

# ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРИЧИН ВИБРОАКТИВНОСТИ ОБОРУДОВАНИЯ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ СОВМЕСТНОГО АНАЛИЗА ВНЕШНЕГО ВИБРАЦИОННОГО И ВНУТРЕННЕГО АКУСТИЧЕСКИХ ПОЛЕЙ

*М. Г. Маслов, М. Ю. Гантман, Д. Н. Патрушев Е. И. Шмелев*

АО «ОКБМ Африкантов», г. Н. Новгород

## Введение

Современные требования, предъявляемые к оборудованию, предусматривают снижение металлоемкости и габаритов, увеличении долговечности и надежности функционирования. Это приводит к повышению скоростей движения рабочих сред, возрастанию динамических нагрузок на все элементы систем оборудования и, как следствие, к интенсификации вибрации и шума. В настоящее время методы акустического проектирования позволяют найти оптимальное соотношение между массогабаритными характеристиками оборудования и его виброакустическими характеристиками.

Создаваемые оборудованием шумы могут вызываться механическими, аэродинамическими (гидродинамическими) и электромагнитными процессами. В большинстве случаев шум паропровода и оборудования имеет аэродинамическое (гидродинамическое) происхождение. Чаще всего причинами аэродинамического (гидродинамического) шума являются нестационарные процессы, связанные с обтеканием плохообтекаемых тел.

Вибрации и пульсации давления, порождаемые оборудованием, передаются на трубопроводы и распространяются по их структуре и по потоку рабочей среды. Однако зачастую в паропроводах и оборудовании возникают резонансные колебания при совпадении собственных частот колебаний участков трубопроводов (структурные резонансы) или столбов заключенных в них жидкости (акустические резонансы) с частотой возмущающих динамических сил или давлений.

Основным методом снижения шума оборудования – максимальное уменьшение его в источнике образования, однако для этого необходимо знать его физическую природу, основные закономерности возникновения и распространения. В большинстве случаев, исследование виброакустических характеристик оборудования может производиться только по внешним уровням вибрации на корпусе. Для описания причин виброактивности оборудования, спектрограмм вибрации корпуса недостаточно, что требует дополнительного источника информации о процессах, происходящих в проточной части оборудования гидравлических систем.

Для решения данной проблемы актуально использовать численные расчеты, а именно расчеты

собственных структурных и акустических частот оборудования методом конечно-элементного моделирования в совокупности с газодинамическими расчетами потока среды в проточной части оборудования.

## Объект исследования

Объектом исследования виброакустических характеристик в данной работе является запорная паровая арматура. Принципиальный вид паровой арматуры показан на рис. 1.

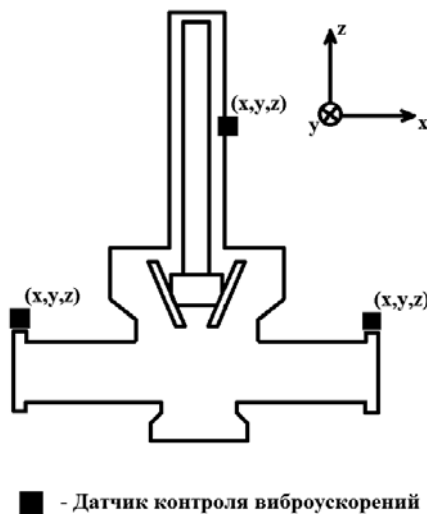


Рис. 1. Принципиальная схема запорной паровой арматуры

## Описание целей работы

Целью данной работы является определение причины виброактивности исследуемой запорной паровой арматуры с помощью расчетно-экспериментальных методов.

## Экспериментальная часть работы

В рамках данной работы были выполнены испытания запорной паровой арматуры на стенде в широком диапазоне скоростей потока продуваемого пара. Во время испытаний запорный механизм испытываемой арматуры находился в поднятом состоянии, что соответствует открытому положению.

На каждом режиме продувки паром производились замеры уровней вибрационного и акустического полей. Контроль уровней виброускорений корпуса арматуры осуществлялся в контрольных точках (см. рис. 1) с помощью пьезокерамических датчиков в трех взаимно-перпендикулярных направлениях. Измерение внешнего акустического поля арматуры осуществлялось с помощью микрофона «свободного поля» установленного на штативе на расстоянии 1 м от испытываемого изделия.

