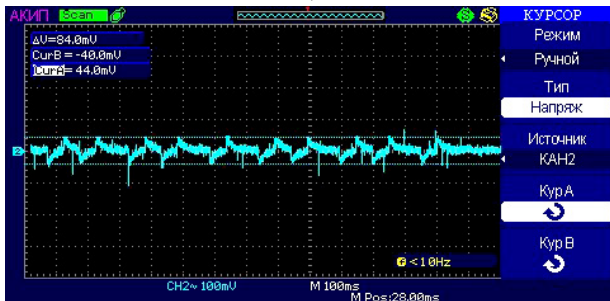




а)

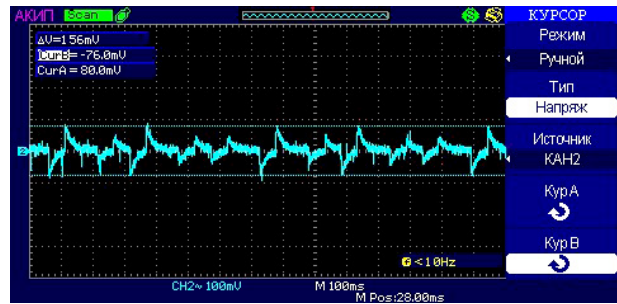


б)

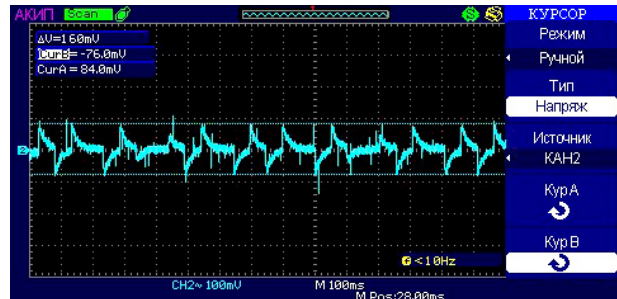


в)

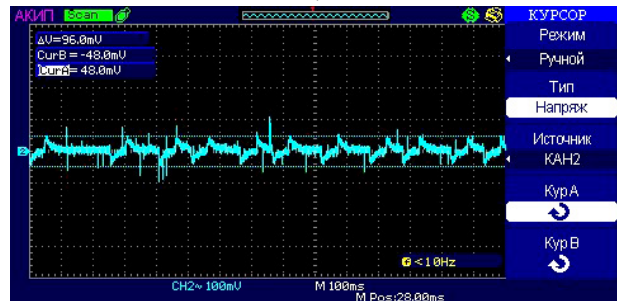
Рис. 6. Вид колебаний давления во всасывающем трубопроводе при установке дроссельной шайбы диаметром 8 мм: а) на расстоянии 0,57 м; б) на расстоянии 1,0 м; в) две шайбы на расстоянии 0,57 м и 1,0 м  
 Fig. 6. Type of pressure fluctuations in the suction pipeline when installing a throttle washer with a diameter of 8 mm: а) at a distance of 0,57 m; б) at a distance of 1,0 m; в) two washers at a distance of 0,57 m and 1,0 m



а)



б)



в)

Рис. 7. Вид колебаний давления во всасывающем трубопроводе при установке дроссельной шайбы диаметром 6 мм: а) на расстоянии 0,57 м; б) на расстоянии 1,0 м; в) две шайбы на расстоянии 0,57 м и 1,0 м  
 Fig. 7. Type of pressure fluctuations in the suction pipeline when installing a throttle washer with a diameter of 6 mm: а) at a distance of 0,57 m; б) at a distance of 1,0 m; в) two washers at a distance of 0,57 m and 1,0 m

дроссельной шайбы. Представленные на рис. 4 данные позволяют говорить о более-менее регулярных пульсациях в линии всасывания компрессора. На осциллограмме показаны линии, ограничивающие верхнюю границу давления и нижнюю границу. При этом видно, что есть линия, характеризующая максимальную амплитуду колебаний, и две волны пульсации давления газа по амплитуде ниже, чем первый пик. Амплитуда колебаний составляет 4000 Па. На рис. 5–7 представлены диаграммы изменения давления для шайб различного внутреннего диаметра и разного места расположения по длине трубопровода. Представленные на рис. 5 данные показали, что при установке дроссельной шайбы диаметром 10 мм наиболее близко к всасывающему клапану снижение амплитуды колебаний может составить до 25 %. При уменьшении диаметра шайбы до 8 мм (смотри рис. 6) амплитуда колебаний может быть снижена в три раза.

