

УДК 621.438
DOI: 10.12737/22049

А.М. Дроконов, А.Е. Дроконов

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ ТИПА ГТК-10-4

Представлен комплекс технических решений, направленных на снижение виброакустической активности энергоустановок.

Ключевые слова: виброакустические харак-

теристики, газоперекачивающие агрегаты, турбомашин, шум, вибрация, глушитель шума, амортизатор.

A.M. Drokonov, A.E. Drokonov

INVESTIGATION OF VIBROACOUSTIC CHARACTERISTICS OF GAS-PUMPING UNITS OF GTK-10-4 TYPE

The investigation of vibroacoustic characteristic of gas-pumping units of GTK-10-4 type.

Power units improvement, as a rule, results in the decrease of units steel intensity and under conditions of the increase of air-gas flows and facilities developed it causes a growth of vibroacoustic activity of plants elements.

Taking into account this factor, it is necessary to develop measures to reduce noise and vibrations in sources of their origin at the design elaboration both at the stage of design, and at the stage of reengineering. With this purpose there are carried out the investigations of noise and vibration characteristics of a gas-

pumping unit of GTK-10-4 type equipped with a stationary gas-turbine unit with a capacity of 10 MWt and a natural gas supercharger of 520-12-1 type manufactured by NZL.

The noise and vibration sources of impeller machines are studied, their vibroacoustic characteristics are analyzed, and the methods to reduce vibroacoustic activity of gas-pumping units of such a type operating at compressor stations of trunk pipelines are offered.

Key words: vibroacoustic characteristics, gas-pumping units, turbomachine, noise, vibration, noise muffler, shock absorber.

Проблема снижения виброакустической активности мощных турбокомпрессорных агрегатов является весьма актуальной в связи с ужесточением действующих нормативных актов в области обеспечения надёжности энергетического оборудования и защиты окружающей среды от вредного акустического воздействия турбоблоков, а также с учётом развития крупных компрессорных станций газовых и нефтяных месторождений, магистральных газопроводов, подземных хранилищ газа и других производств нефтяной и газовой промышленности.

Разнообразие типов источников вибрации и шума энергоблоков, путей распространения их энергии в системах и конструкциях машин, зависимость мощности излучения колебательной энергии от типа источника вибрации создают трудности при анализе вибрационных и шумовых па-

раметров турбинных установок и, как следствие, усложняют разработку мероприятий по их снижению.

Борьба с вибрацией и генерацией звуковых полей может успешно выполняться при условии детального изучения физических процессов их возникновения, излучения и распространения, для чего необходимы специальные исследования виброакустических характеристик на действующих натурных установках.

Объектом настоящего исследования служили широко используемые в ОАО «Газпром» газоперекачивающие агрегаты (ГПА) мощностью 10 МВт, где привод центробежного нагнетателя газа (ЦБН) типа 520-12-1 осуществляется от газотурбинного блока, типа ГТК-10-4, изготавливаемых НЗЛ.

Изучение акустических характеристик ГПА типа ГТК-10-4 выполнялось на

номинальном режиме работы в октавной полосе частотного диапазона $f = 31,5 \dots 8000$ Гц в следующих зонах:

- зоне А – машинном зале (по периметру турбины и компрессора);
- зоне Б – галерее размещения ЦБН (вокруг корпуса);
- зоне В – области всасывания воздуха в воздухозаборную камеру (ВЗК).

При этом оценивался коэффициент неравномерности распределения уровня звукового давления по контуру турбоблока в исследованных диапазонах частот, определяемый из выражения

$$\delta = (L_{\max} - L_{\min}) / L,$$

где L_{\max} , L_{\min} , L – уровни звукового давления в определённой частотной полосе (соответственно максимальный, минимальный и среднеквадратический).

Вибропараметры ГПА регистрировались на опорно-упорных подшипниках турбопривода и нагнетателя газа в октав-

ной полосе частотного диапазона $2 \dots 10^3$ Гц.

Результаты исследований акустических характеристик представлены в виде шумодиаграмм и спектров шума на рис. 1 и 2.