Все сигналы с измерительной аппаратуры поступали на цифровой сборщик, с которого оцифрованные сигналы передавались по сети Ethernet на персональный компьютер (ПК). Характерный спектр виброускорения на корпусе арматуры показан на рис. 2.

Спектр виброускорения содержит большое количество близко расположенных максимумов над

широкополосной частью спектра, что сильно усложняет задачу по определению причины виброактивности испытываемой арматуры. Однако, из подробного исследования спектров вибрации на разных режимах продувки был выделен гармонический ряд узкополосных максимумов, амплитуды которых значительно (более чем в 2 раза) превышают амплитуды менее добротных экстремумов.

С целью определения возможных причин возникновения процессов, приводящих к появлению выявленных добротных максимумов, рассмотрены спектры виброускорений корпуса арматуры для разных скоростей потока при одинаковых параметрах давления и температуры пара. По результатам анализа, выявлена зависимость частоты первого максимума гармонического ряда от скорости потока пара. Данная зависимость представлена на рис. 3.

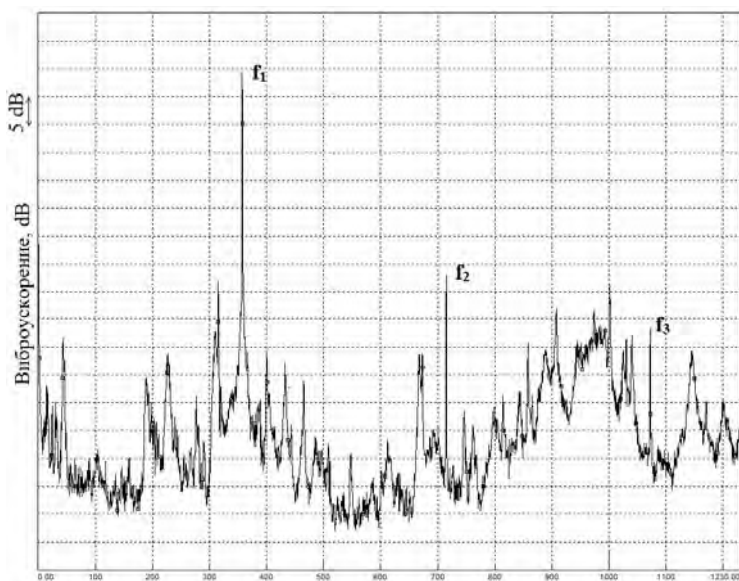


Рис. 2. Характерный спектр виброускорения на корпусе арматуры

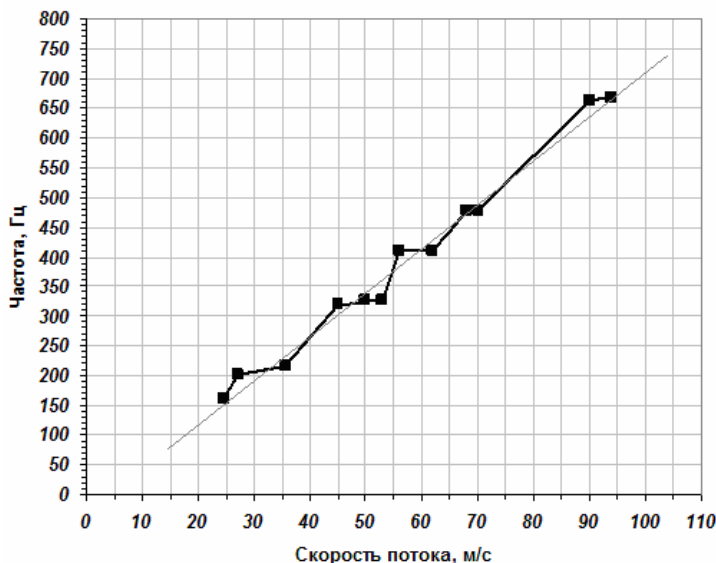


Рис. 3. Зависимость между скоростью потока и частотой узкополосного максимума

Представленная на рис. 3 зависимость имеет линейный характер, однако, присутствуют области, где частота максимума от скорости потока пара через исследуемую арматуру не зависит. Исходя из вышесказанного, можно сделать вывод, что первопричиной появления гармонического ряда в спектральном составе вибрации корпуса арматуры, являются интенсивные вихреобразования, генерируемые при обтекании проточной части арматуры.