Представленные на рис. 7 данные показали, что при установке двух дроссельных шайб снижение амплитуды колебаний может составить до 50 %.

Полученные результаты показали, что соотношение, предложенное в источнике [13] соответствует действительности, то есть при диаметре трубопровода 15 мм наилучшим вариантом по снижению

пульсаций стала дроссельная шайба с диаметром 8 мм при рекомендуемом диаметре отверстия 7,5 мм [13]. При этом снизить амплитуду пульсаций удалось в три раза до уровня 1300 Па. Установка дроссельных шайб рекомендуемого диаметра возможна в любом месте всасывающего трубопровода. Применение диафрагм с диаметром отверстия отличным от рекомендуемого предполагает расположение гасящего элемента ближе к всасывающему клапану.

### Выводы

Исследования по снижению амплитуды колебаний давления газа во всасывающем трубопроводе являются актуальной задачей, имеющей важное значение для отраслей промышленности, эксплуатирующих большие оппозитные компрессоры. Это отрасли и химической, и нефтехимической промышленности. Для которых пульсации давления могут привести не только к поломке оборудования, но и к экологической катастрофе. На таких производствах сжимаемые газы в больших оппозитных компрессорах с производительностями, не редко превышающими 1 м<sup>3</sup>/с, имеют негативное влияние на здоровье человека и на окружающую среду.

Проведённые экспериментальные исследования, относящиеся к снижению пиковых давлений в линии всасывания, позволили подтвердить эффективность применения метода гашения пульсаций давления газа в коммуникациях поршневых компрессоров с помощью установки дроссельных шайб (диафрагм). Были использованы дроссельные шайбы различного внутреннего диаметра — больше рекомендуемого, близкого к рекомендуемому и меньше рекомендуемого. Изменялись места установки дроссельных шайб и их количество. Проведённые исследования позволили подтвердить известное соотношение — отношение площади отверстия к площади трубопровода, равное примерно 0,25. Применение рекомендуемого соотношения диаметра отверстия к диаметру трубопровода позволяет установить дроссельную шайбу на любом участке трубопровода всасывания. При установке дроссельной шайбы другого диаметра необходимо стремиться к расположению её ближе к всасывающему клапану компрессора.

#### Список источников

1. Busarov S. S., Nedovenchanyi A. V., Sinitin and N. G. [et al.]. Experimental estimation of gas pressure pulsations in communications of high-speed reciprocating compressor units // AIP Conference Proceedings. Oil and Gas Engineering (OGE-2022). 2023. Vol. 2784. P. 030033-1–030033-5. DOI: 10.1063/5.0141786.
2. Бусаров С. С., Недовенчаный А. В., Бакулин К. А., Сеницин Н. Г., Панютин А. А. Экспериментальная оценка влияния частоты вращения коленчатого вала на амплитуду пульсаций давления в газовых коммуникациях малорасходных поршневых компрессоров // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2022. Т. 6, № 2. С. 21–26. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-2-21-26. EDN: ZRYBCJ.
3. Воронков С. С. Математическая модель рабочего процесса высокооборотного двухступенчатого поршневого компрессора с учетом нестационарных явлений в коммуникациях: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ленинград, 1982. 16 с.
4. Перевозчиков М. М. Повышение эффективности объёмного одноступенчатого компрессора на основе математической модели процессов при сжатии реального газа: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 1997. 16 с.
5. Бусаров С. С. Экспериментальные исследования пульсаций давления в газовых коммуникациях малорасходных поршневых тихоходных компрессоров // Компрессорная техника и пневматика. 2022. № 3. С. 24–27. EDN: DIUKAE.
6. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкция и основы проектирования. 3-е изд., перераб. и доп. Ленинград: Машиностроение, 1969. 744 с.
7. Воронков С. С., Прилуцкий И. К., Фотин Б. С. К вопросу задания граничных условий при математическом моделировании колебаний давления газа в коммуникациях поршневых компрессоров. Москва: ЦИНТИхимнефтемаш, 1982. 374 с.
8. Калекин В. В. Разработка и исследование поршневых пневмодвигатель-компрессорных агрегатов с самодействующими клапанами: дис. ... канд. техн. наук. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2005. 234 с.
9. Chrustalev V. S., Zdalinsky V. B., Bulanov V. P. Mathematical Model of Reciprocating Compressor With One or Several Stages for the Real Gases // International Compressor Engineering Conference. 1996. P. 1108. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1108> (дата обращения: 03.12.2023).
10. Прилуцкий И. К. Разработка, исследование и создание поршневых компрессоров и детандеров для криогенной техники: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Ленинград, 1991. 401 с.
11. Plastinin P., Fedorenko S. Simulation of Transient Gas-Temperatures in Cylinders of Reciprocating Compressors

