

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРИЧИН ВОЗНИКНОВЕНИЯ РЕЗОНАНСНЫХ ВИБРАЦИЙ ТРУБОПРОВОДОВ СВЕЖЕГО ПАРА ЭНЕРГОБЛОКА № 1 НОВОВОРОНЕЖСКОЙ АЭС-2

© 2022 г. Р. П. Ануркин^а, *, Г. В. Аркадов^б, В. А. Бельшко^а, И. О. Будько^а,
И. Н. Гусев^с, А. В. Кузьмин^а, Ю. Ф. Кутдюсов^а, М. Т. Слепов^с

^аНаучно-исследовательский центр энерготехнологий “Центрэнерго”, Ферганская ул., д. 25, Москва, 109507 Россия

^бНаучно-технический центр “Дианпром”, ул. Королева, д. 6, Обнинск, Калужская обл., 249031 Россия

^сФилиал АО “Концерн Росэнергоатом” Нововоронежская АЭС,
Промышленная зона Южная, д. 1, Нововоронеж, Воронежская обл., 396072 Россия

*e-mail: info@ce91.ru

Поступила в редакцию 20.11.2021 г.

После доработки 24.12.2021 г.

Принята к публикации 26.01.2022 г.

Рассмотрены проблема возникновения повышенных уровней эксплуатационных вибраций главных паропроводов энергоблока ВВЭР-1200 и способы их снижения на примере энергоблока № 1 Нововоронежской АЭС-2. Впервые указанная проблема была выявлена при вводе в эксплуатацию энергоблока № 1 Запорожской АЭС (ВВЭР-1000) на этапе пусконаладочных работ и освоения мощности и оставалась актуальной для всех энергоблоков с реакторами серии ВВЭР-1000. Повышенные вибрации паропроводов системы свежего пара приводили к различным повреждениям: появлению свищей, обрыву вспомогательных трубопроводов обвязки арматуры и т.д., а также обуславливали многократное снижение циклической прочности главных паропроводов и повышение вероятности их циклического разрушения. В целях исследования резонансных частот вибраций трубопроводов свежего пара системы 10LVA и трубопроводов перепускных труб высокого давления системы 10MAA энергоблока № 1 НВАЭС-2 была разработана их математическая модель. Сравнение данных, полученных при измерении собственных частот в процессе экспериментального модального анализа выявленных резонансных частот в ходе виброобследования, с рассчитанными собственными частотами трубопроводов указанных систем по разработанной модели программы ANSYS, показало их удовлетворительную сходимость, что позволило верифицировать эту модель ANSYS. В результате выполнения модального анализа (анализа собственных форм и собственных частот колебаний) систем 10LVA и 10MAA были определены все собственные частоты систем в диапазоне 0–100 Гц. Предложен способ снижения вибрации трубопроводов свежего пара системы 10LVA и трубопроводов перепускных труб высокого давления 10MAA, основанный на сдвиге выявленных собственных частот в высокочастотную область посредством подбора и установки дополнительных демпферов на трубопроводы систем в места максимального перемещения.

Ключевые слова: ВВЭР-1200, реакторная установка, трубопроводы, вибрация, резонанс, виброобследование, трассировка, моделирование, модальный анализ, собственная частота, частота возбуждающей силы, демпфирующее устройство

DOI: 10.56304/S0040363622080021

В качестве причин вибраций трубопроводов следует назвать вторичные течения, возникающие при обтекании потоком среды различных препятствий на пути его движения [1]. Вследствие инерции поток не может обогнуть препятствие без образования застойных зон. Частицы среды в застойной области вытягиваются в зону основного потока в направлении движения. Благодаря расширению основного потока и, соответственно, уменьшению его скорости давление незначительно повышается, что способствует возникновению обратного течения вбли-

зи стенки трубопровода. Таким образом возникает вращательное движение, охватывающее значительную область потока среды. Наблюдения показывают, что отдельные вихри, образующиеся на поверхности раздела, непрерывно перемещаются и одни массы жидкости заменяются другими в рассматриваемой области [1]. Такое течение среды называют отрывным. Кинетическая энергия отрывного течения черпается из энергии основного потока. Несмотря на незначительные осредненные скорости потока, эта энергия суще-

ственна вследствие больших пульсаций давления. Поэтому первой задачей исследования причин вибрации было уточнение строения системы трубопроводов свежего пара и выделение зон, являющихся источниками пульсаций давления.