Детальный анализ экспериментальных результатов показал, что вибрация на частотах выделенного гармонического ряда присутствует во всех точках контроля вибрации арматуры, причем во всех трех направлениях. Выделить конкретную область с повышенной вибрацией на выделенных частотах из анализа результатов не удастся.

### Расчетная часть работы

Первоочередной задачей при расчетном исследовании причин виброактивности арматуры, является определение протекающих в потоке пара процессов, путем получения распределений внутренних профилей скорости, давления и анализа пульсаций давления в локальных точках в проточной части арматуры.

С целью решения данной задачи использовалось специализированное программное обеспечение для газодинамических расчетов.

Данные для расчета представлены на рис. 4.

Расположение контрольных точек в проточной части арматуры было выполнено следующим образом. По центральной продольной оси арматуры в области затвора расположены четыре поперечных

сечения, рис. 4,б, в которых по окружности разных радиусов расположены контрольные точки, рис. 4,в. Угол по окружности между соседними точками составляет 10 градусов. Характерный спектр пульсаций давления в одной из контрольных точек для одного режима расхода пара ( $v = 51$  м/с) представлен на рис. 4,а.

На спектре, представленном на рис. 4,а, хорошо видны эквидистантно расположенные максимумы, при этом частота первого максимума для схожего по параметрам потока пара режима в эксперименте, получилась  $f = 356$  Гц. Результаты для остальных режимов и сравнение с экспериментально полученными данными представлены в таблице.

Из анализа полученных результатов, представленных в таблице хорошо видно, что расчетная частота первого максимума в спектре пульсаций давления достаточно хорошо совпадает с частотами, взятыми из спектров вибрации на корпусе. Относительная погрешность составляет 14 %, что говорит о хорошей сходимости расчетной модели к натуре.

Для локализации расположения максимальных пульсаций скорости в проточной части арматуры, проведено сравнение амплитуд на данных дискретных составляющих в зависимости от местоположения расчетной точки, а именно от:

- положения поперечного сечения в арматуре, на котором располагается расчетная точка;
- радиуса окружности, на котором расположена расчетная точка;
- от угла расположения расчетной точки на окружности.

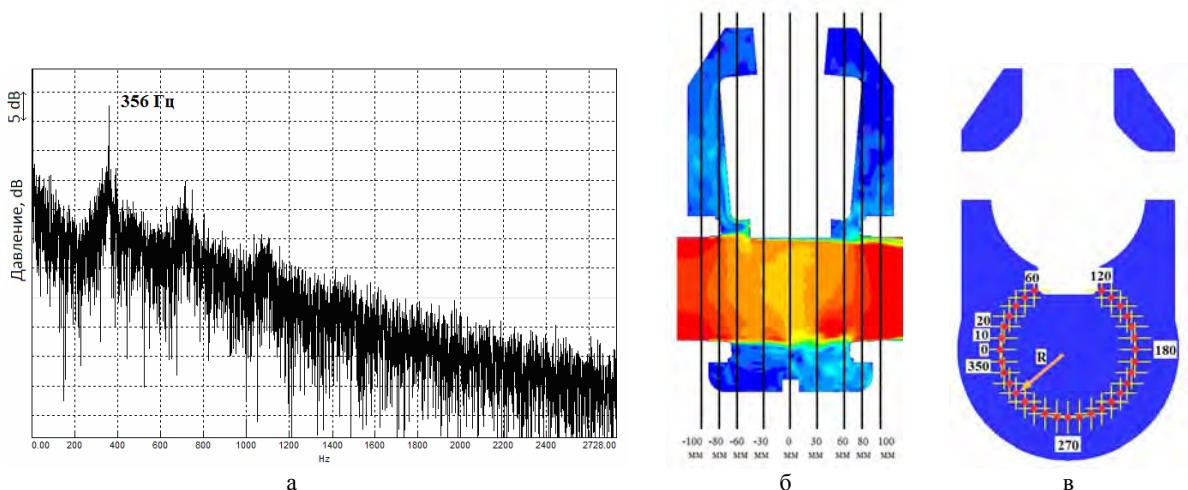


Рис. 4. Данные для расчета: а – характерный спектр пульсаций давления в одной из контрольных точек; б – схема расположения сечений в задвижке; в – схема расположения расчетной точки на окружности в сечении