Анализ шумодиаграмм свидетельствует о различной степени неравномерности распределения уровня звукового давления (УЗД) по периметру установки. Так, на большинстве частотных полос коэффициент неравномерности $\delta = 0,08 \dots 0,1$, в то время как на частотах 63 и 8000 Гц его значения достигают 0,16...0,17. Наибольший УЗД на частоте 63 Гц зарегистрирован в области первых ступеней компрессора, а на высоких частотах – в зоне выхлопного патрубка компрессора. Самый низкий УЗД в диапазоне частот от 500 до 8000 Гц излучается вблизи выхлопного тракта газовой турбины (рис. 1).

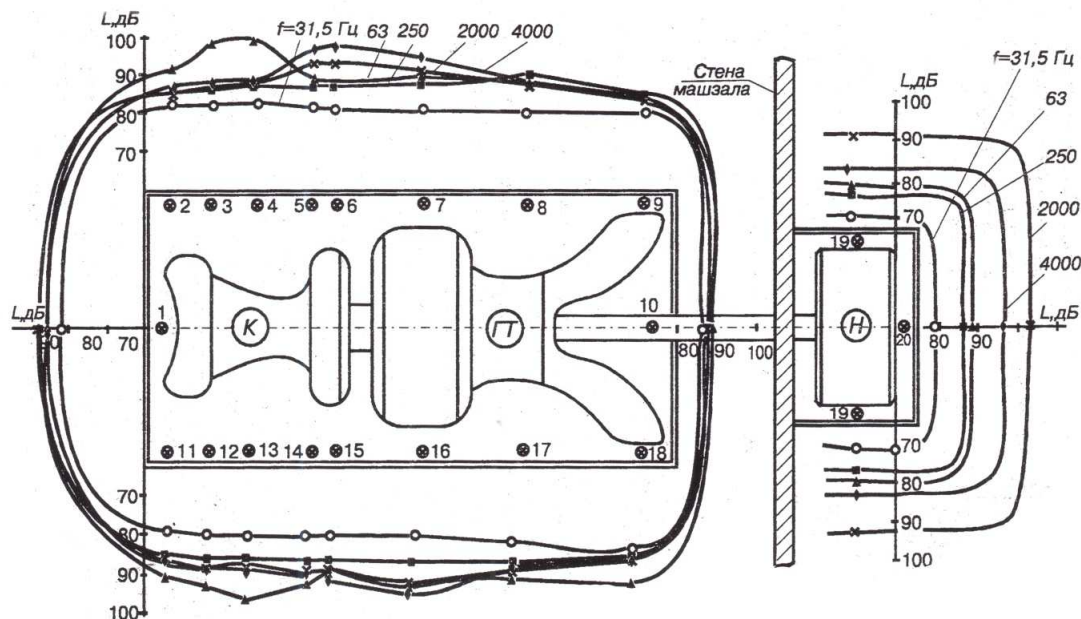


Рис. 1. Схема расположения точек измерения звукового давления и шумодиаграммы ГПА типа ГТК-10-4 в зонах А и Б на нескольких частотах: 1, 2, 3... – точки измерения звукового давления; К – компрессор; ГТ – газовая турбина; Н – нагнетатель природного газа

Спектр шума в зоне А постоянный по времени и имеет широкополосный характер распределения УЗД по частотным полосам (рис. 2а).

Минимальный УЗД наблюдается на частоте 31,5 Гц и составляет 81 дБ, что на

26 дБ ниже предельно допустимого уровня (ПДУ). С возрастанием частоты свыше 125 Гц шум становится выше допустимого, на частоте 8000 Гц превышение достигает 22 дБ. Эквивалентный уровень звука по шкале А равен 97 дБА.

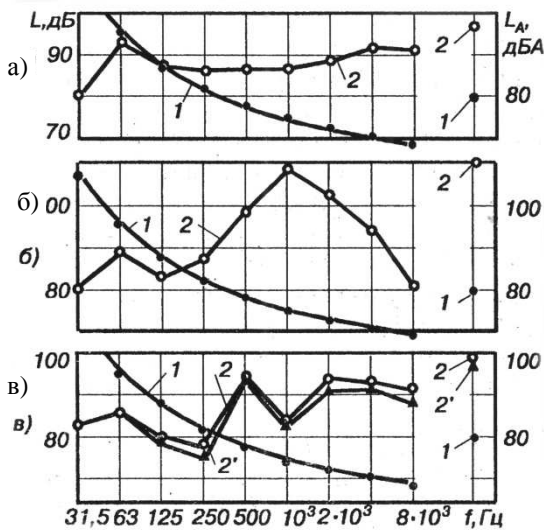


Рис. 2. Спектры шума ГПА (2):
а – турбоблок; б – ЦБН; в – на входе ВЗК;
1 – ПДУ ЗД

