

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ В АГРЕГАТАХ И ТРУБОПРОВОДНОЙ ОБВЯЗКЕ АММИАЧНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ УСТАНОВКИ ВХ 350-7-3

Белозерцев А.В., Крючков А.Н., Прокофьев А.Б., Сундуков Е.В.
Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

Большинство объектов современной техники подвержено действию виброакустических нагрузок. Возникновение и действие вибраций приводит к большим напряжениям в элементах машин и конструкций, снижает их функциональную надежность, вредно для людей. Сложность исследования вибрационной активности крупных объектов промышленности заключается в наличии нескольких источников возбуждения нагрузок, некоторые из которых невозможно установить визуально или на базе анализа рабочего цикла изучаемого объекта.

Авторами было проведено исследование виброакустического состояния компрессорной установки аммиака, представленной на рис.1. Регулируемый винтовой компрессор 2 приводится во вращение электродвигателем 3 с постоянной частотой вращения. Принудительная смазка компрессора осуществляется под давлением 1.5 МПа от шестеренного насоса 13, приводимого электродвигателем. Аммиак под давлением до 1.5 МПа из маслоотделителя поступает в нагнетательный коллектор 8. В нагнетательном трубопроводе расположен обратный клапан 5 для предотвращения проникновения аммиака из системы в случае выключения, демонтажа и ремонта компрессорной установки. Исследование вибрационного состояния проводилось в точках, обозначенных на рис. 1.

В ходе спектрального анализа временных реализаций вибропараметров в указанных на рис.1 точках было отмечено наличие составляющей 18,8 Гц. Данная составляющая присутствует во всех исследованных точках. Причем в большинстве случаев (например, на опорах электродвигателя 3, компрессора 2, на нагнетающем трубопроводе 8) она вносит подавляющий вклад в пульсационную картину вибросмещения. Меньшие значения амплитуды частоты 18,8 Гц были зафиксированы на корпусе масляного насоса 13 системы смазки (в обоих горизонтальных направлениях и в вертикальном направлении), на опоре компрессора (в вертикальном направлении).

Для выделения источника колебаний частоты 18,8 Гц был проведен анализ кинематики возможных источников возбуждения. Очевидно, что подобными источниками являются электродвигатель привода компрессора, сам компрессор и шестеренный насос масляной системы.

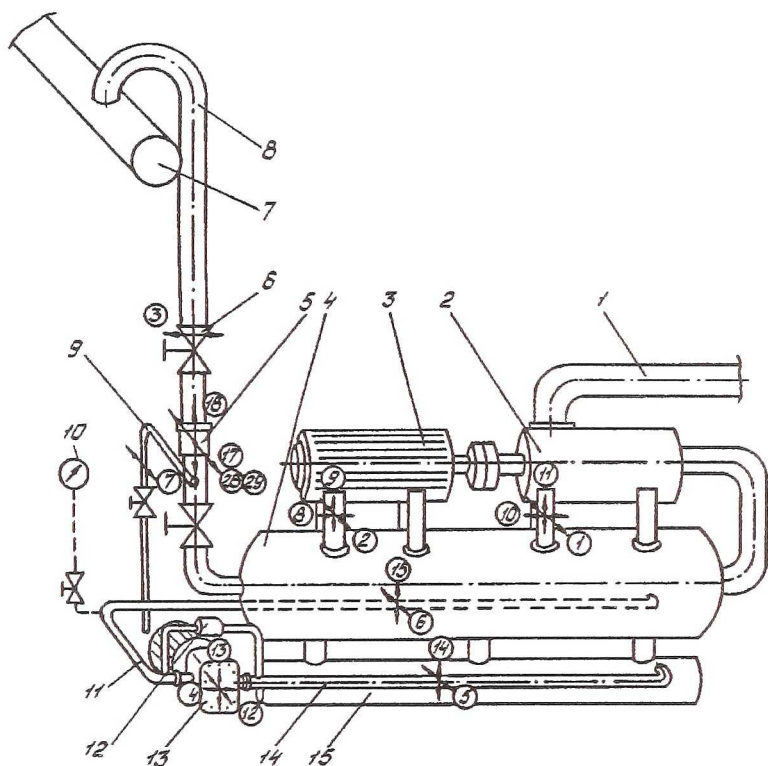


Рис. 1. Схема размещения и ориентации датчиков вибрации на агрегатах и трубопроводной обвязке аммиачного компрессора ВХ 350 - 7 - 3:

1 - всасывающая магистраль; 2 - компрессор ВХ 350 - 7 - 3; 3 - электропривод; 4 - масляный сепаратор; 5 - обратный клапан; 6 - вентиль; 7 - общий коллектор; 8 - нагнетательный трубопровод; 9 - трубка пробоотборника; 10 - манометр давления масла; 11 - масляный нагнетательный трубопровод; 12 - редукционный клапан; 13 - маслонасос; 14 - масляный всасывающий трубопровод; 15 - маслосборник; 3 - номера кадров.

Частота вращения вала электродвигателя и компрессора составляет 3000 об/мин. Таким образом, роторная частота указанной системы равна 50 Гц. Возможно также возникновение колебаний высших частот. Так как число лопастей ротора компрессора равно 4, то “лопастная” частота компрессора составляет 200 Гц. Следующий возможный источник колебаний – масляный насос. Частота вращения его ротора –

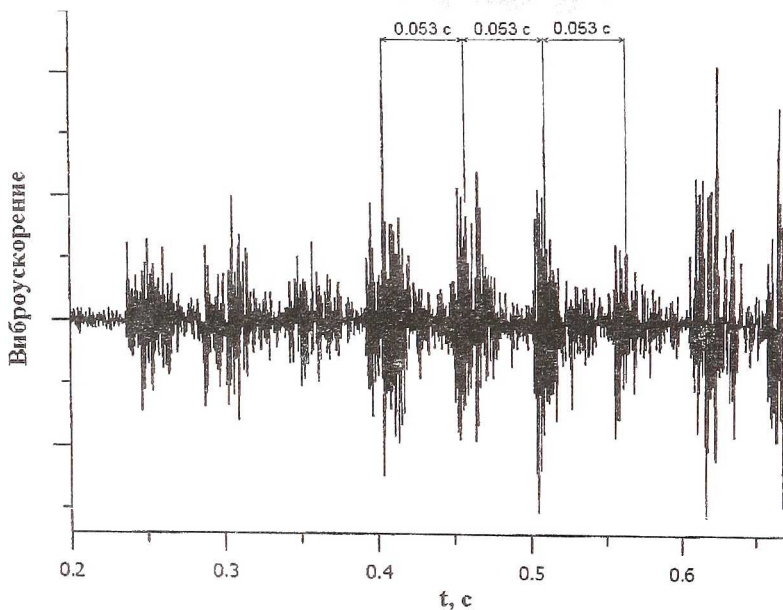


Рис. 2. Осциллограмма виброускорения в районе корпуса обратного клапана.

1500 об/мин. Таким образом, роторная частота – 25 Гц. Число зубьев шестерни – 12. Зубцовая частота составляет $12 \times 25 = 300$ Гц. Проведенный анализ кинематики электродвигателя с компрессором и шестеренного насоса масляной системы показывает, что они не могут быть источниками возбуждения частоты 18,8 Гц, т.к. эта частота не кратна ни одной из частот спектра их колебаний.

В ходе дальнейшего исследования характера работы компрессорной установки было обращено внимание на наличие стуков в районе корпуса обратного клапана нагнетательного трубопровода аммиака. С целью более тщательного исследования данного явления была проведена запись временной реализации виброускорения с высокой частотой дискретизации (4000 Гц). На рис. 2 представлена часть временной реализации виброускорения в указанной точке. Анализ осциллограмм позволяет отметить периодически повторяющиеся удары с частотой 18,8 Гц. Наиболее вероятная природа их возникновения – автоколебания клапана и его удары о седло, которое представляет собой фторопластовое кольцо. Таким образом, в качестве одного из источников возбуждения вибрации выступает обратный клапан нагнетательного трубопровода аммиака.