### Сравнение расчетных и экспериментальных спектральных составляющих в спектрах пульсаций давлений и вибрации соответственно

Режим	Эксперимент	Расчет
$T = 233,5$ °C; $P = 0,926$ МПа; $V = 39$ м/с	$f = 240$ Гц	$f = 275$ Гц
$T = 233,5$ °C; $P = 0,926$ МПа; $V = 51$ м/с	$f = 357$ Гц	$f = 356$ Гц
$T = 233,5$ °C; $P = 0,926$ МПа; $V = 66$ м/с	$f = 467$ Гц	$f = 450$ Гц

Характерная зависимость амплитуды первого и второго максимума от угла расположения контрольной точки в сечении представлена на рис. 5.

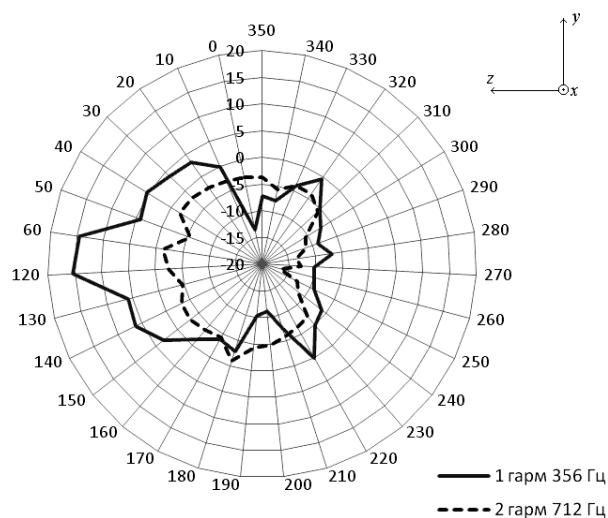


Рис. 5. Характерная зависимость амплитуды первого и второго максимума от угла расположения контрольной точки в сечении

Проанализировав круговые зависимости было выявлено, что максимальная амплитуда пульсаций давления на частоте первого и второго максимума гармонического ряда наблюдается в третьем сечении в верхней части арматуры. При этом, в этой же области лучше всего наблюдаются гармоники данной

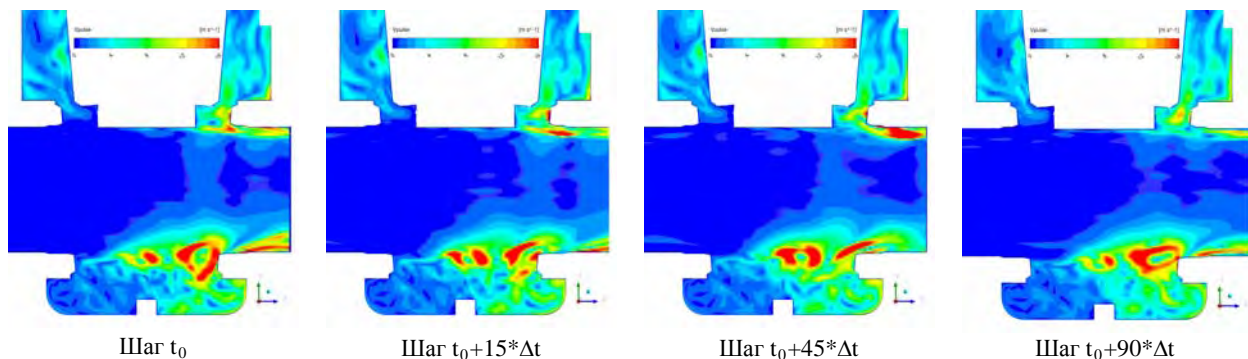


Рис. 6. Визуализация поля динамической скорости в продольном сечении (вид сбоку) задвижки в разные моменты времени. Движение потока: слева–направо

частоты. Для более наглядного представления о процессе, протекающем в проточной части арматуры, вычислены мгновенные (пульсационные) составляющие скорости в продольных и поперечных сечениях. Визуализация профиля скорости в продольном вертикальном сечении представлена на рис. 6.

По картинкам поля скорости, построенным на разных временных отсечках, хорошо видно развитие дискретного вихря, срывающегося с кромки, в которой происходит соприкосновение между конструкциями запорного органа и корпуса арматуры при ее закрытии.