Нагнетатель типа 520-12-1 излучает постоянный по времени шум с ярко выраженной тональностью (рис. 2б). Пик УЗД приходится на частоту 1000 Гц ($L_{max} = 107$ дБ), наименьший шум – на частотах 31,5 и 8000 Гц ($L_{min} = 80...81$ дБ). ПДУ превзойдён в широком диапазоне частот, начиная с $f = 250$ Гц. При этом наибольшее отклонение от принятых санитарных норм $\Delta L_{max} = 33$ дБ наблюдается на частоте 1000 Гц. Уровень звука по шкале А составляет 110 дБА (рис. 2б).

Уровни шума перед ВЗК регистрировались на расстоянии (вдоль радиусов) 10 и 20 м. Их спектры имеют смешанные характеристики, содержащие тональные и широкополосные диапазоны частот. Естественно, что с удалением от источника шума

УЗД снижается. Так, на участке от $r_1 = 10$ м до $r_2 = 20$ м снижение среднеквадратического УЗД не превысило 3 дБ (рис. 2в, кривые 2 и 2'). Минимальное звуковое давление излучается на частоте 250 Гц. На более высоких частотах УЗД выше ПДУ ($\Delta L_{max} = 22$ дБ на частотах 4000 и 8000 Гц). Уровень звука по шкале А составляет 98 дБА.

Как видно, газотурбинная установка типа ГТК-10-4 излучает высокий уровень звуковой мощности, а потому необходима модернизация её элементов.

Так, высокий уровень шума зарегистрирован в области воздухозаборного устройства агрегата. В связи с этим следует усовершенствовать конструкцию блока «ВЗК – компрессор». Для улучшения его акустических характеристик целесообразно оснастить ВЗК глушителем сотового типа (рис. 3), который обеспечит повышенную площадь контакта композиции «воздух – звукопоглощающий материал (ЗПМ)».

Конструкция такого глушителя образована корпусом 1 с перегородками 2 (рис. 3а), облицованными со стороны потока перфорированными листами из нержавеющей стали, внутренняя полость которых заполнена высокоэффективным ЗПМ. Внутри корпуса размещены звукопоглощающие секции со сферической формой каналов и перфорированными стенками (рис. 3а, поз. 3; рис. 3б). Эти секции в шахматном порядке также заполнены ЗПМ, обёрнутым в стеклоткань (рис. 3б).

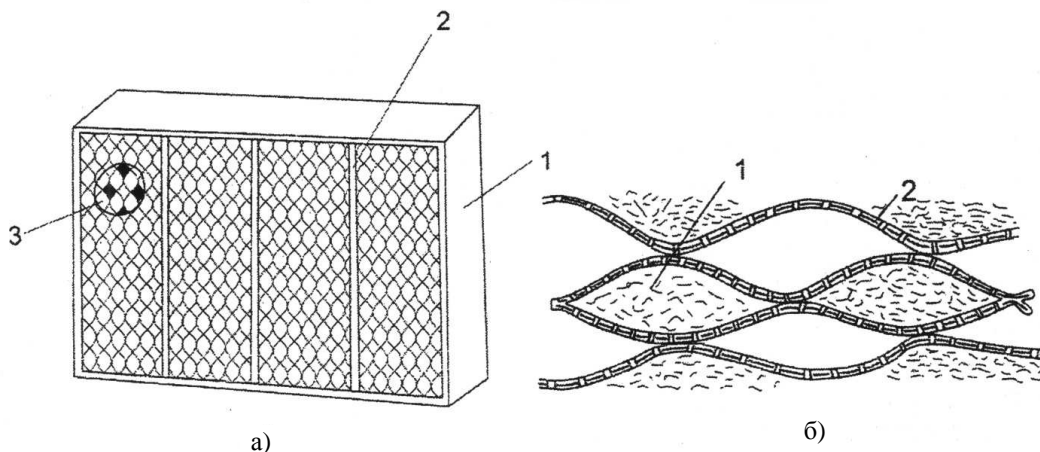


Рис. 3. Сотовый шумоглушитель ВЗК ГТУ:
а – общий вид (1 – корпус; 2 – перегородки; 3 – звукопоглощающие каналы);
б – звукопоглощающие секции (1 – ЗПМ; 2 – перфорированный лист)

Для снижения гидравлического сопротивления газового тракта торцевые поверхности каналов с ЗПМ закрыты специальными обтекателями, воздушные модули выполнены сферической формы.

