

Ивано-Франковский государственный технический
университет нефти и газа

На правах рукописи

Соляник Владимир Григорьевич

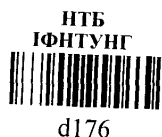
УДК 622.691.4.052.006 (048)
170

**УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ВИБРОДИАГНОСТИЧЕСКИХ
МЕТОДОВ И СРЕДСТВ КОНТРОЛЯ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ
АГРЕГАТОВ ГПА-25/76**

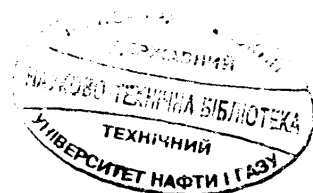
05.15.13. – Нефтегазопроводы, базы и хранилища

Д и с с е р т а ц и я
на соискание научной степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
Шлапак Любомир Степанович
д.т.н, профессор



Ивано-Франковск – 2000 г.



СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
РАЗДЕЛ 1	11
СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ ВИБРАЦИОННОГО КОНТРОЛЯ И ДИАГНОСТИКИ ГПА БОЛЬШОЙ ЕДИНИЧНОЙ МОЩНОСТИ.....	11
1.1. Методы контроля и диагностики газоперекачивающих агрегатов.....	11
1.2. Конструктивные особенности ГПА ГТН-25 большой единичной мощности с двухкаскадным осевым компрессором.....	16
1.3. Анализ видов дефектов основных узлов ГПА ГТН-25 в процессе эксплуатации	19
1.4. Задачи исследования	24
РАЗДЕЛ 2	26
ДИНАМИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ГПА, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ ВИБРОАКТИВНОСТЬ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ.....	26
2.1. Причины колебаний и их идентификация.....	26
2.2. Определение собственных частот колебаний конструктивных элементов машин и агрегатов в условиях эксплуатации.....	28
2.3. Определение амплитуд и фаз поступательных и угловых колебаний конструктивных элементов машин.....	32
2.4. Жесткость подшипниковых опор	45
2.5. Аналитическое исследование колебаний газотурбинных приводов	51
РАЗДЕЛ 3	64
КОМПЛЕКСНЫЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И АНАЛИЗ ВИБРАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ОСНОВНЫХ УЗЛОВ ГПА ГТН-25 В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ.....	64
3.1. Методика, аппаратура и результаты измерений параметров вибрации основных узлов ГПА ГТН-25.....	64
3.2. Выделение вибродиагностических признаков основных узлов ГПА ГТН-25	72
3.3. Определение границ допустимых уровней вибрации основных узлов ГПА ГТН-25.....	75
3.4. Исследование неустойчивости вибрационных характеристик трехвальных ГПА ГТН-25.....	80
3.5. Особенности контроля вибрационных сигналов	85
РАЗДЕЛ 4	91
КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАЗРАБОТАННОЙ СИСТЕМЫ ВИБРОКОНТРОЛЯ И ДИАГНОСТИКИ ГПА ГТН-25.....	91

4.1. Основные функции системы виброконтроля и диагностики ГПА ГТН-25	91
4.2 Общая функциональная схема системы вибродиагностики и виброконтроля	91
4.3 Аппаратные средства для диагностирования ГПА ГТН-25	94
4.4 Программные средства диагностирования ГПА ГТН-25	99
РАЗДЕЛ 5	103
ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ ГПА ГТН-25	103
5.1. Порядок проведения диагностирования и виброконтроля ГПА ГТН-25 в условиях КС	103
5.2. Технология диагностирования основных узлов ГПА ГТН-25	105
5.3. Результаты внедрения и экономическая эффективность	112
ВЫВОДЫ	136
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	138
ПРИЛОЖЕНИЯ	150

ВВЕДЕНИЕ

Повышение надежности газоперекачивающих агрегатов (ГПА) является одной из важнейших задач в обеспечении эффективности газотранспортных систем. Затраты, связанные с вынужденными остановками, определяются стоимостью ремонтных работ, убытками из-за снижения эффективности работы газопровода и других факторов. Высокие требования к надежности газотранспортных систем определяют актуальность создания качественно новых методов технического обслуживания ГПА с использованием современных средств технической диагностики. Современные методы вибродиагностики обеспечивают достоверность диагностирования на 70% , что нельзя считать удовлетворительным показателем. Если агрегат имеет одновременно более одного дефекта , вызывающего вибрацию, то этот показатель еще более низкий. Особое значение приобретают методы и средства контроля, позволяющие диагностировать состояние узлов ГПА без остановки и их разборки.

Первые работы в области диагностики появились в 40-х годах. В настоящее время их количество неуклонно растет.

Существенный вклад в разработку методов диагностики внесли В.А.Алилуев, И.И.Артоболевский, В.И.Бельский, Ю.Н. Васильев, Н.Т.Гаркави, З.Т.Галиуллин, М.Д.Генкин, М.С.Ждановский, С.П.Зарицкий, Е.А.Игуменцев, В.Н.Можин, А.А.Петросянц, Б.П.Поршаков, Б.Н.Павлов, К.М.Рагульскис, А.Х.Серданов, В.Я.Сковородин, В.Л.Христензен, В.А.Щуровский, Sterzl Jskar, C.R.Burgows, O.C.Turkay, R.Monk и др.