Было проведено исследование собственных частот механической системы нагнетательных трубопроводов на неработающем компрессоре методом простукивания. Расшифровка полученных осциллограмм позволяет сделать вывод, что одна из низших собственных частот вертикального трубопровода высокого давления равна 18,8 Гц.

Для определения возможности резонансных явлений в столбе рабочей среды в нагнетательных трубопроводах произведен оценочный расчет собственных частот колебаний. При расчете предполагалось: нагрузка на обоих концах трубопровода представляет собой акустически открытый конец; жесткость стенок трубопровода намного больше упругости рабочей среды, т.е. скорость звука в системе приближенно равна скорости звука в газе. Известно, что скорость звука в аммиаке при $t=0^{\circ}\text{C}$ $c=414,8$ м/с. При иных температурах, скорость

звуча определяется по формуле $c = c_{t=0} \cdot \sqrt{\frac{t + 273}{273}}$. Таким образом,

при $t=40^{\circ}\text{C}$ $c=444,1$ м/с. Первая резонансная частота трубопровода,

акустически открытого с обоих концов, вычисляется по формуле $f = \frac{a}{2l}$

и при $l=3,8$ м (для рассматриваемой системы) составляет 58,4 Гц. Здесь следует отметить, что результаты данного расчета можно использовать лишь как оценочные, поскольку неизвестна истинная акустическая нагрузка рассматриваемого трубопровода.

Таким образом, в результате проделанного анализа, сделаны следующие выводы:

1. Основными источниками возбуждения вибраций элементов компрессорной установки являются обратный клапан нагнетательного трубопровода аммиака, электродвигатель привода и сам компрессор, шестеренный насос системы смазки и, возможно, редукционный клапан.

2. Коллектор нагнетательных трубопроводов аммиака представляет собой пневмомеханическую систему, работающую в сложных условиях виброакустического взаимодействия ее подсистем. Основные положения, характеризующие эти взаимодействия, следующие:

- автоколебания клапана возбуждают вибрацию всех элементов компрессорной установки на частоте 18,8 Гц;

- автоколебания клапана генерируют вынужденные пульсации рабочей среды в системе нагнетательных трубопроводов (амплитуда этих пульсаций достаточно незначительна);

- частота собственных механических колебаний нагнетательного трубопровода аммиака совпадает с частотой колебаний обратного клапана;

- низшая частота собственных колебаний столба газа в нагнетательном трубопроводе (58,4 Гц) практически кратна частоте пульсаций, генерируемых клапаном (18,8 Гц). Кратность – 3,11;

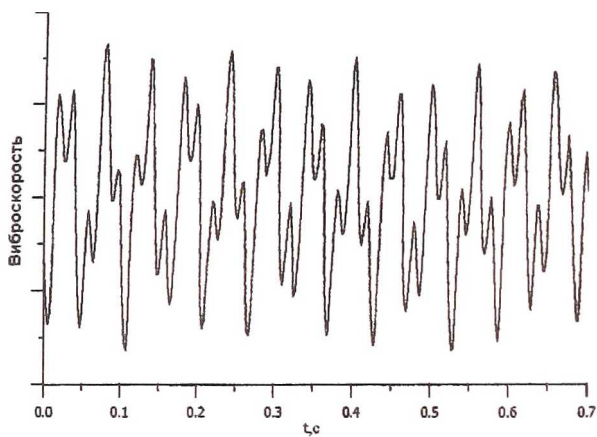
низшая частота собственных колебаний столба рабочей среды в нагнетательном трубопроводе (58,4 Гц) практически совпадает с роторной частотой компрессора (50 Гц), также генерирующего определенные пульсации давления.