Using Identification Techniques with a Mathematical Model // International Compressor Engineering Conference. 1978. P. 380. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/295> (дата обращения: 03.12.2023).

12. Perevozchikov M. M., Chrustalyov B. S. Theoretical and Experimental Researches of Unsteady Gas Flow in the Pipe of the Reciprocating Compressor // International Compressor Engineering Conference at Purdue, USA. 1994. Vol. 2. P. 515–520. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2028&context=icec> (дата обращения: 10.01.2024).

13. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчёт. Москва: КолосС, 2000. 456 с. ISBN 5-9532-0428-0.

14. Tesfamichael T., Ahsan M., Notarianni M. [et al.]. Gas sensing of ruthenium implanted tungsten oxide thin films // Thin Solid Films. 2014. Vol. 558. P. 416–422. DOI: 10.1016/j.tsf.2014.02.084.

15. Федяков Е. М. Измерение переменных давлений. Москва: Изд-во стандартов, 1982. 216 с.

16. Кассандрова О. Н., Лебедев В. В. Обработка результатов наблюдений. Москва: Наука, 1970. 104 с.

17. Захаренко С. Е. Экспериментальное исследование протечек газа через щели // Труды Ленинградского политехнического института. 1953. № 2. С. 161–170.

18. Bland J. M., Altman D. Statistics notes: measurement error // BMJ. 1996. Vol. 313. P. 41–42. DOI: 10.1136/bmj.313.7059.744.

19. Cochran W. G. Errors of Measurement in Statistics // Technometrics. 1968. Vol. 10, no. 4. P. 637–666. DOI: 10.2307/1267450.

**БУСАРОВ Сергей Сергеевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск. AuthorID (РИНЦ): 610336  
AuthorID (SCOPUS): 51560987400

Адрес для переписки: [bsi1980@mail.ru](mailto:bsi1980@mail.ru)

**КАПЕЛЮХОВСКАЯ Александра Александровна**, старший преподаватель кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 2410-8153

AuthorID (РИНЦ): 684484

Адрес для переписки: [shipunovaa@mail.ru](mailto:shipunovaa@mail.ru)

**ВОРОНИН Виктор Вячеславович**, магистрант гр. ТМО-222 Нефтехимического института ОмГТУ, г. Омск.

Адрес для переписки: [voronin.viktor00@mail.ru](mailto:voronin.viktor00@mail.ru)

**БАКУЛИН Константин Александрович**, студент гр. ТМО-192 Нефтехимического института ОмГТУ, г. Омск.

Адрес для переписки: [konstantin\\_bakulin\\_2001@mail.ru](mailto:konstantin_bakulin_2001@mail.ru)

**СИНИЦИН Никита Глебович**, студент гр. ТМО-182 Нефтехимического института ОмГТУ, г. Омск.

Адрес для переписки: [sinicin\\_00@mail.ru](mailto:sinicin_00@mail.ru)

#### Для цитирования

Бусаров С. С., Капелюховская А. А., Воронин В. В., Бакулин К. А., Сеницин Н. Г. Снижение пульсаций давления газа в линии всасывания поршневого компрессора при использовании дроссельных шайб // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 2. С. 22–29. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-2-22-29

Статья поступила в редакцию 09.02.2024 г.