Разработкой диагностических систем занимаются ученые и конструкторы ВНИИГаза, ГАНГ им. И.М. Губкина, ИФ ГТУНГ, ПП Оргтехдиагностики, Укрниигаз, ИПМаш НАН Украины и др.

Начиная с 1971 года, диагностические системы стали выпускаться фирмами "Аутроника", "Норконтрол" (Норвегия), "МСТЛ", "Брюль и Кьер" (Дания), "АСУА" (Швеция), "Бентли Невада" (США), "Куйова", "Теах" (Япония), "Шенк" (Германия) и др.

Мировая практика диагностических исследований показала, что чем сложнее механизм, тем труднее отыскать общие характерные диагностические признаки даже применительно к механизмам и машинам, работающим на одном принципе. Поиск диагностических параметров не может быть эффективным без проведения и анализа результатов большого количества экспериментальных исследований. Именно поэтому количество разработок в области вибродиагностики растет /1,2,3,4,5,6,7/. Анализ литературных источников и патентных исследований, связанных с вибродиагностикой и виброконтролем трехвальных двигателей ГПА большой единичной мощности в условиях эксплуатации показал, что методы определения их технического состояния не достигли еще уровня надежности, который необходим для эксплуатации. В то же время интенсивное развитие и успехи вибродиагностики позволяют сделать вывод, что вибрационные сигналы несут наибольшую информацию о техническом состоянии ГПА по сравнению с другими методами. Однако поиск такой информации для ГПА большой единичной мощности затруднен тем, что исследователь не может вмешаться в производственный процесс работы компрессорной станции, поставить эксперимент (например, установить на ГПА дефектный узел и снять вибрационные характеристики). Анализ научно-технической литературы и патентные исследования, связанные с вибродиагностикой и виброконтролем трехвальных двигателей ГПА также показали, что отсутствуют исследования по определению технических характеристик приборов и систем непрерывного контроля вибрации, обеспечивающих надежное формирование аварийных сигналов при минимальном количестве "ложных" срабатываний защит от вибрационных перегрузок. Недостаточное внимание уделяется созданию методов, технических средств и конкретных алгоритмов вибродиагностирования дефектов отдельных типов ГПА.

Опыт эксплуатации трехвальных двигателей ГТН-25 газоперекачивающих агрегатов типа ГПА-25/76 (ГПА ГТН-25) выявил ряд их существенных недостатков, снижающих надежность. Недостаточная надежность обуславливает значительное время простоев агрегатов в ремонте. В настоящее время решение об остановке ГПА для ремонта должно приниматься согласно положению о планово-предупредительном ремонте. Однако недопустимо часто агрегаты выводятся в ремонт после аварий с очень большими повреждениями основных узлов. Опыт эксплуатации ГПА большой единичной мощности (25 и 16МВт), которыми оснащены крупные газопроводы, показывает, что газотранспортные предприятия несут большие потери вследствие неэффективности существующих систем виброконтроля и методов устранения вибрации. Так, например, существующие системы виброконтроля, устанавливаемые на ГПА часто реагируют на кратковременные всплески вибрации и формируют аварийные сигналы для останова ГПА в случаях, не представляющих для агрегатов опасности. Остановленные по причине высокой вибрации агрегаты в условиях эксплуатации вынужденно подвергают пробным пускам для проведения вибрационного диагностирования, несмотря на их аварийное состояние. Для контроля технического состояния ГПА ГТН-25 используется серийно выпускаемая аппаратура ВВК-331. В процессе ее эксплуатации обнаружены серьезные недостатки. Наблюдалось большое число ложных срабатываний в одних случаях и, наоборот, отсутствие предупредительных сигналов при возникновении дефектов контролируемых узлов, несмотря на то, что испытания аппаратуры на стенде подтверждали стабильность ее характеристик. В связи с этим возникла необходимость исследования вибрационных процессов в ГПА ГТН-25, определения причин, из-за которых стандартные подходы не обеспечивают надежного контроля технического состояния основных узлов агрегата.

Несмотря на высокий уровень развития вибрационной диагностики, существует ряд нерешенных научных проблем связанных с созданием технических средств и методов виброконтроля и вибродиагностики ГПА большой единичной мощности. Поэтому тема работы, связанная с усовершенствованием методов и

средств вибродиагностики и виброконтроля трехвальных двигателей ГПА ГТН-25/76 большой единичной мощности, является актуальной.

Связь работы с научными программами и темами.

Работа выполнялась с 1987 по 1998 года в соответствии с централизованными темами АО “Укргазпром”: “Разработка системы вибрационного диагностирования основных узлов ГПА большой единичной мощности ” (№ ГР 01. 840. 047708); “Разработка устройства аварийной защиты вибрационного состояния узлов ГПА ГТН-25” (№ ГР 01910028649); “Разработка вибродиагностического комплекса для ГТН-25 и авторский надзор за внедрением виброзащиты на Гребенковской КС” (№ ГР 0193U027753).

Цель и задачи исследования.

Цель - Усовершенствование методов и средств вибрационного контроля и диагностики ГПА ГТН-25, для оперативного контроля технического состояния без останова агрегатов, а также непрерывного контроля вибрации подшипниковых узлов , что позволяет своевременно остановить агрегат при возникновении аварийной ситуации и исключить остановки ГПА при случайных, кратковременных повышениях уровня вибрации.