3. Возможно резонансное увеличение вибраций нагнетательных трубопроводов аммиака, как вследствие кинематического, так и силового возбуждения

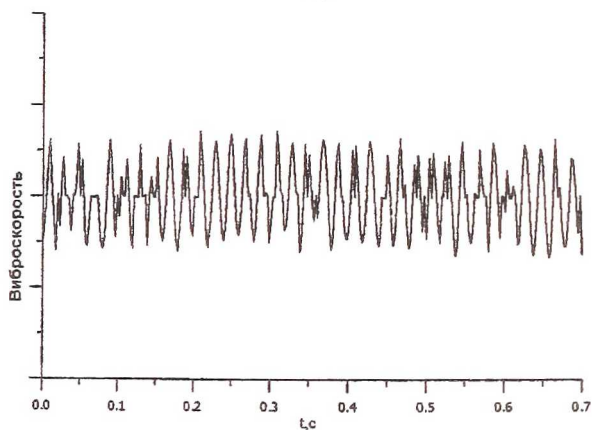
4. Возможно резонансное увеличение вибраций трубопроводов масляной системы.

Данные выводы хорошо согласуются с результатами экспериментальных исследований. Так, на рис. 3а представлена осциллограмма виброскорости на нагнетательном трубопроводе аммиака. Из рис. 3а видно, что на каждый пик виброскорости составляющей 18,8 Гц, (возможно обусловленной колебаниями обратного клапана) приходится по 2 меньших пика частоты 50 Гц (что вызвано собственными колебаниями акустической подсистемы нагнетательного трубопровода). Соответствующая указанной осциллограмме спектрограмма вибро-смещения представлена на рис. 4а. Анализ рис. 4а позволяет отметить, что амплитуда вибро-смещения составляющей 18,8 Гц равна 0,2 мм, что не соответствует Правилам безопасности эксплуатации технологических трубопроводов [1].

При выполнении операторами компрессорной станции технологической операции «разморозка» было отмечено прекращение слышимых «стуков» в районе корпуса обратного клапана аммиака. В ходе выполнения этой операции за счет регулирования положения выходного золотника агрегата при постоянной частоте вращения ротора компрессора давление на его выходе было снижено с 0,7 до 0,4 МПа. Было высказано предположение, что изменение режима работы компрессора способствует переходу клапана в область, где его автоколебания исчезают либо совсем, либо их амплитуда существенно снижается. Это подтверждается проведенными замерами. Осциллограмма виброскорости при отсутствии слышимых стуков обратного клапана аммиака представлена на рис. 3б (в масштабе рис. 3а по оси виброскорости). Соответствующая ей спектрограмма вибро-смещения представлена на рис. 4б. Сравнение



а)



б)

Рис. 3. Осциллограммы виброскорости в районе корпуса обратного клапана:

а) при наличии слышимых стуков; б) при отсутствии слышимых стуков.

спектрограмм рис. 4а и 4б позволяет отметить, что, хотя удары клапана о седло слышимы не были, в спектре вибросмещения присутствует составляющая 19 Гц. Однако ее амплитуда в 27,8 раз меньше и находится много ниже норм на вибрацию (по [1]). Это позволяет сделать вывод о заметном снижении амплитуды колебаний клапана.

