

УДК 621.438  
DOI: 10.12737/20246

А.М. Дроконов

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИИ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ С СУДОВЫМ ГАЗОТУРБИНЫМ ПРИВОДОМ

Приведены результаты исследования вибрационных характеристик газотурбинных установок.

**Ключевые слова:** вибрация, газоперекачи-

вающие агрегаты, судовой газотурбинный привод, турбомашин, подшипник, виброскорость, виброперемещение.

A.M. Drokonov

## VIBRATION INVESTIGATIONS OF GAS-COMPRESSOR UNITS WITH MARINE GAS TURBINE DRIVE

The operation reliability of power units is defined to a great extent by their vibration state, where a basic source of exciting effects is shafting.

For the thorough analysis of a vibration state of turbine units the special vibroacoustic investigations are necessary in the course of which there are must be defined: characters of vibration processes, increased vibration reasons, phenomena promoting the intensification of vibration processes in power units.

With the purpose of systematization and accumulation of such materials there were carried out investigations of vibro-activity of gas-compressor units (GCU) with marine gas turbine drive and working at

compressor plants of gas-main pipelines. The plant of GPA-16MG90 type with the power of 16MWt was an object of investigations, where a marine convertible DG-90 manufactured by production company "Zarya" was used as a drive for a natural gas supercharger of 370-18-1 NZL type.

The results of measuring indicate the necessity for taking measures to eliminate an increase vibration of a supporting – thrust bearing of the supercharger and gas turbine engine of DG type.

**Key words:** vibration, gas-compressor units, marine gas turbine drive, turbo-machine, bearing, vibro-velocity, vibro-travel.

Надежность работы энергоблоков в значительной мере определяется их вибрационным состоянием, где основным источником возбуждающих воздействий является валопровод.

Негативные последствия даже умеренной вибрации имеют свойство накапливаться и проявляться в виде усталостных трещин в роторе, штоках регулирующих клапанов, чугунных опорах; повреждений уплотнений турбин и системы охлаждения; полусухого трения в подшипниках; ухудшения работы системы регулирования. Следует также учитывать ее негативное воздействие на обслуживающий персонал.

Анализ вибрации турбоагрегата показывает, что ей свойственен сложный временной характер. Если определяющая спектр вибрация установки имеет частоту, равную примерно половине частоты вращения, ее относят к низкочастотной, а если

ее частота вдвое выше частоты вращения, считают, что ротор подвержен высокочастотной вибрации.

Если в сложном колебательном процессе доминирует синусоида оборотной частоты, его называют вибрацией оборотной частоты.

Каждый вид вибрации имеет свою природу формирования, а потому необходимы конкретные меры ее устранения. Так, вибрация оборотной частоты возникает из-за несовпадения центров тяжести отдельных сечений ротора с осью вращения. Причиной могут служить неуравновешенность валопровода и его прогибы вследствие тепловой анизотропии, задевания деталей ротора о статор, протечки теплоносителя или масла внутрь полостей ротора; нарушения плотности посадки деталей; недостаточная жесткость опорной системы.

Основными причинами возбуждения

низкочастотной вибрации служат два фактора: масляный (гидродинамический), источником которого является нестационарность давлений в масляном слое подшипника, и газодинамический, создаваемый в проточной части энергией рабочего тела.

Высокочастотная вибрация формируется под воздействием несимметричности сечений вала (анизотропности ротора), основными источниками которой служат электрогенератор, имеющий разножесткость сечений ротора; ослабление крепежа насадных деталей валопровода; шпоночные пазы дисков, колес насосов и т.д.

На вибрационные характеристики турбомашин оказывают существенное влияние многие конструктивные и режимные факторы: дефекты муфт, несоосность жестко связанных валов, продольная вибрация радиальных подшипников, тепловые и вибрационные деформации опорных плит и фундаментов.

С учетом того, что каждому классу турбоагрегатов свойственна определенная виброактивность, «Правилами технической эксплуатации газоперекачивающих агрегатов» предусмотрены жесткие нормы ее допустимых значений для отдельных типов энергоблоков, установлены гигиенические показатели при эксплуатации.