Основные задачи исследования:

1. Анализ методов и средств технической диагностики газоперекачивающих агрегатов большой единичной мощности .
2. Анализ дефектов ГПА ГТН-25, что встречаются в процессе эксплуатации и связанных с этим затрат на ремонтные работы.
3. Теоретическое исследование причины механических колебаний узлов ГПА ГТН-25 и рассмотрение вопросов их идентификации.
4. Экспериментальные исследования вибрационных характеристик ГПА ГТН-25 в условиях эксплуатации.
5. Определение зависимостей параметров технического состояния основных узлов ГПА ГТН-25 от вибрационных характеристик.
6. Определение критериев выявления скачкообразных изменений вибрационного сигнала с максимальной вероятностью для поиска дефектов агрегата

при минимальном размере временной задержки для формирования аварийных сигналов.

7. Разработка функциональных схем систем контроля и диагностики ГПА ГТН-25, их технических характеристик, программного обеспечения.

8. Разработка технологии виброконтроля и диагностики ГПА ГТН-25 в условиях эксплуатации и внедрение разработанных методов и технических средств на компрессорных станциях магистральных газопроводов.

Научная новизна полученных результатов.

1. Проведены исследования динамических процессов в конструктивных элементах ГПА ГТН-25, в результате которых установлен ряд новых свойств вибрационных характеристик, которые позволяют выявлять дефекты ГПА-25/76.

2. Разработана методика выделения из вибрационных сигналов составляющих собственных и вынужденных колебаний узлов ГПА ГТН-25, что позволяет идентифицировать источники вибрации в зависимости от их свойств, то есть, определить, связано ли увеличение вибрации с увеличением возбуждающих воздействий, или оно вызвано изменением значений собственных резонансных частот узлов.

3. Разработана методика определения жесткости подшипниковых опор, что реализует один из информационных признаков получения точного диагноза ГПА ГТН-25.

4. Предложена методика, которая позволяет путем измерения вибрационных перемещений подшипников и расчетов проанализировать силовые воздействия, возбуждающие вибрацию в узлах ГПА ГТН-25, учитывая при этом влияние демпферного действия масляного слоя, податливости опор и роторов. Получены формулы для разделения возбуждающих сил на составляющие, в частности, центробежных сил и периодических сил, которые действуют вдоль некоторого фиксированного направления. Расчетные характеристики возбуждающих сил, полученные по результатам измерений вибрационных перемещений, являются

диагностическими признаками, позволяющими выявлять причины роста вибрации агрегатов.

5. Разработана методика виброконтроля, обеспечивающая достоверность определения состояния ГПА ГТН-25 при минимальном количестве остановок из-за ложных срабатываний защиты.

6. По результатам разработанных методик созданы программные и аппаратные системы виброконтроля и диагностики ГПА ГТН-25, позволяющие повысить достоверность диагностирования.

7. Впервые получены, проанализированы и обобщены данные о вибрационном состоянии ГПА ГТН-25 большой единичной мощности.

Практическое значение полученных результатов.

Полученные результаты использованы при разработке стационарной системы виброконтроля и диагностики газоперекачивающих агрегатов, в частности, в методике определения изменений свойств вибросигналов, применение которой позволило избавиться от необоснованных остановок агрегатов, возникающих при случайных кратковременных всплесках вибрации.

На основе проведенных автором теоретических и экспериментальных исследований была разработана и внедрена «Система аварийной защиты по вибрационному состоянию узлов ГТН-25» на КС Гребенковская и КС Ромненская газопровода Уренгой-Помари-Ужгород (акт внедрения, утвержденный НАК «Нефтегаз Украины»).

На основе результатов, полученных автором, разработана и испытывается система виброконтроля и диагностики ГПА с конвертируемыми судовыми двигателями ДЖ-59 на КС Гребенковская.

Личный вклад соискателя в полученные результаты состоит в том, что автором разработаны:

1. Методы выделения из вибрационных сигналов составляющих собственных и вынужденных колебаний узлов ГПА ГТН-25, позволяющих идентифицировать источники вибрации в зависимости от их свойств /103,105/ ;

2. Методы определения жесткости подшипниковых опор / 105 /;
3. Методы, которые позволяют путем измерения вибрационных перемещений подшипников и расчетов проанализировать силовые воздействия, возбуждающие вибрацию в узлах ГПА ГТН-25 /105/ ;
4. Метод виброконтроля, обеспечивающий достоверность в определении аварийного состояния ГПА ГТН-25 при минимальном количестве остановок из-за ложных срабатываний защиты /8,11,103/.

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертации докладывались на научно-технической конференции "Обеспечение экономической и безопасной эксплуатации газотранспортной системы Украины" (г. Черкассы, 1992 г.), на Международной научно-практической конференции "Проблемы и пути энергообеспечения Украины" (г. Ивано-Франковск, 1993 г.), на Первой международной конференции "Прочность и надежность конструкций нефтегазового оборудования" (г. Ивано-Франковск, 1994 г.), на научно-технической конференции "Нефть и газ Украины" (г. Симферополь, 1994 г.), на Международной научно-технической конференции "Усовершенствование энергетических и транспортных турбоустановок методами математического моделирования, вычислительного и физического эксперимента" (г. Змиев, 1994 г.), на научно-практической конференции "Нефть и газ Украины -96", на Международной деловой встрече "Диагностика-99", Сочи, 1999.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 10 печатных работ, из них 3 статьи, 1 патент России, 5 тезисов докладов, 1 информационный листок.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из вступления, пяти разделов, выводов и приложений. Работа изложена на 149 страницах машинописного текста, содержит 23 рисунка, 11 таблиц. Библиография включает 105 наименований.