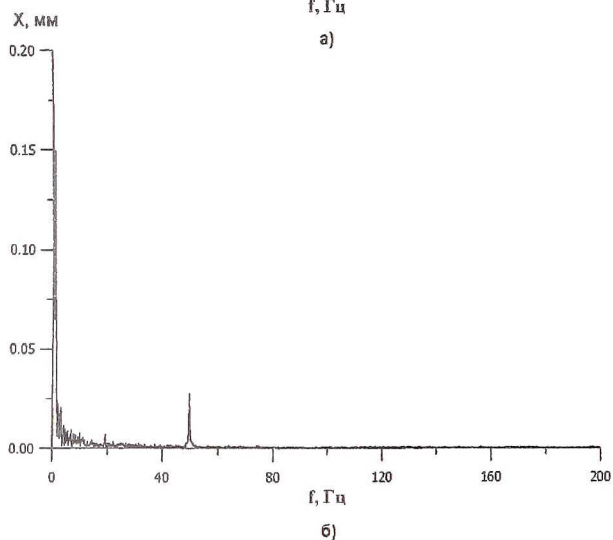
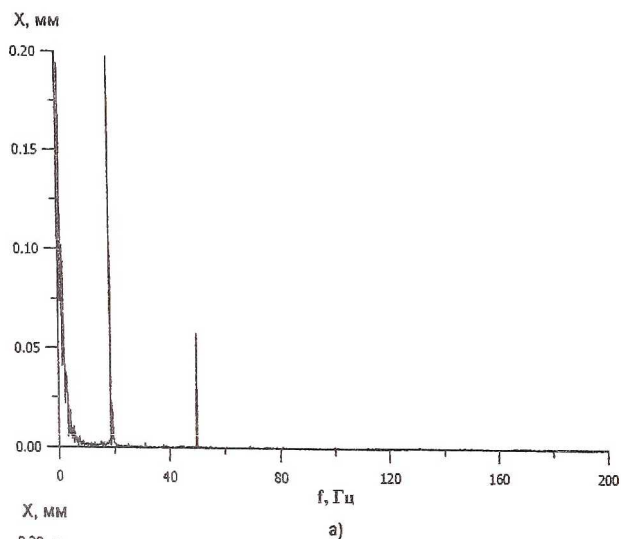


Рис. 4. Осциллограммы виброскорости в районе корпуса обратного клапана:

а) при наличии слышимых стуков; б) при отсутствии слышимых стуков.

Следует отметить также и снижение амплитуды составляющей 50 Гц в 2 раза, что ещё раз подтверждает вывод о процессах виброакустического

взаимодействия в рассматриваемой системе.

В ходе исследований и последующего анализа осциллограмм было зафиксировано также существенное превышение норм по вибрации (в 2,23 раза) на трубке пробоотборника.

Амплитуда вибросмещения на частоте 18.8 Гц составила в этой точке 0.447 мм. Вид временной реализации виброскорости (рис. 5) и спектрограммы вибросмещения однозначно говорит, что указанная трубка работает на резонансе.

Аналогичные результаты были получены при оценке вибрационной активности трубопровода высокого давления на выходе шестеренного насоса. Здесь также были зафиксированы превышения норм вибрации (в 2.30 раз). Анализ осциллограмм и спектрограмм вибропараметров этого трубопровода подтверждает выдвинутую гипотезу о резонансном характере возбуждения. Однако на возможном механизме этого возбуждения следует остановиться подробнее. Частота основной гармоники вибрации на выходном трубопроводе масляного насоса равна 25 Гц. Т.е. данная вибрация никак не связана с автоколебаниями клапана. Скорее всего, она обусловлена возбуждением самим шестеренным насосом. Зубцовая частота данного насоса, как отмечалось выше, – 300 Гц, роторная-25 Гц. Помимо этого возможно возбуждение пульсаций давления колебаниями редукционного клапана. Таким образом, возможен механизм как силового, так и кинематического возбуждения. Однако более конкретно

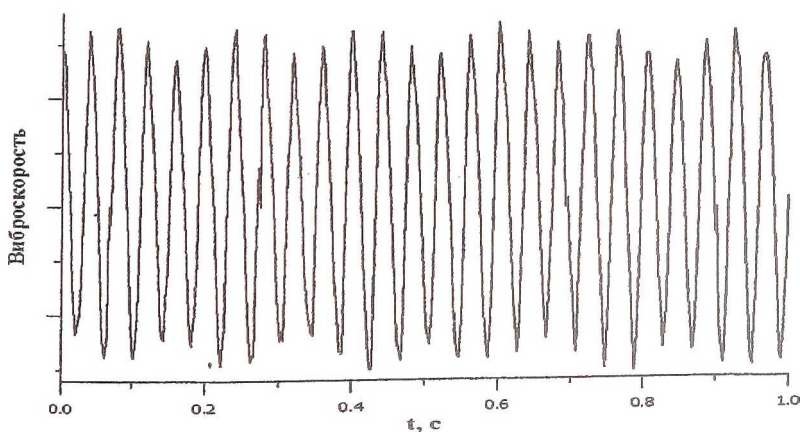


Рис. 5. Осциллограмма виброскорости трубки пробоотборника.