Нормы вибрации предусматривают возможность длительной работы турбоагрегатов при виброскорости корпусов подшипников не более 2,8 мм/с, что эквивалентно размаху колебаний 15 мкм. Допускается кратковременная эксплуатация при ее значении 4,5 мм/с, а при превышении уровня 7,1 мм/с (размахе более 40 мкм) работа турбомашин должна быть прекращена.

Санитарными нормами вибрация прилегающих к энергоблоку площадок обслуживания ограничивается виброскоростью на уровне 2,0 мм/с (92 дБ) на частотах выше 8 Гц.

Для детального изучения вибрационного состояния турбоблоков необходимы специальные виброакустические исследования, в процессе которых должны быть установлены: характер вибрационных процессов, причины повышенной вибра-

ции, явления, способствующие интенсификации колебательных процессов энергоустановок.

С целью систематизации и накопления таких материалов были выполнены исследования виброактивности работающих на компрессорных станциях (КС) магистральных газопроводов газоперекачивающих агрегатов (ГПА) с судовым газотурбинным приводом. Объектом изучения служила установка типа ГПА-16МГ90 мощностью 16МВт, где в качестве привода нагнетателя природного газа типа 370-18-1 НЗЛ использован судовой конвертируемый двигатель ДГ-90 производства ПО «Заря».

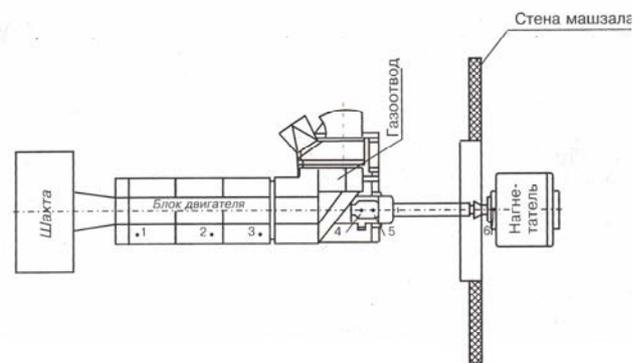


Рис. 1. Схема расположения точек измерения Вибрации ГПА-16МГ 90:  
1...6 – точки измерения уровня вибрации

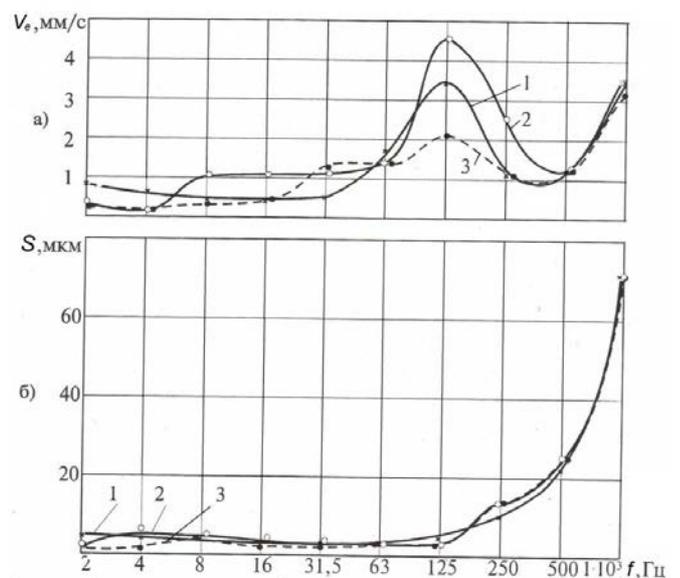


Рис. 2. СКЗ виброскоростей  $V_e$ (а) и пиковые значения виброперемещений  $S$ (б) опорного подшипника СТ: 1, 2, 3 – соответственно вертикальное, поперечное

При изучении вибрационных харак-

теристик ГПАна номинальном режиме эксплуатации в качестве анализируемых параметров были использованы средне-квадратические значения (СКЗ) виброскоростей крышек подшипников  $V_e$  (мм/с) и амплитуда смещения  $S$  (мкм), которые регистрировались в вертикальном, поперечном и продольном направлениях (относительно оси ротора) в октавной полосе частотного диапазона  $2 \dots 10^3$  Гц.