РАЗДЕЛ 1

СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ ВИБРАЦИОННОГО КОНТРОЛЯ И ДИАГНОСТИКИ ГПА БОЛЬШОЙ ЕДИНИЧНОЙ МОЩНОСТИ

1.1. Методы контроля и диагностики газоперекачивающих агрегатов

Проблема технической диагностики приобретает особое значение в газовой промышленности, где безотказная работа агрегатов в значительной степени определяет надежность снабжения промышленности и населения сырьем и топливом /4, 6/.

Среди множества методов технической диагностики получили распространение параметрические методы диагностирования /5, 12, 13, 14, 15/, виброакустические /1, 2, 8, 9, 10/, трибодиагностические /15, 16, 17/, интроскопия, радиоволновое диагностирование, рентгенографическое, радиоактивных изотопов, ультразвуков и т.д. /3, 18/. Для газотурбинных ГПА и его узлов одним из наиболее эффективных по глубине анализа видов диагностики является вибродиагностика /12, 19, 20, 21/. К ее преимуществам относится то, что вибрационными параметрами представлены практически все основные узлы агрегатов и относительная простота получения информации.

Перспективность использования методов вибрационной диагностики в газовой отрасли обусловила то, что в открытой печати опубликовано значительное количество обзорной информации по вибродиагностике ГПА /16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25/. Исследованы теоретические вопросы создания методов вибродиагностики; определены требования к техническому обеспечению средств измерения; рассмотрены принципы построения современной виброизмерительной аппаратуры; рассмотрены организационные и методические принципы развития диагностирования; разработаны регламенты из-

мерений для диагностирования ГПА; рассмотрены математические и физические основы построения моделей и алгоритмов диагностирования и прогнозирования технического состояния, рассмотрены вопросы вибрационной надежности; дана экономическая оценка эффективности внедрения систем диагностики.

В настоящее время на компрессорных станциях (КС), кроме вибрационных систем, эксплуатируется ряд диагностических систем, внедрение которых дало положительные результаты /13/.

Эти системы в основном построены на параметрической диагностике, признаками которой являются теплотехнические и газодинамические параметры /5/. Они решают разные задачи и взаимно дополняют друг друга.

Большинство отечественных и зарубежных исследователей пришли к выводу, что изучение частиц износа в системе смазки, их химического состава, числа, размеров и форм в процессе наработки является на данном этапе единственным способом определения механизма износа и его интенсивности, позволяющим оценить текущее техническое состояние и прогнозировать остаточный ресурс отдельного узла трения и всего агрегата в целом.

Анализ химического состава частиц износа дает возможность установить материал изнашивающейся детали. Размер частиц и особенно параметры их распределения характеризуют интенсивность износа, а форма помогает идентифицировать механизм или причину износа /77/.

Как показал практический опыт, требованиям трибодиагностики наилучшим образом отвечают:

- плазменно-эмиссионный спектральный анализ (ЭСА) химического состава частиц износа (преимущества : универсальность, чувствительность, точность);
- феррография прямого считывания и аналитическая феррограмма как метод оперативной трибодиагностики для измерения частиц износа по размерам (от 5 до 100 мкм);

- автоматические магнитные пробки для наличия крупных металлических частиц (> 50 мкм), которые являются следствием усталостного разрушения или выкрашивания поверхностей трения.

Однако методы трибодиагностики для ГПА имеют свои недостатки и трудности: сложность получения однородной пробы масла, трудоемкость процессов отбора, подготовки и исследования проб масла; значительным влиянием утечек масла на результаты диагностирования, сложность и высокая стоимость современных установок.

Во всем многообразии специальных методов и средств контроля технического состояния ГПА широко используется визуальный контроль, который является наиболее допустимым и простым методом.

Визуальный контроль предусматривает применение как простейших оптических средств плоских и сферических зеркал, луп, так и более сложных приборов плоских оптических и бинокулярных луп, бароскопов (эндоскопов), телеэндоскопов и др. /19, 26/.

Эти приборы позволяют осуществлять контроль, диагностику технического состояния элементов и узлов агрегатов и другого оборудования без их разборки внутри закрытых полостей /27/.

Выполнены разработки по диагностированию отдельных узлов газотурбинных двигателей: ротора /24, 28, 29, 30, 31, 32, 33, 34/, лопаточного аппарата /35, 36, 37, 38, 39/; подшипниковых узлов /40, 17, 41, 42/; корпуса двигателя /43/; опорной системы /44/; узлов соединения роторов силовых турбин и нагнетателей /45/; прочих механизмов /30, 46, 47, 48, 49, 50, 51/.

В эксплуатационных условиях ГПА отечественного и зарубежного производства оснащены различной аппаратурой, позволяющей измерять значения ряда параметров, характеризующие наиболее важные рабочие процессы и техническое состояние основных узлов.