Изменение направления потока следует считать еще одной причиной вибрации трубопроводов [1]. При этом возникают центробежные силы, которые создают разность давлений потока по живым сечениям и условия для появления вторичных течений или поперечной циркуляции. Центробежные силы, действующие от центра потока к периферии, оттесняют его от выпуклой стенки трубы к вогнутой. В пристеночном слое, где скорости малы, центробежные силы практически отсутствуют и поток перемещается по поверхностям живых сечений в направлениях перпендикулярных движению. Эта поперечная циркуляция складывается с основным потоком и при этом образуется винтовое движение, которое затухает на некотором расстоянии от поворота трубопровода. Кроме этого, на участке закруглений формируется область отрывных течений. Винтовые движения возникают не только на повороте трубы (канала), но и в других случаях изменения направления течения (при делении потока в тройниках, вентилях и т.п.).

В ответвлении трубопровода образуется отрывное течение значительно большей интенсивности, чем при повороте под углом [1]. Этому способствует диффузорный эффект вследствие резкого увеличения площади сечения. Положительный градиент давления содействует также образованию области отрывного течения возле противоположной стенки прямого прохода. Отрывные течения приводят к местному поджатию потока, который затем расширяется в ответвлении трубопровода и на проходе. Вихревая зона, образующаяся в ответвлении, создает местное сопротивление и является источником пульсаций давления в проходе. Таким образом, в подводящих трубопроводах возникают волны давления, которые распространяются со скоростью звука в паре от одного края предохранительного вентиля к другому. В момент прохождения верхнего Т-образного участка (тройника) импульс способствует повышению давления в участке между верхним и нижним тройниками (“нога”), которое воздействует на главный паропровод.

ПРОВЕДЕНИЕ ИССЛЕДОВАНИЙ НА ЭНЕРГОБЛОКЕ № 1 НОВОВОРОНЕЖСКОЙ АЭС-2

За время эксплуатации турбины К-1200-6.8/50 энергоблока № 1 НВАЭС-2 произошло несколько

событий, связанных с выходом из строя элементов системы автоматического регулирования и защиты:

обрыв тяги пружинного блока регулирующего клапана высокого давления (РК ВД) 10МАО14АА240 в резьбовом соединении (15.11.2016 г.);

разрушение штока датчика положения РК ВД 10МАО12АА240 (29.10.2017 г.);

раскручивание специальной гайки стопорного клапана высокого давления (СК ВД) 10МАО02АА140 (17.05.2017 г.);

повреждение импульсного трубопровода к датчику давления в паропроводе свежего пара системы 10ЛВА (01.10.2018 г.).

Эти аварии произошли вследствие повышенной вибрации трубопроводов и оборудования указанных систем. В целях предотвращения аналогичных событий при эксплуатации энергоблока и снижения повышенных вибраций трубопроводов были выполнены следующие работы по определению резонансных частот вибраций в данных трубопроводах:

анализ проектной, заводской и монтажной документации трубопроводов свежего пара систем 10ЛВА, трубопроводов перепускных труб высокого давления системы 10МАО и элементов опорно-подвесной системы (ОПС) энергоблока № 1 НВАЭС-2;

проверка соответствия проекту трассировки трубопроводов, ОПС;

анализ результатов проверки трассировки трубопроводов и ОПС систем 10ЛВА и 10МАО на соответствие проекту со сравнением с аналогичными системами на энергоблоке № 2 НВАЭС-2 и энергоблоке № 1 ЛАЭС-2;

виброобследование оборудования систем 10ЛВА и 10МАО в контрольных точках при номинальных параметрах среды;

построение геометрической и математической моделей трубопроводов и арматуры систем 10ЛВА и 10МАО на основании анализа исходных данных и реальных размеров трубопроводов;

определение резонансных частот вибраций трубопроводов свежего пара системы 10ЛВА и трубопроводов перепускных труб высокого давления системы 10МАО энергоблока № 1 НВАЭС-2.