Гигиенические показатели агрегата оценивались по СКЗ виброскоростей рабочих площадок обслуживания (дБ) в частотном диапазоне  $2 \dots 63$  Гц.

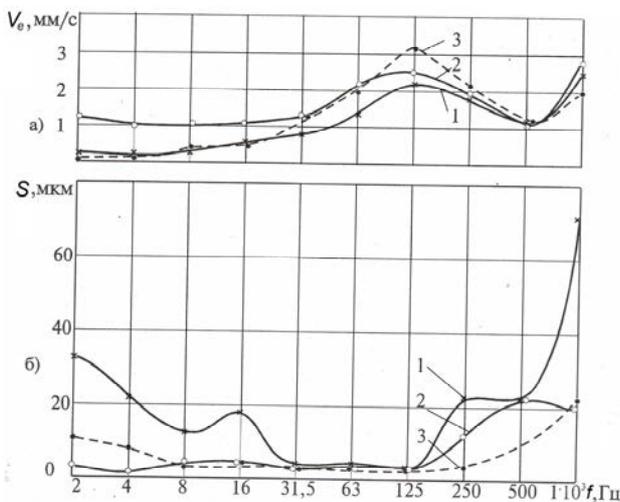


Рис. 3. СКЗ виброскоростей  $V_e$  (а) и пиковые значения виброперемещений  $S$  (б) опорно-упорного подшипника СТ: 1, 2, 3 – соответственно вертикальное, поперечное и продольное направления

Интенсивность вибрации корпусов установки (переднего блока корпуса КНД, переходного узла компрессоров и опорного венца силовой турбины) регистрировалась в контрольных точках (рис. 1, поз. 1,2,3), где в поперечном направлении мерялись СКЗ виброскоростей. Они составили соответственно 6,0; 5,5 и 7,0 мм/с, что можно считать допустимым для вибрации корпусных деталей двигателя.

На рис. 2 проиллюстрированы СКЗ виброскоростей и пиковые значения виброперемещений опорного подшипника силовой турбины (СТ) установки (рис. 1, поз. 4).

Как видно, максимальной виброскоростью этот узел обладает на частотах около 125 Гц, где в поперечном направлении

$V_{e\max} = 4,5$  мм/с (рис. 2а). Экстремальные значения амплитуды виброперемещений наблюдались в области высоких частот ( $f \approx 1$  кГц) во всех трех направлениях. Эти

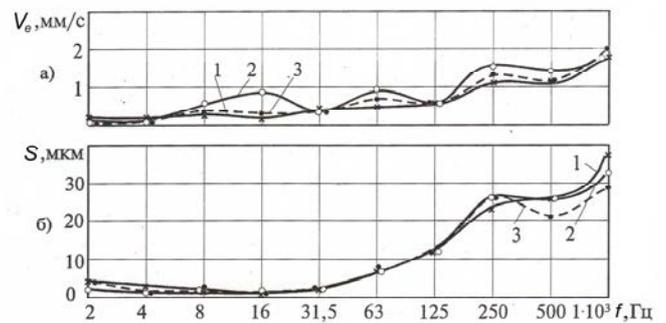


Рис. 4. СКЗ виброскоростей  $V_e$  (а) и пиковые значения виброперемещений  $S$  (б) опорно-упорного подшипника нагнетателя газа типа 370–18–1: 1, 2, 3 – соответственно вертикальное, поперечное и продольное направления

значения в вертикальной плоскости достигали  $S_{\max} = 70 \dots 75$  мкм (рис. 2б).