Так, в ДП "Оргэнергогаз" разработана и эксплуатируется система контроля вибрации ГТУ "Вибрин", система вибрационной защиты и контроля

"Виза". В опытно-промышленной системе технической диагностики используется разработанный в ПИ "Оргтехдиагностика" прибор СВДК-1. В настоящее время ведутся работы по созданию систем диагностики, работающих совместно с системами агрегатной автоматики.

На КС АО «Укргазпром» эксплуатируется вибрационно-диагностический комплекс ВДК для оценки технического состояния ГПА /24/.

Импортные ГПА типа ГТК-10И укомплектованы системой защиты от вибрации нагнетателя и турбокомпрессора фирмы "BENTLI NEVADA".

Данная система предназначена для защиты нагнетателя от чрезмерной вибрации и осевого сдвига, производит контроль вибрации подшипников нагнетателя в двух плоскостях и осевой сдвиг ротора. Система защиты турбокомпрессора включает контроль температуры, скорость вращения, вибрационные параметры и другие.

Агрегаты ГТК-25И укомплектованы аппаратурой фирмы Шенк" Виброконтроль-2000"- это современная и мощная система для проведения измерений и контроля:

- относительных колебаний валов;
- относительных смещений валов и абсолютных колебаний опор;
- относительной деформации валов;
- абсолютной деформации корпуса;
- число оборотов;

Отечественные ГПА ГТН-25 оснащены установкой централизованного контроля и управления А-705-15-01, предусматривающей измерение значительного числа параметров: температуры, давления, и других. В состав установки входят:

- комплекс технометрических преобразователей
- с сигнализаторами "Турбина";
- прибор контроля факела "Пламя";
- прибор, регулирующий РП2-У3;

- контрольно-сигнальная аппаратура КСА-15;
- тракт контроля вибрации ВВК-331.

Фирмой "Брюль и Кьер" разработана система 3540 (COMPASS), оснащенная вычислительной техникой прогнозирующая, анализирующая и контролирующая система /52/.

Система (COMPASS) может осуществлять мониторинг, что позволяет с помощью одних и тех же аппаратных средств выполнить многочисленные операции и, следовательно, значительно снизить затраты.

Известен также ряд методов диагностики, разработанных для конкретных типов машин, методов обработки параметров, обобщающих работ /53,...,95/.

Для каждой конкретной конструкции ГПА и условий эксплуатации должны быть определены свои диагностические параметры виброконтроля, защиты, с помощью которых можно определить его техническое состояние.

В процессе эксплуатации ГПА ГТН-25 обнаружены серьезные недостатки виброконтрольной аппаратуры, главным из которых является большое число ложных срабатываний, а также отсутствие аварийных сигналов при наличии серьезных дефектов. Неоднократные проверки аппаратуры виброконтроля подтвердили стабильность ее характеристик. Основные параметры практически не отличаются от отечественных и зарубежных аналогов. Поэтому возникло предположение, что причиной неудовлетворительной работы штатной аппаратуры виброконтроля являются характерные особенности вибрационных процессов трехвальных ГПА ГТН-25. Аппаратура ВВК-331 не решает задач вибродиагностики. Для основных узлов ГТН-25 не установлены вибродиагностические параметры для создания специализированной вибродиагностической и виброконтрольной аппаратуры, слабо изучен механизм возникновения вибрации основных узлов, что обусловило актуальность разработки, рассматриваемой в данной работе. Для повышения достоверности виброконтроля необходимо, прежде всего, правильно выбрать точки установки вибропреобразователей. В зависимости от выбранных точек

виброконтроля следует регламентировать уровни аварийной и предупредительной сигнализации.

В отличие от регламентированных в большинстве случаев параметров вибрации, используемых для виброконтроля, диагностические параметры являются неизвестными и уникальными для каждого из типов машин и агрегатов. Поэтому кроме определения пороговых значений виброконтроля следует установить вибрационные параметры, которые следует использовать в качестве диагностических признаков для каждого конкретного типа ГПА, разработать методы диагностирования.

1.2. Конструктивные особенности ГПА ГТН-25 большой единичной мощности с двухкаскадным осевым компрессором

В настоящее время широкое распространение получают газотурбинные установки (ГТУ) трехвальной конструкции с двухкаскадным компрессором /7/.

Применение трёхвальных схем ГТУ объясняется возможностью получения больших степеней сжатия, а, следовательно, и больших к.п.д. /7/ .

Кинематическая схема трехвальной ГТУ представлена на рис. 1.1

В трёхвальной ГТУ приводом первой ступени компрессора низкого давления (КНД) является турбина низкого давления (ТНД), а приводом второй ступени компрессора высокого давления (КВД) служит турбина высокого давления (ТВД). Турбины высокого и низкого давления расположены по кинематической схеме "вал в валу". Ротор силовой турбины (СТ.) связан через зубчатую муфту с валом нагнетателя и служит приводом нагнетателя. Роторы КНД и ТНД соединены полумуфтой и опираются на три подшипника. Ротор КВД-ТВД опирается на два подшипника.

Газотурбинная установка ГТН-25 выполнена в корпусе цилиндрической формы, имеющем горизонтальный разъем и ряд вертикальных разъемов.