Степень перфорации поверхности стенок каналов глушителей такого типа следует принимать от 0,25 до 0,3, эквивалентный диаметр модулей при скорости воздуха 20...25 м/с и его расходе на турбоустановку 30...50 кг/с – $d_0 = 55...60$ мм.

Использование шумоглушителей такого типа позволит существенно снизить уровень излучаемой ВЗК ГТУ акустической мощности за счёт повышения эффективности диссипации звуковой энергии, особенно в области высоких частот.

Шум всасывания собственно компрессора включает сиренную и вихревую составляющие. В осевом компрессоре сиренный шум обусловлен прохождением лопаток через неравномерное поле скоростей в межвенцевом зазоре, а образование вихревого звукового давления вызвано периодическим срывом вихрей с обтекаемых

лопаток и элементов корпуса и возникающими при этом флуктуациями в потоке [1].

Анализ спектров излучаемой компрессором акустической мощности свидетельствует, что 90 % звуковой энергии генерируют его первые три ступени.

С целью гашения шума этого отсека следует входной направляющий аппарат компрессора оснастить специальными акустическими резонаторами (демпферными камерами), отделёнными от газового потока перфорированной стенкой, обеспечивающей прозрачность для звуковых волн, что одновременно уменьшит нестационарность течений в каналах этой решётки и, как следствие, снизит потери энергии в проточной части и вибрацию энергоустановки.

Внутренние полости таких резонаторов, размещённых на обводах направляющего аппарата и поверхности сопловых лопаток (рис. 4), следует оснастить уплотнённым слоем мелкоячеистой нержавеющей проволоки различных форм плетения или сотовой структурой, настроенной на определённый частотный диапазон.

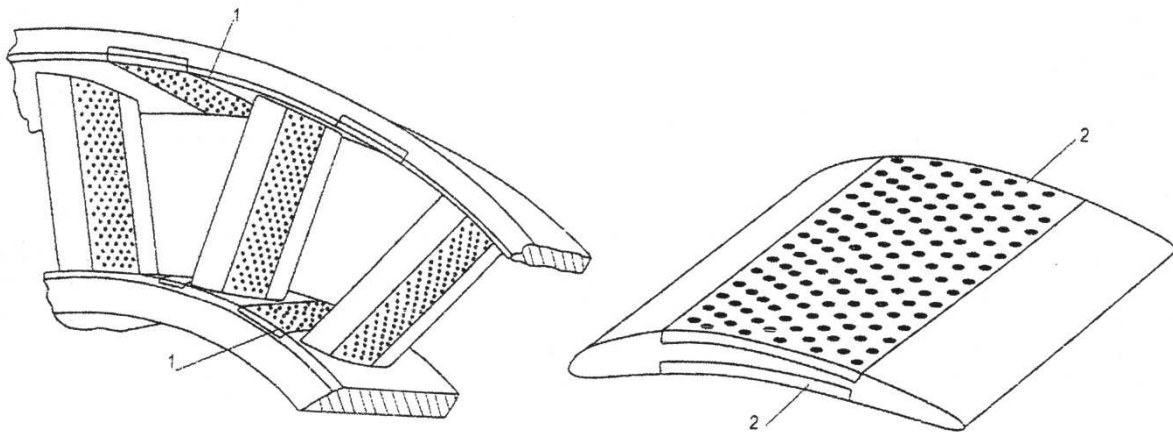


Рис. 4. Система шумоглушения входного направляющего аппарата компрессора: 1, 2 – резонаторы

Оборудование входных направляющих аппаратов осевых компрессоров такими устройствами шумоглушения позволит дополнительно сократить уровень излучаемой ВЗК ГТУ акустической мощности.

В композиции суммарной акустической мощности газоперекачивающих агрегатов большая доля звуковой энергии при-

ходит на центробежные нагнетатели газа, шумовое поле которых формируется в основном двумя факторами: высокоскоростным потоком за турбинным венцом, вызывающим максимальную амплитуду пульсации акустической мощности, и взаимодействием аэродинамических сил рабочего колеса и диффузора [2].