На опорно-упорном подшипнике СТ (рис. 1, поз. 5) наибольшие виброскорости зафиксированы также на частотах  $\approx 125$  Гц, где в продольном направлении  $V_{e\max} = 3,2$  мм/с (рис. 3а). Максимальное виброперемещение, как и в опорном подшипнике этой турбины, наблюдалось на частотах  $f \approx 1$  кГц, где его уровень достигал  $S_{\max} = 70$  мкм (рис. 3б).

Вибрационное обследование СТ газотурбинного двигателя типа ДГ-90 свидетельствует о необходимости разработки мероприятий по снижению ее виброактивности посредством технической модернизации.

Исследование вибрационных характеристик опорно-упорного подшипника нагнетателя (рис. 1, поз. б) позволило установить, что во всех трех направлениях наибольшая виброактивность зарегистрирована на частотах  $f \approx 1$  кГц, где контролируемые параметры имели следующие значения:  $V_{e\max} = 2,0$  мм/с (рис. 4а),  $S_{\max} = 37$  мкм (рис. 4б).

Результаты измерений свидетельствуют о необходимости принятия мер по устранению повышенной вибрации опорно-упорного подшипника нагнетателя типа 370-18-1.

С целью изучения гигиенических условий работы персонала, обслуживающего

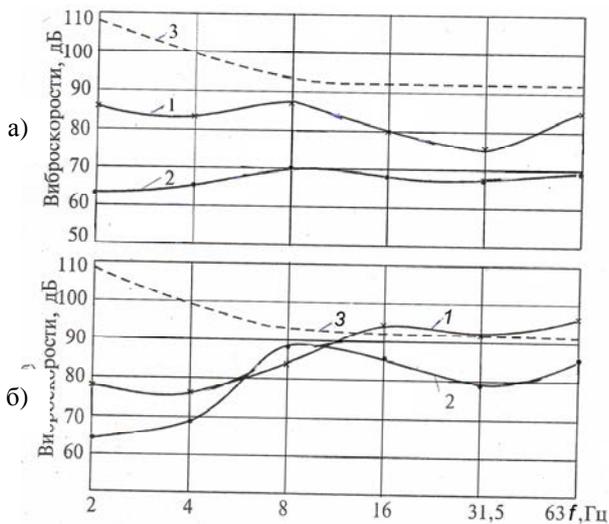


Рис. 5. Виброскорости большой (а) и малой (б) площадок обслуживания ГПА-16МГ: 1,2 – соответственно вертикальное и поперечное направления; 3 – ПДУ

установку типа ГПА–16МГ90, выполнены измерения вибрационных характеристик поверхностей прилегающих к агрегату большой и малой площадок обслуживания. Исследования показали, что виброактивность большой площадки ГПА в изученном диапазоне частот не превышает предельно допустимый уровень (ПДУ) (рис.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дроконов, А.М. Генерация и методы снижения виброакустической активности в турбомашинах / А.М. Дроконов, Т.А. Николаева. – Брянск: БГУ, 2012. – 222с.

5а), в то время как вибрационные показатели малой площадки на частотах 16 и 63 Гц выше санитарных норм (рис. 5б), а потому необходимо оборудование ее специальными амортизирующими устройствами или монтаж пола на упругом основании.

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

Вместе с тем на тепловых и компрессорных станциях широко используются пассивные способы сокращения генерируемых в системах нестационарных колебательных 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 специальных опорных устройств и систем виброгашения, оснащенных высокоэффективными вибродемпфирующими материалами, вибропоглощающими покрытиями и конструкциями [1].

1. Drokonov, A.M. Generation and Methods for Vibroacoustic Activity Decrease in Turbomachines / A.M. Drokonov, T.A. Nikolayeva. – Bryansk: BSTU, 2012. – pp. 222.

*Статья поступила в редколлегию 6.10.2015.*

*Рецензент: д.т.н., профессор Брянского государственного технического университета  
Обозов А.А.*

#### Сведения об авторах:

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

**Drokonov Alexey Mikhailovich**, Can.Eng., Prof. of the Dep. "Heat-Engines" Bryansk State Technical University, e-mail: [heat@tu-bryansk.ru](mailto:heat@tu-bryansk.ru).