© С. С. Бусаров, А. А. Капелюховская, В. В. Воронин, К. А. Бакулин, Н. Г. Сеницин

## REDUCING GAS PRESSURE PULSATIIONS IN THE SUCTION LINE OF A PISTON COMPRESSOR WHEN USING THROTTLE WASHERS

S. S. Busarov, A. A. Kapelyukhovskaya, V. V. Voronin, K. A. Bakulin, N. G. Sinitsin

Omsk State Technical University,  
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

**This article discusses the problem of combating pressure fluctuations in the suction line of piston compressors. As you know, incorrect calculation of communications can lead to accidents of compressor equipment. Therefore, special attention must be paid to the layout of pipelines and equipment, while avoiding resonance phenomena. One way to combat pressure pulsations in the suction line is to install diaphragms. This method is the cheapest and easiest to implement, especially for compressors already in operation.**

**The experimental studies carried out confirmed the known data that the area of the diaphragm opening should be four times smaller than the diameter of the pipeline. At the same time, a threefold reduction in the amplitude of pressure fluctuations is achieved. Installation of a diaphragm design with parameters close to the recommended ones is possible anywhere in the suction line, since the change in amplitude at different pressure from the suction valves does not exceed 5...7 %. When installing a diaphragm with dimensions different from those recommended, it is necessary to install it closer to the suction valve.**

**Keywords: piston stage, experimental studies, pressure pulsations, suction line, throttle washer, diaphragm, pressure waves.**

### References

1. Busarov S. S., Nedovenchanyi A. V., Sinitsin N. G. [et al.]. Experimental estimation of gas pressure pulsations in communications of high-speed reciprocating compressor units // AIP Conference Proceedings. Oil and Gas Engineering (OGE-2022). 2023. Vol. 2784. P. 030033-1 – 030033-5. DOI: 10.1063/5.0141786. (In Engl.).
2. Busarov S. S., Nedovenchanyi A. V., Bakulin K. A., Sinitsin N. G., Panyutich A. A. Eksperimental'naya otsenka vliyaniya chastoty vrashcheniya kolenchatogo vala na amplitudu pul'satsiy davleniya v gazovykh kommunikatsiyakh maloraskhodnykh porshnevnykh kompressorov [Experimental evaluation of the influence of crankshaft rotation frequency on the amplitude of pressure pulsations in gas communications of low-flow reciprocating compressors] // Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatcionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2022. Vol. 6, no. 2. P. 21 – 26. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-2-21-26. EDN: ZRYBCJ. (In Russ.).
3. Voronkov S. S. Matematicheskaya model' rabocheho protsessa vysokooborotnogo dvukhstupenchatogo porshnevoogo kompressora s uchetom nestatsionarnykh yavleniy v kommunikatsiyakh [Mathematical model of the working process of a high-speed two-stage piston compressor, taking into account non-stationary phenomena in communications]. Leningrad, 1982. 16 p. (In Russ.).
4. Perevozchikov M. M. Povysheniye effektivnosti ob"yemnogo odnostupenchatogo kompressora na osnove matematicheskoy modeli protsessov pri szhatii real'nogo gaza [Increasing the efficiency of a volumetric single-stage compressor based on a mathematical model of processes during compression of real gas]. Saint Petersburg, 1997. 16 p. (In Russ.).
5. Busarov S. S. Eksperimental'nyye issledovaniya pul'satsiy davleniya v gazovykh kommunikatsiyakh maloraskhodnykh porshnevnykh tikhokhodnykh kompressorov [Experimental studies of pressure pulsations in gas communications of low-flow piston low-speed compressors] // Kompressoraya tekhnika i pnevmatika. Compressors and Pneumatics. 2022. No. 3. P. 24 – 27. EDN: DIUKAE. (In Russ.).
6. Frenkel' M. I. Porshnevyye kompressory. Teoriya, konstruksii i osnovy proyektirovaniya [Piston compressors. Theory, structures and design fundamentals]. 3rd ed. Leningrad, 1969. 744 p. (In Russ.).
7. Voronkov S. S., Prilutskiy I. K., Fotin B. S. K voprosu zadaniya granichnykh usloviy pri matematicheskom modelirovanii kolebaniy davleniya gaza v kommunikatsiyakh porshnevnykh kompressorov [On the issue of setting boundary conditions for mathematical modeling of gas pressure fluctuations in the communications of piston compressors]. Moscow, 1982. 374 p. (In Russ.).
8. Kalekin V. V. Razrabotka i issledovaniye porshnevnykh pnevmodvigatel'-kompressornykh agregatov s samodeystvuyushchimi klapunami [Development and research of piston pneumatic motor-compressor units with self-acting valves]. Omsk, 2005. 234 p. (In Russ.).
9. Chrustalev B. S., Zdalinsky V. B., Bulanov V. P. Mathematical Model of Reciprocating Compressor With One or Several Stages for the Real Gases // International Compressor Engineering Conference. 1996. P. 1108. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1108> (accessed: 03.12.2023). (In Engl.).
10. Prilutskiy I. K. Razrabotka, issledovaniye i sozdaniye porshnevnykh kompressorov i detanderov dlya kriogennoy tekhniki [Development, research and creation of piston compressors and expanders for cryogenic technology]. Leningrad, 1991. 401 p. (In Russ.).
11. Plastinin P., Fedorenko S. Simulation of Transient Gas-Temperatures in Cylinders of Reciprocating Compressors Using Identification Techniques with a Mathematical Model // International Compressor Engineering Conference. 1978. P. 380. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/295> (accessed: 03.12.2023). (In Engl.).
12. Perevozchikov M. M., Chrustal'yov B. S. Theoretical and Experimental Researches of Unsteady Gas Flow in the Pipe of