По результатам работ было подготовлено расчетное обоснование способов снижения вибрации трубопроводов свежего пара системы 10ЛВА и трубопроводов перепускных труб высокого давления системы 10МАО до нормативных значений для энергоблока № 1 НВАЭС-2.

РАЗРАБОТКА ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ И МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛЕЙ СИСТЕМ 10LBA И 10MAA

При исследовании систем 10LBA и 10MAA с целью определить собственные частоты заданной трассировки трубопроводов с расположением ОПС и причины повышенных уровней вибраций на оборудовании и трубопроводах использовали математическую модель на базе программы ANSYS. Одним из наиболее важных и ответственных этапов выполнения работ было построение конечно-элементной математической сетки, точно описывающей геометрическую модель конструкции, при которой создание твердотельной модели заменяется набором конечных элементов. При проведении работ была создана пространственная геометрическая 3D-модель, в которой были использованы геометрические размеры трубопроводов и арматуры и расположение ОПС в соответствии с проектной документацией (рис. 1).

Для выполнения расчетов в программу ANSYS вводили точные значения следующих параметров и характеристик:

геометрических размеров оборудования и трубопроводов (по чертежам с выборочной проверкой и уточнением по месту);

массовых характеристик арматуры, регулирующих клапанов (по паспортам на оборудование);

расположений неподвижных, направляющих и скользящих опор, простых подвесок, пружинных подвесок/опор на трубопроводах, демпфирующих устройств (по чертежам с выборочной проверкой и уточнением по месту);

характеристик пружинных подвесок (нагрузка на пружину, жесткость по проекту);

характеристик демпферов (были добавлены значения эквивалентной динамической жесткости в соответствии с [2]);

плотности и давления свежего пара от парогенераторов ПГ-1–ПГ-4 (согласно показаниям штатных замеров);

массы теплоизоляции (проектные данные).

Массу трубопроводов определяли на основании плотности материала (7850 кг/м^3) с учетом массы среды (свежего пара). Плотность пара при номинальной мощности энергоблока составляла 33 кг/м^3 . Тепловая изоляция трубопроводов выполнялась с помощью матов толщиной 60 мм из штапельного супертонкого базальтового волокна плотностью 44 кг/м^3 (тип 6С, ткань Т-23 производства ООО «Ивотстекло»). Маты закрывались листами толщиной 0.7 мм из алюминиевого сплава плотностью 2800 кг/м^3 . Плотность среды и масса теплоизоляции были включены в расчет-

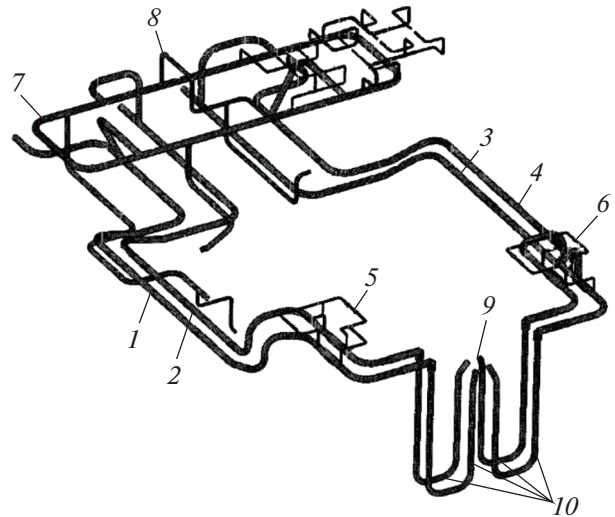


Рис. 1. Расчетная математическая модель трубопроводов свежего пара системы 10LBA и трубопроводов перепускных труб высокого давления системы 10MAA энергоблока № 1 НВАЭС-2.

ПГ – парогенератор; ГПЗ – главная паровая задвижка; ЦВД – цилиндр высокого давления; КИП – контрольно-измерительные приборы; 1–4 – трубопровод свежего пара от ПГ-1–ПГ-4; 5–6 – байпас ГПЗ-1–ГПЗ-4; 7 – паровое кольцо 10LBA; 8 – трубопровод датчиков КИП 10LBA; 9 – на вход в ЦВД; 10 – перепускные трубы 10MAA

ную модель как дополнительная масса на единицу длины трубопровода.