Кинематическая схема трехвальной ГТУ

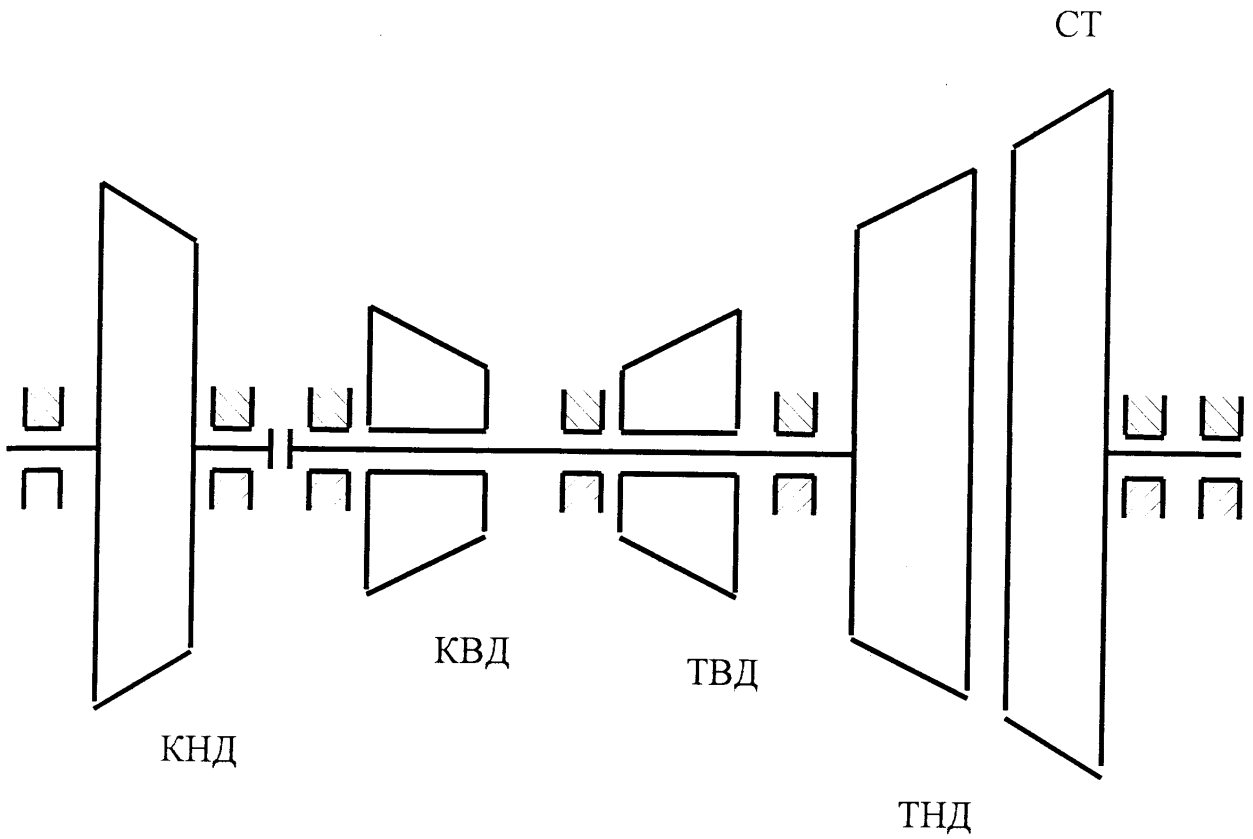
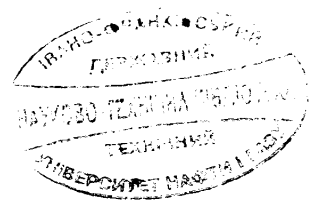


Рис. 1.1



Корпус ГТУ опирается на стойки фундаментной рамы и зафиксирован относительно неё системой горизонтальных и вертикальных шпонок, обеспечивающих возможность теплового расширения корпуса без нарушения центровки агрегата.

Кинематическая схема трёхвальной ГТУ сложнее кинематической схемы двухвальной ГТУ и содержит гораздо больше узлов, дефектное состояние которых вызывает повышенную вибрацию. Повышенная вибрация в трёхвальной ГТУ может быть вызвана /4/ :

- дисбалансом любого из роторов КВД, КНД, ТВД, ТНД, СТ;
- расцентровками валов;
- дефектами подшипников;
- газовым потоком в проточной части;
- дефектами в лопаточном аппарате.

В условиях эксплуатации ГТУ, вследствие различных причин, могут возникать те или иные дефекты, вызывающие вибрацию. /1,2,3/.

Важно своевременно обнаружить дефект и своевременно принять решение о характере дальнейшей эксплуатации агрегата. В одних случаях, это немедленная остановка, в других случаях, это изменение режима работы, в третьих продолжение эксплуатации и т.д. Следует также отметить, что период времени, в течение которого нужно принять решение, в зависимости от характера неисправности, различен - от нескольких секунд до нескольких часов.

Конструктивные особенности трехвальных агрегатов усложняют характер вибрационных процессов по сравнению с вибрацией двухвальных агрегатов. Три оборотные частоты и их гармоники, лопаточные частоты дают большое число комбинационных составляющих. Увеличение составляющих спектра вибрации повышает вероятность совпадения некоторых частот с резонансными частотами некоторых частот агрегата. Кроме того, комбинационные частоты свыше 3 кГц могут совпадать или быть близкими с резонанс-

ными частотами вибропреобразователей. В этом случае полезная информация теряется на фоне резонансных колебаний вибропреобразователя. Конструктивные особенности ГПА ГТН-25 являются также причиной неоднозначности в определении причин повышенной вибрации. Следует отметить, что трехвальные ГПА нового поколения имеют шариковые подшипники, которые являются также специфическими источниками вибрации.