С целью гашения шума агрегата следует установить вдоль поверхности выходного диффузора (лопаточного или безлопаточного типа) матрицу акустического резонатора – звуковой демпфер, состоящий из ряда кольцевых секций с размещёнными в них камерами, отделёнными от газового потока перфорированной стенкой пористостью 5...10 % (рис. 5).

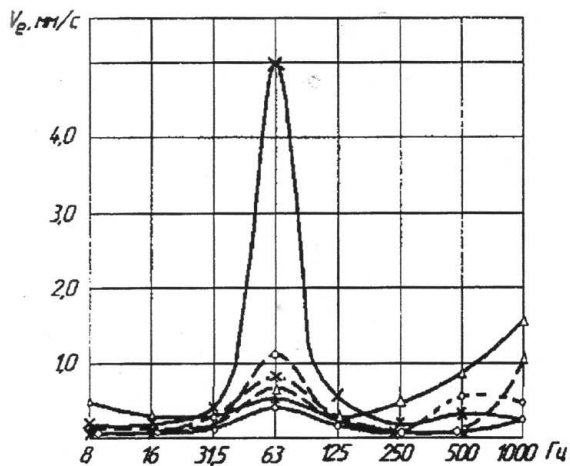


Рис. 5. ЦБН с матрицей резонатора 1

При этом следует отметить, что размещение в диффузорах лопаточных аппаратов существенно повышает уровень излучаемого каналом звукового давления, а потому эффективность использования в таких трактах шумоглушающих устройств возрастает.

Относительные размеры, форма, количество, структура и расположение акустических секций (камер) должны выбираться в зависимости от геометрии проточной части нагнетателя газа, параметров энергоносителя, частотных характеристик генерируемых волновых процессов, что обеспечит интенсивное шумоглушение в широком диапазоне режимов работы турбокомпрессора.

При оборудовании ЦБН такими глушителями можно ожидать снижения излучаемой ими звуковой мощности на 10...12 дБ без какого-либо негативного воздействия на производительность компрессора. Внедрение системы шумоглушения обеспечит наряду со снижением виброакустической активности нагнетателя уменьшение интенсивности звукоизлучения смежных трубопроводов подвода и выхода газа.

Надежность работы энергоблоков в значительной мере определяется их вибрационным состоянием. Непосредственным источником вибрации турбоагрегатов является валопровод, передающий при вращении через масляную пленку динамическую неуравновешенность на корпуса опорных подшипников, которые оказывают вибровоздействие на оболочки цилиндров и фундаменты установки.

Вибрация турбоблока может происходить в трех взаимно перпендикулярных направлениях – вертикальном, горизонтально-осевом и горизонтально-поперечном, параметры которых регистрируются в подшипниках с помощью датчиков.

Негативные последствия даже умеренных вибраций имеют свойство накапливаться и проявляться в различной форме. Это может найти выражение в появлении усталостных трещин в роторе, штоках регулирующих клапанов, чугунных опорах; опасности повреждения уплотнений турбины, водородных уплотнений генератора и системы охлаждения; полусухого трения в подшипниках; в ухудшении работы системы регулирования. Необходимо учитывать также негативное воздействие вибрации на обслуживающий персонал.

Вибрационное состояние турбоблока следует оценивать по наибольшему значению виброскорости его элементов, так как разрушительные свойства вибрации определяются преимущественно энергией колебаний.

Для детального изучения вибрационного состояния турбоблоков необходимы специальные виброакустические исследования, в процессе которых могут быть установлены следующие факторы: характер вибрационных процессов, причины повышенной вибрации, явления, способствующие интенсификации колебательных процессов в элементах машин.

При изучении виброактивности ГПА типа ГТК-10-4 с нагнетателем типа 520-12-1 в качестве анализируемых параметров использованы среднеквадратические значения (СКЗ) виброскоростей крышек подшипников V_e (мм/с) и амплитуда их смещения S (мкм).

На рис. 6 проиллюстрированы СКЗ виброскоростей опорно-упорных подшипников компрессора, турбины и нагнетателя ГПА типа ГТК-10-4, зафиксированные в вертикальном и поперечно-горизонтальном направлениях, где они были наибольшими.