С помощью программы ANSYS моделировали нагрузку на трубопроводы от различных факторов (массы самих трубопроводов, теплоизоляции, среды, а также внешней и внутренней температуры и давления). При номинальной тепловой мощности реакторной установки задавали давление пара 6.9 МПа, температуру 287°C.

Для подтверждения достоверности математической модели и оценки изменения собственных форм трубопроводов системы были выполнены модальный анализ (расчет собственных форм колебаний и собственных частот) трубопроводов систем 10LBA и 10MAA и сравнение результатов расчетов с экспериментальными данными, полученными на энергоблоке № 1 НВАЭС-2. Сравнительный анализ экспериментальных данных по измерению собственных частот f_c с использованием модального молотка в выбранных контрольных точках показал удовлетворительную сходимость с данными расчетов, проведенных с помощью программы ANSYS.

Результаты измерений скорости колебаний участка трубопровода v и нормированной амплитуды колебаний A по одной из точек приведены на рис. 2. Несмотря на большой диаметр исследу-

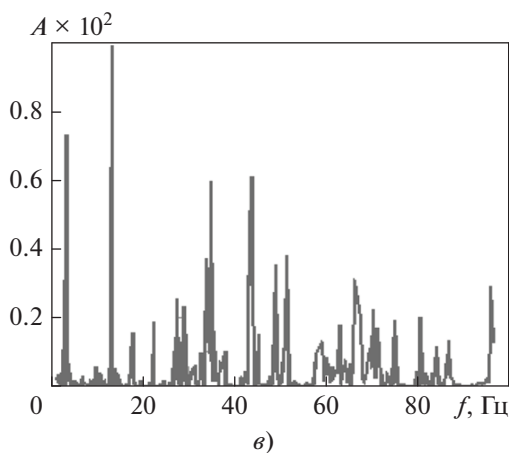
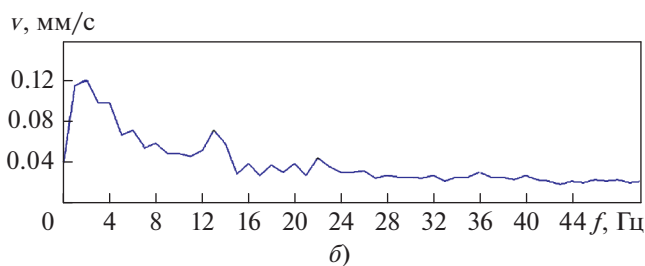
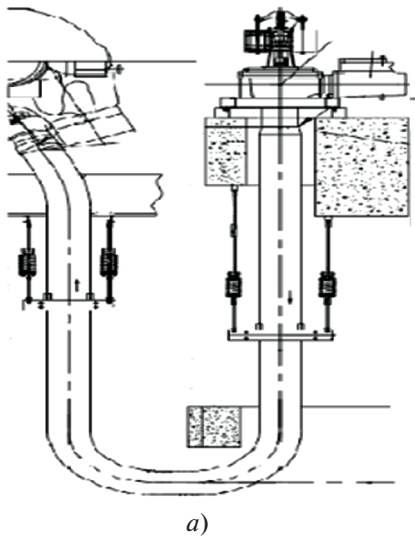


Рис. 2. Экспериментально (б) и теоретически (в) определенные доминирующие собственные частоты на перепускных трубах РК ВД-4 10ММАА (а) (направление в сторону оси турбоагрегата)

емого трубопровода и отсутствие возможностей для создания необходимых усилий для возбуждения трубопровода, экспериментальный модальный анализ выявил в рассматриваемой зоне доминирующие собственные частоты в районах 2 и 13 Гц (направление в сторону оси турбоагрегата), что подтвердилось (в пределах погрешности) теоретическим расчетом и дальнейшими результата-

ми виброобследования на номинальной мощности энергоблока.