the Reciprocating Compressor // International Compressor Engineering Conference at Purdue, USA. 1994. Vol. 2. P. 515–520. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2028&context=icec> (accessed: 10.01.2024). (In Engl.).

13. Platinin P. I. Porshnevyye kompressory. V 2 t. T. 1. Teoriya i raschet [Piston compressors. In 2 vols. Vol. 1. Theory and calculation]. Moscow, 2000. 456 p. (In Russ.).

14. Tesfamichael T., Ahsan M., Notarianni M. [et al.]. Gas sensing of ruthenium implanted tungsten oxide thin films // Thin Solid Films. 2014. Vol. 558. P. 416–422. DOI: 10.1016/j.tsf.2014.02.084. (In Engl.).

15. Fedyakov E. M. Izmereniye peremennykh davleniy [Measurement of variable pressures]. Moscow, 1982. 216 p. (In Russ.).

16. Kassandrova O. N., Lebedev V. V. Obrabotka rezul'tatov nablyudeniya [Processing of observation results]. Moscow, 1970. 104 p. (In Russ.).

17. Zakharenko S. E. Eksperimental'noye issledovaniye protechek gaza cherez shcheli [Experimental study of gas leaks through slits] // Trudy Leningradskogo politekhnicheskogo instituta. Works of Leningrad Polytechnical Institute. 1953. No. 2. P. 161–170. (In Russ.).

18. Bland J. M., Altman D. Statistics notes: measurement error // BMJ. 1996. Vol. 313. P. 41–42. DOI: 10.1136/bmj.313.7059.744. (In Engl.).

19. Cochran W. G. Errors of Measurement in Statistics // Technometrics. 1968. Vol. 10, no. 4. P. 637–666. DOI: 10.2307/1267450. (In Engl.).

---

**BUSAROV Sergey Sergeevich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.

AuthorID (RSCI): 610336

AuthorID (SCOPUS): 51560987400

Correspondence address: [bsi1980@mail.ru](mailto:ssi1980@mail.ru)

**KAPELYUKHOVSKAYA Alexandra Aleksandrovna**, Senior Lecturer of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 2410-8153

AuthorID (RSCI): 684484

Correspondence address: [shipunovaa@mail.ru](mailto:shipunovaa@mail.ru)

**VORONIN Viktor Vyacheslavovich**, Undergraduate, gr. TMO-222 of Petrochemical Institute, OmSTU, Omsk.

Correspondence address: [voronin.viktor00@mail.ru](mailto:voronin.viktor00@mail.ru)

**BAKULIN Konstantin Aleksandrovich**, Student, gr. TMO-192 of Petrochemical Institute, OmSTU, Omsk.

Correspondence address: [konstantin\\_bakulin\\_2001@mail.ru](mailto:konstantin_bakulin_2001@mail.ru)

**SINITSIN Nikita Glebovich**, Student, gr. TMO-182 of Petrochemical Institute, OmSTU, Omsk.

Correspondence address: [sinicin\\_00@mail.ru](mailto:sinicin_00@mail.ru)

#### For citations

Busarov S. S., Kapelyukhovskaya A. A., Voronin V. V., Bakulin K. A., Sinitsin N. G. Reducing gas pressure pulsations in the suction line of a piston compressor when using throttle washers // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2024. Vol. 8, no. 2. P. 22–29. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-2-22-29.

Received February 09, 2024.

© S. S. Busarov, A. A. Kapelyukhovskaya,

V. V. Voronin,

K. A. Bakulin, N. G. Sinitsin