об этом можно судить лишь после проведения дополнительных экспериментальных исследований пульсационного состояния системы смазки и вибросостояния редукционного клапана. Отметим лишь, что были зафиксированы прерывистые колебания стрелки манометра на выходе шестеренного насоса, что говорит о наличии значительных пульсаций давления, которые могут быть причиной разрушения насоса, разгерметизации соединений трубопроводов, выхода из строя манометров. Во время работы манометр задресселирован вентилем и не регистрирует истинные пульсации.

На результатах замеров, выполненных прибором фирмы «Шенк», было отмечено наличие интенсивной, относительно широкополосной составляющей в районе частоты 1 Гц.

Оценка длительностей ударов обратного клапана позволяет сделать вывод о том, что в его спектре может присутствовать составляющая на этой частоте. На этой или близких частотах возможен резонанс системы нагнетательных трубопроводов всех трех компрессоров, объединенных общим коллектором.

Рассмотрим возможные методы снижения выявленных виброакустических нагрузок. Известны три пути борьбы. Это частотная отстройка систем, применение специальных корректирующих устройств и борьба с источником возбуждения. Рассмотрим эти методы последовательно для всех трех точек, где выявлено превышение норм по вибрации трубопроводов.

1. Нагнетательный трубопровод аммиака.

Частотная отстройка подобной системы от возможных резонансов представляется весьма проблематичной. Это связано с необходимостью существенной перекомпоновки системы трубопроводов. Кроме того, учитывая сложность конфигурации системы, имеется возможность попасть из зоны одного резонанса в зону другого (что связано с большим количеством низких собственных частот системы в различных направлениях). Демпфирование колебаний трубопроводов в рассматриваемом случае также требует значительной перекомпоновки, введения дополнительных опор, увеличения массивности системы. Кроме того, данное мероприятие не решает проблемы периодического износа фторопластового кольца седла обратного клапана. Более перспективна разработка конструктивных мероприятий, направленных на совершенствование конструкции клапана или его демпфирование с целью

исключения его колебаний. Это также позволит снизить общий уровень виброактивности системы.

2. Трубка пробоотборника.

Наиболее простое и эффективное мероприятие, по результатам экспериментальных исследований, в данном случае частотная отстройка. Устранение колебаний клапана существенно снизит резонансное вибросмещение трубки.

3. Система смазки.

Поскольку не было проведено исследование пульсационного состояния системы смазки и вибрационного фона редукционного клапана, говорить о мероприятиях по снижению вибраций достаточно затруднительно. Однако напрашивается следующее решение-применение корректирующего устройства-гасителя колебаний давления - на выходе шестеренного насоса. Учитывая постоянство частоты вращения ротора насоса целесообразно использование гасителя, построенного на базе ответвленного резонатора с шунтированным горлом. Данный гаситель позволит снизить как уровень вибраций, так и уровень пульсаций давления в системе, повысить параметрическую и функциональную надежность самого насоса, ресурс манометров.

Таким образом, в работе проведено исследование вибрационной активности компрессорной установки аммиака, определены источники виброакустических нагрузок, показаны пути виброакустического взаимодействия подсистем, определены точки с максимальными вибрациями, предложены рекомендации по снижению нагрузок.

Список литературы

1. ПБ 03-108-96. Правила устройства и безопасной эксплуатации технологических трубопроводов. - М.: НПО-ОБТ, 1997. С. 30-31.