СПОСОБЫ СНИЖЕНИЯ ПОВЫШЕННОГО УРОВНЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ВИБРАЦИЙ ТРУБОПРОВОДОВ

При номинальной мощности энергоблока № 1 было выполнено виброобследование трубопроводов систем 10LBA и 10MAA в 225 контрольных точках (в двух или трех направлениях) с определением среднеквадратического значения (СКЗ) виброскорости и фиксации частотных спектров. В отдельных контрольных точках было обнаружено превышение измеренного СКЗ виброскорости над нормируемым 12 мм/с, определенным в соответствии с [3].

На рис. 3 показан экспериментальный частотный спектр в точке № 29 с СКЗ виброскорости 15,6 мм/с и СКЗ виброперемещения 354,2 мкм. Точка № 29 расположена на трубопроводе датчиков контрольно-измерительных приборов (КИП) парового кольца 10LBA (рис. 4). Явно выраженная доминирующая резонансная частота 10 Гц подтверждается результатами модального анализа по программе ANSYS (см. рис. 3).

В целях снижения уровня повышенных вибраций трубопроводов был применен способ изменения собственного частотного спектра трубопровода в сторону смещения в высокочастотную область от резонансной частоты, подтвержденной экспериментально и теоретически. В модели ANSYS в местах максимального перемещения трубопровода несколькими итерациями были добавлены дополнительные демпферы различного типа. Эквивалентную динамическую жесткость задавали в соответствии с доминантной резонансной частотой, измеренной на участке трубопровода и рассчитанной с температурной поправкой [4, 5]. Например, для конструкции системы с подобранными дополнительными демпферами типа VD-630/325-15, установленными на трубопровод датчиков КИП 10LBA (см. рис. 4), результаты моделирования подтвердили значительное уменьшение колебаний системы на рассматриваемой частоте вибрации в контрольных точках (рис. 5). Эти демпферы используются на участке трубопровода от парогенератора ПГ-4 в районе главной паровой задвижки и имеют идентификацию 10LBA40BQ205/001.

В результате моделирования отмечено смещение резонансных частот от 10 Гц в высокочастотную область в поперечном направлении (см. рис. 5). Для максимальной эффективности и гарантированного снижения уровня эксплуатационных вибраций потребовалось смоделировать установку двух демпферов [6].