Как видно, подшипник компрессора обладает повышенной виброактивностью в вертикальном направлении, где ее значение на частоте 63 Гц составило $V_e = 1,2$ мм/с (при числе оборотов ротора $n_{\text{ТВД}} = 95$ 1/с). На этом режиме и в поперечной плоскости рассматриваемый узел имеет наибольшие уровни вибрации – $V_e^{\text{п}} = 0,5$ мм/с.

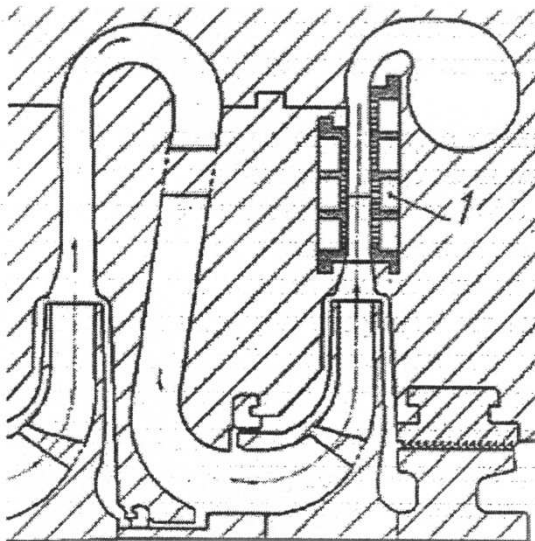


Рис. 6. СКЗ виброскоростей опорно-упорных подшипников газоперекачивающего агрегата типа ГТК-10-4: О – компрессора; х – турбины; Δ – нагнетателя; - - - - вертикальное направление; — — — — поперечно-горизонтальное направление

Максимальные СКЗ виброскорости опорно-упорного подшипника турбины зарегистрированы также на частоте 63 Гц (при числе оборотов $n_{\text{ТВД}} = 85$ 1/с), но ее экстремальные уровни наблюдались в поперечном направлении, где этот показатель составил $V_e^{\text{п}} = 5,0$ мм/с, что превышает допустимые значения.

Анализ вибрационного состояния подшипника нагнетателя свидетельствует о том, что жесткость его системы существенно отличается от жесткости опорных

узлов турбомашин, что вызвало смещение пика виброактивности в область повышенных частот (рис. 6).

На рис. 7 проиллюстрированы результаты измерения амплитуды колебаний подшипника турбины. Из рисунка видно, что наибольшие уровни амплитуды также наблюдаются на частоте 63 Гц, составляя в поперечном направлении $S_p = 1,8$ мкм.

Таким образом, интенсивность колебательных процессов в подшипниках ГПА исследованного класса имеет тенденцию к росту на частоте 63 Гц, близкой к частоте

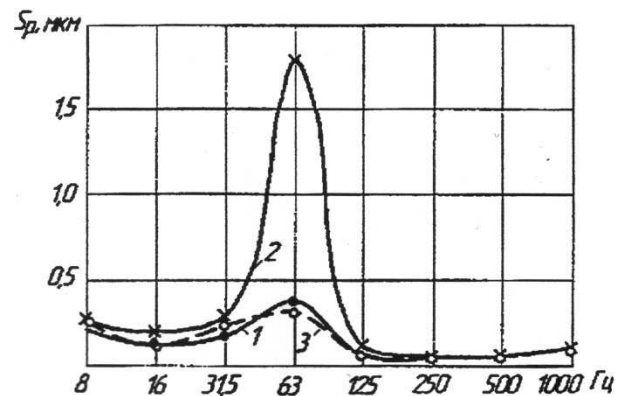


Рис. 7. Амплитуда виброперемещения опорно-упорного подшипника турбины установки типа ГТК-10-4: 1, 2, 3 – вертикальное, поперечно-горизонтальное и продольно-горизонтальное направления соответственно

вращения ротора турбомашин, являющейся источником возбуждения колебаний системы, и только опорный узел нагнетателя увеличивает свою виброактивность при ее дальнейшем возрастании.

В целом вибрационное обследование ГПА типа ГТК-10-4 свидетельствует о необходимости снижения уровня вибраций, генерируемых турбоблоками такого класса, посредством их технической модернизации.

Опыт энергомашиностроения показал, что наиболее эффективным способом уменьшения виброактивности турбоблока является разработка мер по снижению динамической неуравновешенности системы в источниках ее формирования при конструкторской проработке как на стадии проектирования, так и на стадиях модернизации и доводки технических образцов.