Для решения вопроса о том, может ли данный процесс инициировать колебания арматуры на своей частоте, был проведен расчет виброотклика конструкции арматуры от воздействия на нее со стороны потока.

В качестве исходных данных необходимых для расчета, из результатов аэродинамического расчета были экспортированы пульсации давления с поверхности проточной части арматуры в каждый момент времени. Разработана конечно-элементная модель корпуса арматуры и заданы граничные условия в местах ее закрепления. Для расчета виброотклика данные о давлении интерполировались с каждого узла поверхности на узлы расчетной структурной сетки арматуры.

Расчетные точки контроля вибрации расположены на фланцах, в соответствии с расположением их при испытаниях натурной арматуры. Спектр виброускорений в точке расположенной на фланце арматуры показан на рис. 7.

В спектре на рис. 7 на частоте  $f = 344$  Гц виден узкополосный максимум, однако его амплитуда меньше или сравнима с амплитудами других максимумов. Причиной этого является тот факт, что в эксперименте наблюдается резонансное усиление.

Несмотря на разницу спектров вибрации корпуса арматуры, полученных расчетным и экспериментальными путями, можно сказать, что в ходе исследований был определен источник появления в спектрограмме вибрации гармонического ряда узкополосных максимумов. Однако, остается открытым вопрос о природе процесса, который усиливает колебания конструкции вызванные срывом дискретных вихрей.

Для выяснения данного механизма усиления колебаний было проведено измерение собственных частот колебаний конструкций арматуры методом искусственного возбуждения с помощью специального акустического молотка. В результате измерений частоты собственных колебаний запорного органа показали близкие значения с частотами, связанными с интенсивным вихреобразованием (рис. 3). Данное предположение подразумевает синхронизацию частоты срыва вихрей и частоты собственных колебаний запорного органа арматуры.

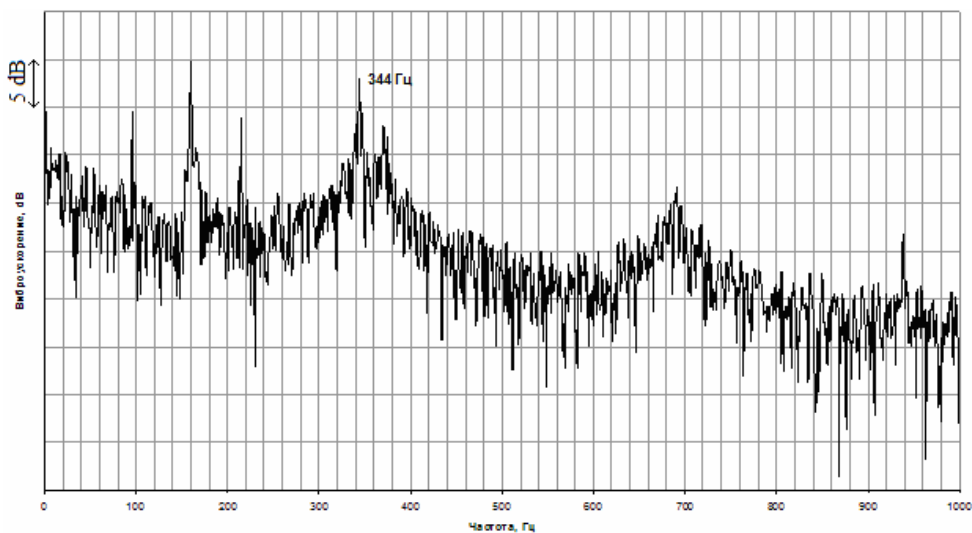


Рис. 7. Расчетный спектр виброускорений в точке расположенной на фланце арматуры

Кроме того, в настоящее время анализируется возможность усиления колебаний за счет собственных акустических мод (стоячих волн) подводящего/отводящего трубопровода. Предварительный расчет показал, что значения их частот также близки к частотам срыва вихрей.

### Выводы

В данной работе отработан алгоритм расчетно-экспериментального метода исследования причин

виброактивности оборудования. Выявлен источник вихревого звука в проточной части арматуры. В настоящее время проводятся дополнительные исследования по определению механизма усиления колебаний в арматуре. Рассматривается возможность усиления колебаний за счет процесса синхронизации частоты вихревого срыва с частотой собственных колебаний конструкций затвора арматуры, а также с частотой колебаний столба «пара» в проточной части системы «арматура-трубопровод».