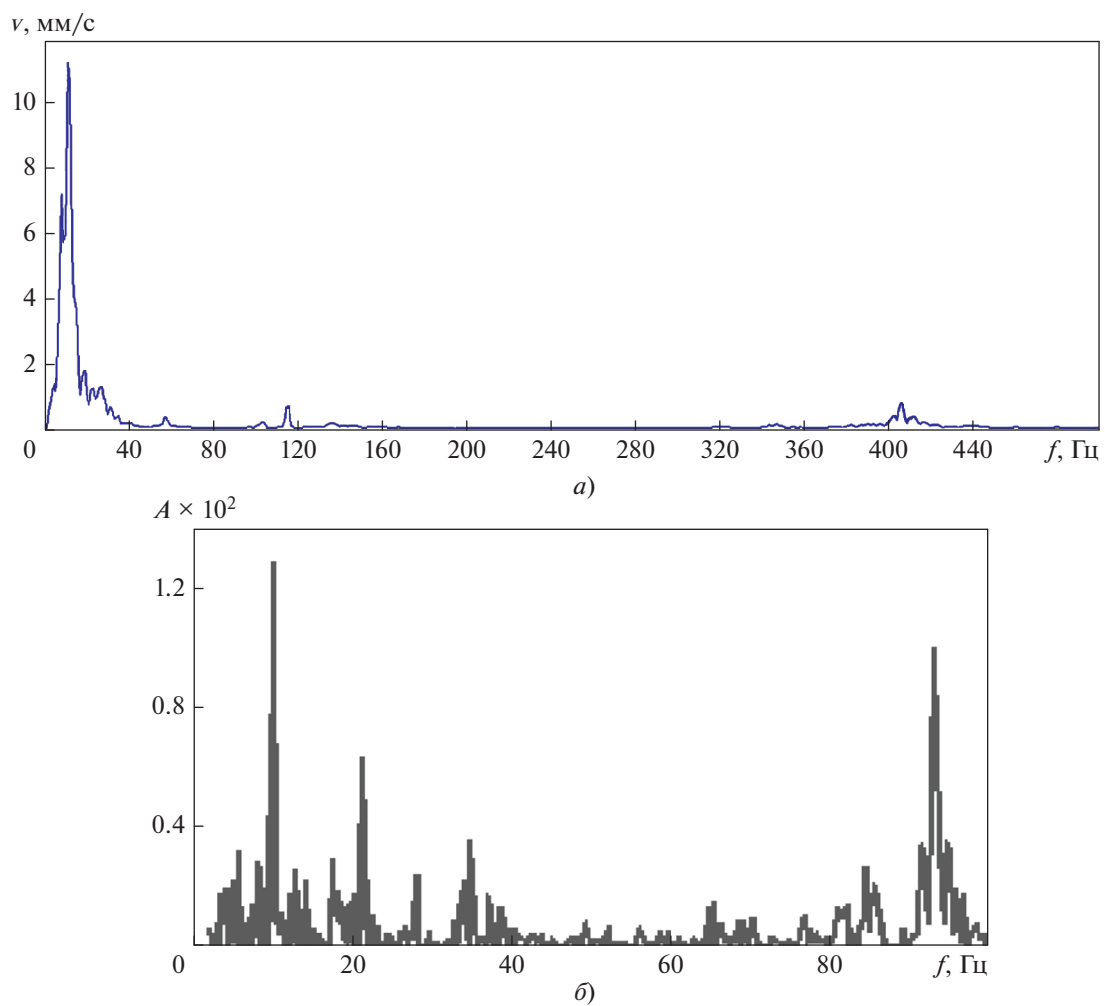


Рис. 3. Экспериментальные (а) и теоретические (б) частотные спектры в контрольной точке № 29 (поперечное направление)

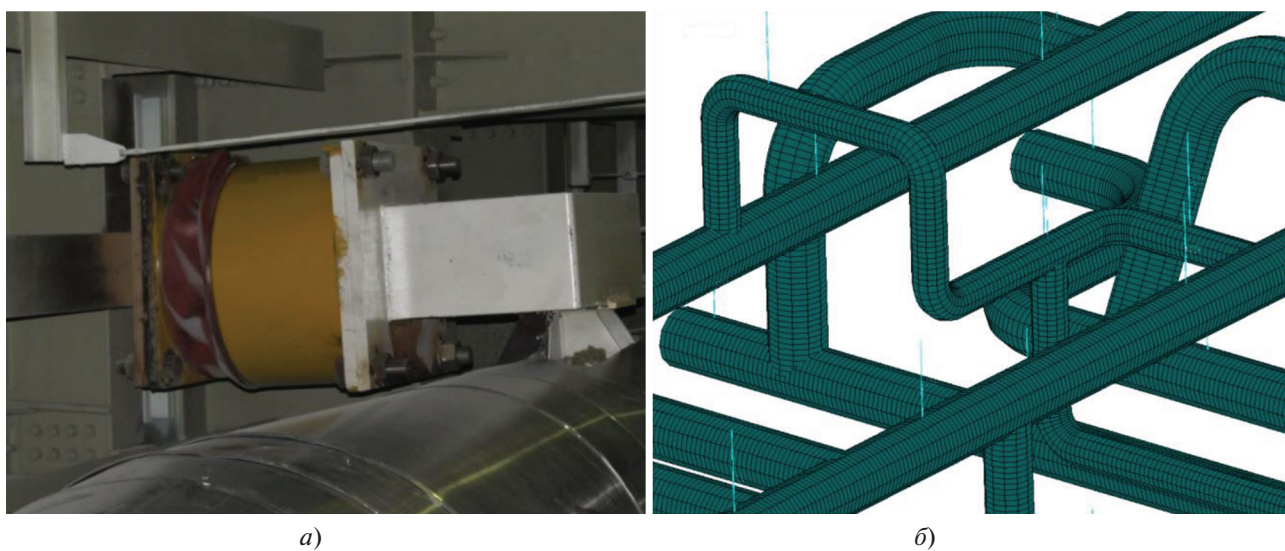


Рис. 4. Дополнительный демпфер типа VD-630/325-15 (а), установленный на трубопровод датчиков КИП 10LBA, и модель конструкции системы с демпферами (б)