Конструктивные особенности трёхвальных ГТУ определяют сложный характер вибрационных процессов. Трёхвальные ГТУ имеют нестабильные вибрационные характеристики, которые приводят к большому количеству ложных срабатываний защит по вибрации и необоснованным остановкам агрегатов. Поэтому актуальным является создание для трёхвальных ГТУ систем виброконтроля и вибродиагностики, обеспечивающих правильное принятие решения о характере эксплуатации агрегата при появлении неисправностей в его узлах, а также выявить дефектные узлы.

Одной из трудностей применения для трёхвальных ГПА ГТН-25 существующих систем виброконтроля, в том числе и импортных, является нестабильность вибрационных характеристик, что приводит к значительному количеству ложных тревог в моменты кратковременного повышения уровня вибрации ГПА.

1.3. Анализ видов дефектов основных узлов ГПА ГТН-25 в процессе эксплуатации

Эксплуатация ГПА ГТН-25 показала, что существенные затраты времени простоев приходится на восстановление агрегатов после аварийных остановок. Основная часть времени вынужденных простоев связана с неисправностями механического оборудования. Несколько меньше неисправностями контрольно-измерительных приборов и автоматики (КИП и А), обще-

станционного оборудования и обслуживания ГПА, не предусмотренными в инструкции по эксплуатации /66/.

Вынужденный простой агрегатов обусловлен аварийными ремонтами и восстановлением поврежденных узлов и деталей ГПА. В ряде случаев длительность аварийно-восстановительных работ достигает трёх-четырёх месяцев /103/. На некоторых ГПА значительные поломки основных узлов повторяются неоднократно.

В среднем для ГПА ГТН-25 количество вынужденных остановок вследствие отказов основных узлов распределяются следующим образом:

- системы КИП и А 42 %;
- неисправности механического оборудования 23 %;
- неисправности общестанционного оборудования 13 %;
- отказы энергоснабжения 9 %;
- неисправности систем автоматического регулирования (САР) -5 %;
- невыявленные причины 8 %.

Следует отметить, что, несмотря на то, что количество отказов механического оборудования несколько меньше, чем количество отказов, связанных с КИП и А и другими системами, однако время простоев значительно больше.

Наиболее часто встречающиеся отказы по механической части распределяются следующим образом:

- поломки подшипников 14,5 %;
- поломки и неисправности элементов пускового устройства 12,5 %;
- поломки облопачивания 9,5 %;
- поломки винтовых насосов 7,5 %;
- повреждения поршневых уплотнений 7,5 %;
- коробление корпусных деталей 3,4;

- дисбаланс вращающихся элементов роторов КНД, ТНД, КВД, ТВД 8,1 %;
- касание лопатками корпуса ТВД, ТНД, КВД, КНД, СТ 7,7 %.

Большие простои ГПА в ремонте происходят по причине разрушения лопаточных аппаратов осевых компрессоров и турбин. Так продолжительность аварийно-восстановительных работ в некоторых случаях достигла /104/:

- на компрессорной станции (КС) Бар ГПА зав. N 1253 - 119 дней в 1987 году;
- на КС Гребенковская ГПА зав. N 1251 - 220 дней в 1990 г.;
- на КС Гребенковская в 1992 и 1993 годах в общей сложности продолжительность ремонтно-восстановительных работ, обусловленная необходимостью отправки узлов и деталей ГПА для ремонта на заводе-изготовителе, составила более трёх месяцев.

Это далеко не полный перечень аварийно-восстановительных работ только на двух КС, вследствие разрушения лопаточного аппарата.

Причинами поломок и отказов механической части являются недостатки конструктивной отработки и качество сборки ГПА.

Аварий, квалифицируемых как крупные, вследствие чего разрушается проточная часть, подшипники, камера сгорания, можно было бы избежать, если бы дефект обнаружили в начальной стадии её развития. В процессе эксплуатации ГПА одной из предшествующих причин, приводящих к крупным авариям, были касания рабочими лопатками корпуса агрегата, сопровождавшиеся нарастанием вибрации через определенные промежутки времени. Обнаружение в начальной стадии разрушения, а также определение точного места нахождения дефекта ГПА, может значительно снизить затраты на ремонт.

Установленная на ГПА ГТН-25 штатная система виброконтроля ВВК-331 измеряет корпусную вибрацию и не в состоянии зарегистрировать начальную стадию разрушения узлов ГПА. Выявить разрушенный узел,