Вместе с тем на тепловых и компрес-

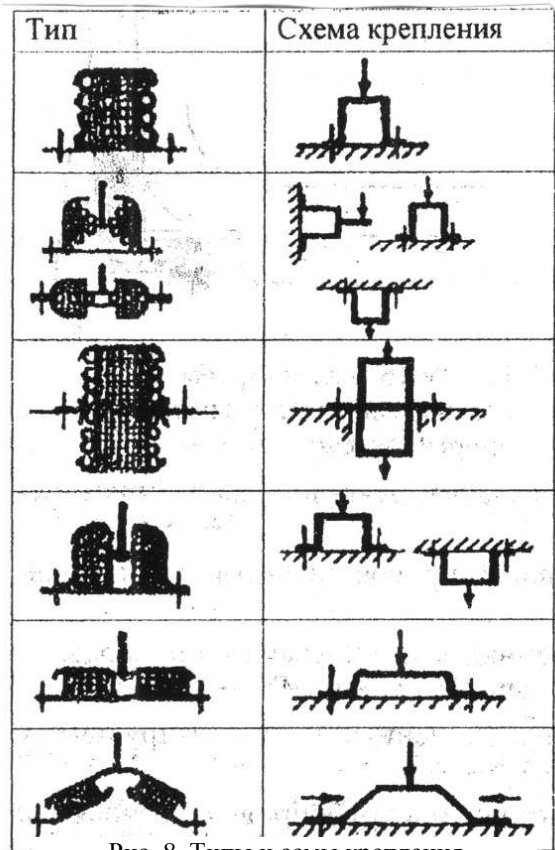


Рис. 8. Типы и схемы крепления металлочных амортизаторов

сорных станциях широко используются пассивные способы сокращения генерируемых в системах нестационарных колеба-

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дроконов, А.М. Генерация и методы снижения виброакустической активности в турбомашинах / А.М. Дроконов, Т.А. Николаева. – Брянск: БГУ, 2012. – 222с.
1. Drokono, A.M. *Generation and Methods for Vibroacoustic Activity Reduction in Turbomachines* / A.M. Drokono, T.A. Nikolayeva. – Bryansk: BSU, 2012. – pp. 222.

тельных процессов, распространяющихся по структуре турбомашин. Такие виды гашения возмущающих сил могут быть реализованы на практике путем конструктивной амортизации оборудования и составляющих элементов установок с помощью как специальных опорных систем (резино-металлических, цельнометаллических и металлочных амортизаторов, опор с регулируемой жесткостью, вибропоглотителей, динамических гасителей колебаний, виброизоляторов и др.), так и неопорных устройств (гибких вставок в трубопроводы и присоединяемые к механизму водопроводы, резонансных преобразователей, гибких участков кабелей и т.д.).

Высокой эффективностью виброгашения обладают металлочные амортизаторы, оборудованные упругими элементами из металлочных подушек, выполненных из прессованной ультратонкой нержавеющей проволоки. Способы крепления таких амортизаторов и направления воспринимаемых нагрузок проиллюстрированы на рис. 8.

Использование разработанных вариантов снижения виброакустической активности энергоустановок позволит существенно повысить их экономичность и надёжность работы.

2. Дроконов, А.М. Акустические характеристики турбинных установок / А.М. Дроконов, А.Е. Дроконов. – Брянск: БГТУ, 2013. – 192с.
2. Drokono, A.M. *Acoustic Characteristics of Turbine Plants* / A.M. Drokono, A.E. Drokono. – Bryansk: BSTU, 2013. – pp. 192.

Статья поступила в редколлегию 12.10.2015.

Рецензент: д.т.н., профессор Брянского государственного технического университета
Томай А.В.

Сведения об авторах:

Дроконов Алексей Евгеньевич, студент специальности «Информационные системы и технологии» Брянского государственного технического университета, тел.: (4832) 51-68-86.

Дроконов Алексей Михайлович, к.т.н., профессор кафедры «Тепловые двигатели» Брянского государственного технического университета, e-mail: heat@tu-bryansk.ru.

Drokono Alexey Evgenievich, Student on specialty “Information Systems and Technologies” of Bryansk State Technical University, Phone: (4832) 51-68-86.

Drokono Alexey Mikhailovich, Can.Eng., Prof. of the Dep. “Heat-Engines” of Bryansk State Technical University, e-mail: heat@tu-bryansk.ru.