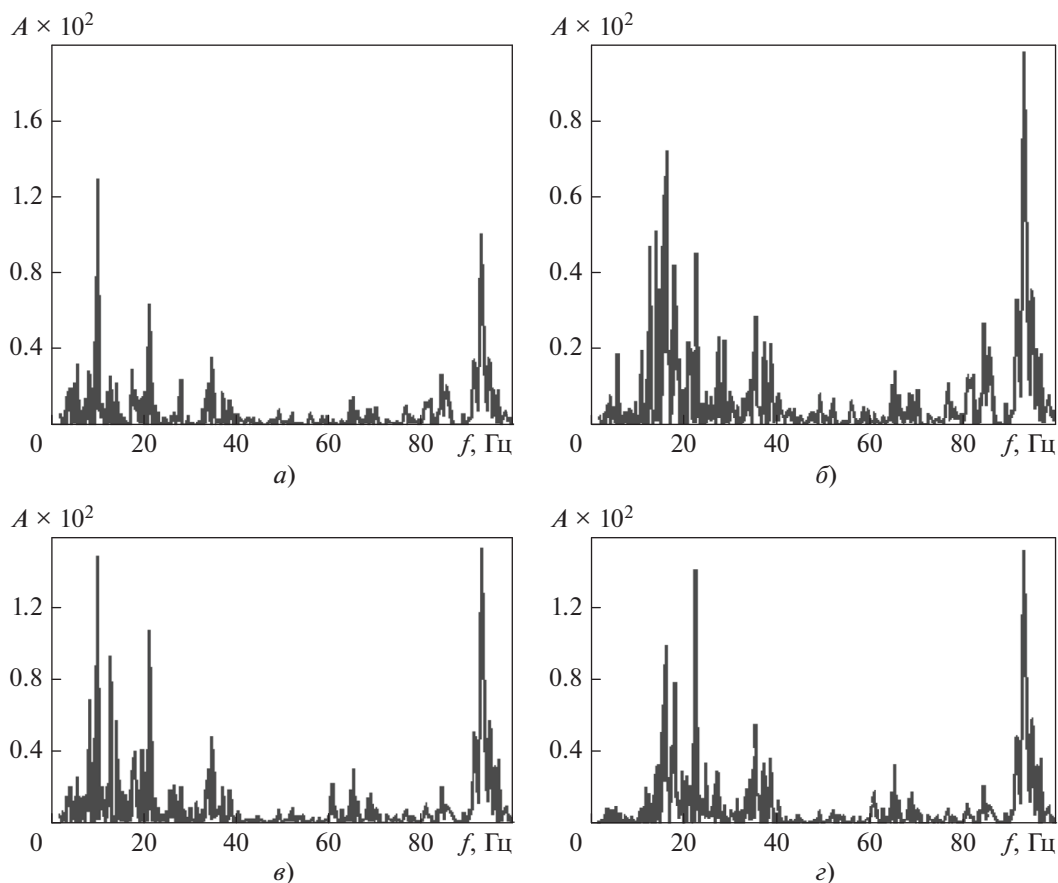


Рис. 5. Теоретические частотные спектры до (а, в) и после (б, г) установки демпферов типа VD-630/325-15 на трубопроводе датчиков КИП в контрольных точках № 29 (а, б) и № 30 (в, г) (поперечное направление)

ВЫВОДЫ

1. Основные резонансные частоты, вызывающие повышенные вибрации в трубопроводах систем 10ЛВА и 10ММА на номинальной мощности энергоблока № 1 НВАЭС-2, имеют следующие приблизительные значения:

10 Гц на трубопроводе датчиков КИП;

6–8 Гц на байпасе ГПЗ-1, 2 и ГПЗ-3, 4;

3 Гц, 12–13 Гц на перепускных трубах высокого давления от РК ВД-2, 4 и от РК ВД-1, 3 10ММА в направлении вдоль оси турбоагрегата и 5–6 Гц в направлении перпендикулярном оси турбоагрегата;

2, 3, 7 и 9 Гц на прямых участках трубопроводов от парогенераторов до ГПЗ.

2. Совпадение частот пульсаций давления пара (возбуждающая сила) с одной (или несколькими) из собственных частот трубопроводов является причиной резонанса и возникновения резонансных частот вибраций на участках трубопроводов систем 10ЛВА и 10ММА. Существующие опорно-подвесные системы 10ЛВА и 10ММА не исключают воз-

никновение резонансных частот на номинальной мощности энергоблока № 1 НВАЭС-2.

3. В целях сдвига выявленных собственных частот в высокочастотную область, снижения уровня эксплуатационных вибраций систем 10ЛВА и 10ММА в модели на отдельных участках трубопроводов добавлены дополнительные демпферы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Веселова И.Н., Окулова М.В.** Исследование вибраций главных паропроводов свежего пара первого энергоблока Волгодонской АЭС // Изв. вузов. Ядерная энергетика. 2010. № 1. С. 49–55.
2. **ТУ 4192-001-20503039-01.** Вязкоупругие демпферы серии ВД. М.: ООО «ЦКТИ-Вибросейсм», 2011.
3. **МУ 1.1.4.01.1262-2017.** Оценка вибростояния технологических трубопроводов атомной станции. М.: Росэнергоатом, 2017.
4. **ГОСТ 20911-89.** Техническая диагностика. Термины и определения. М.: Стандартинформ, 2009.
5. **Аркадов Г.В., Павелко В.И., Усанов А.И.** Виброшумовая диагностика ВВЭР / под ред. А.А. Абагыана. М.: Энергоатомиздат, 2004.
6. **Аркадов Г.В., Павелко В.И., Финкель Б.М.** Системы диагностирования ВВЭР. М.: Энергоатомиздат, 2010.

Determining the Reasons for the Appearance of Resonant Vibrations in Fresh Steam Pipelines of Power Unit No. 1, Novovoronezh NPP-2

R. P. Anurkin^{a, *}, G. V. Arkadov^b, V. A. Belyshko^a, I. O. Budko^a, I. N. Gusev^c,
A. V. Kuzmin^a, Yu. F. Kutdyusov^a, and M. T. Slepov^c

^a Energy Technologies Research Center Centrenergo, Moscow, 109507 Russia

^b Scientific and Technical Center, Obninsk, Kaluga oblast, 249031 Russia

^c Branch of Rosenergoatom Concern AO Novovoronezh NPP,
Yuzhnaya Industrial Zone, Novovoronezh, Voronezh oblast, 396072 Russia

*e-mail: info@ce91.ru

Abstract—The problem of the occurrence of increased levels of operational vibrations in the main steam pipelines of the VVER-1200 power unit and ways to reduce them are considered using the example of power unit no. 1 of the Novovoronezh NPP-2. For the first time, this problem was identified during the commissioning of power unit no. 1 of the Zaporizhzhya NPP (VVER-1000) at the stage of commissioning and power development and remained relevant for all power units with VVER-1000 series reactors. Increased vibrations of the steam pipelines of the live steam system led to various damages—the appearance of fistulas, breakage of auxiliary pipelines for fittings, etc.—and also caused a multiple decrease in the cyclic strength of the main steam pipelines and an increase in the likelihood of their cyclic destruction. In order to study the resonant vibration frequencies of the live steam pipelines of the 10LBA system and pipelines of the high-pressure bypass pipes of the 10MAA system of NVNPP-2 power unit no. 1, their mathematical model was developed. Comparison of the data obtained by measuring the natural frequencies in the course of the experimental modal analysis of the identified resonant frequencies during the vibration survey with the calculated natural frequencies of the pipelines of these systems using the developed model of the ANSYS program showed their satisfactory convergence, which made it possible to verify this ANSYS model. As a result of the modal analysis (analysis of natural forms and natural frequencies of vibrations) of the 10LBA and 10MAA systems, all natural frequencies of the systems in the range of 0–100 Hz were determined. A method is proposed to reduce the vibration of live steam pipelines of the 10LBA system and pipelines of high-pressure bypass pipes 10MAA, based on the shift of the identified natural frequencies to the high-frequency region by selecting and installing additional dampers on the pipelines of the systems at the places of maximum displacement obtained in the course of calculations on the model.

Keywords: VVER-1200, reactor plant, pipelines, vibration, resonance, vibration examination, tracing, modeling, modal analysis, natural frequency, driving force frequency, damping device