Разрушения направляющих лопаток



Рис.1.2

Разрушения рабочих лопаток

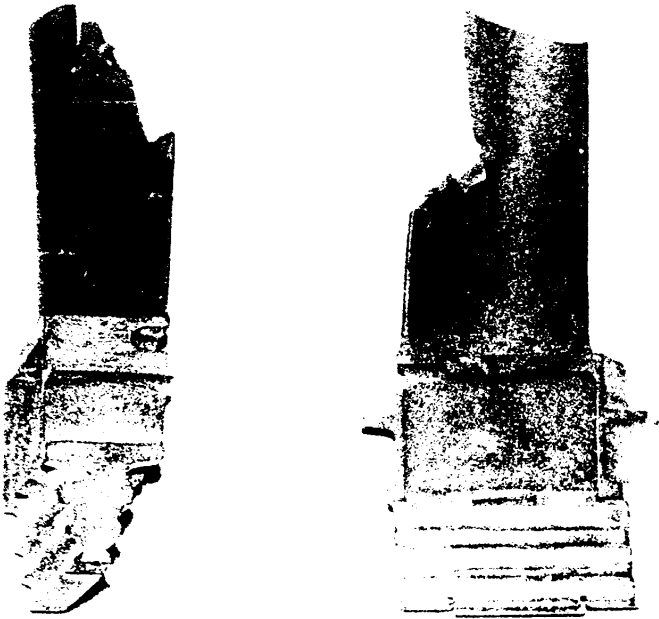


Рис.1.3

приводящий к росту вибрации ГПА, с помощью штатных контрольно-измерительных приборов это также не представляется возможным.

Внедрение ряда мероприятий по доводке элементов, а также приобретенный персоналом КС опыт эксплуатации позволили снизить количество отказов, однако, по ряду узлов отказы происходят с постоянной интенсивностью.

Поэтому актуальной проблемой является поиск методов и создание аппаратуры, с помощью которых можно было бы своевременно остановить агрегат в начальной стадии разрушения его узлов. Следует отметить, что были попытки установить на ГПА ГТН-25 вместо аппаратуры ВВК-331 другие системы виброконтроля, в том числе и импортные (например на КС Бар устанавливалась виброконтрольная аппаратура чехословацкого производства и др.), однако эти системы не нашли широкого применения, так как их ложные срабатывания слишком часто необоснованно останавливали агрегат. Обнаружение на работающей машине дефектного узла является особенно важной проблемой для ГПА большой мощности и габаритов. Решение этой проблемы существенно сокращает время на устранение неисправностей в ГПА.

1.4. Задачи исследования

Анализ источников информации и видов отказов трехвальных ГПА дает основание считать, что определение узлов ГПА, имеющих дефекты на ранних стадиях развития, наиболее перспективно методами вибрационной диагностики. Однако конкретные конструктивные проработки по вибродиагностике и виброконтролю технического состояния основных узлов трехвальных газоперекачивающих агрегатов большой единичной мощности, в том числе ГТН-25, отсутствуют. Применение штатной аппаратуры виброконтроля явилось неэффективным по причине невысокой достоверности.

Основные трудности при решении этой проблемы заключаются в необходимости изучения сущности процессов возникновения и распространения вибросигналов в их совокупности с учетом конструктивных особенностей трехвальных ГПА.

В связи с этим возникла необходимость исследования вибрационных процессов, происходящих в трехвальных ГПА и определения причин, из-за которых стандартные подходы не обеспечивают надежного контроля технического состояния его узлов. Результаты таких исследований могут дать возможность выявить параметры, характеризующие работоспособность основных узлов, а также создать аппаратные средства для виброконтроля и вибродиагностики трехвальных ГПА. Это обуславливает постановку следующих задач исследования и способов их решения:

- теоретический анализ взаимодействия конструктивных элементов основных узлов трехвальных ГПА и факторов, вызывающих их вибрацию;
- теоретический анализ изменений характеристик вибрационных сигналов при дефектном состоянии его отдельных узлов, необходимый для организации экспериментальных исследований;
- экспериментальные исследования виброактивности с целью установления зависимостей между параметрами вибрации и техническим состоянием отдельных узлов ГПА;
- анализ зависимостей между техническим состоянием отдельных узлов агрегатов и параметрами вибрации. Поиск наиболее информативных для контроля и диагностики вибрационных характеристик;
- разработка методик и требований, которые должны удовлетворять устройства для виброконтроля и вибродиагностики трехвальных ГПА, обладающих нестабильными вибрационными характеристиками для обеспечения надежной и достоверной сигнализации о вибрационных перегрузках;
- практическое применение полученных результатов в условиях эксплуатации на компрессорных станциях.

РАЗДЕЛ 2

ДИНАМИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ГПА, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ ВИБРОАКТИВНОСТЬ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ

2.1. Причины колебаний и их идентификация

Колебаниям турбомашин и идентификации причин, вызвавших данные колебания, посвящено много исследований. Объемный материал по данным проблемам представлен в работах /1,2,3,36,87/.

Виброактивность ГПА определяется технологией изготовления, технологией сборки, техническим состоянием, а также организацией эксплуатации. Причинами, вследствие которых возбуждаются вибрации, являются дисбаланс ротора, колебания в газовом потоке, температурные деформации, несоосности и перекосы и т.д. На практике возникают всевозможные наложения колебаний, вызванных различными источниками, в результате чего использование традиционных методов и существующих информационных данных не обеспечивают однозначной идентификации дефектов. Например, повышение амплитуды колебаний на частоте первой гармоники вращения ротора может быть вызвано как увеличением дисбаланса ротора, а также несоосностью валов или перекосом. При одновременном наличии двух и более различных дефектов их идентификация затруднена. В этом случае для диагностирования дефекта с помощью таких традиционных параметров, как амплитуда и частота, не всегда достаточно точно.

Рассмотрим основные причины вибрации машин и мероприятия для их устранения.

Основными источниками возбуждения колебаний являются дисбалансы роторов. Дисбалансы характеризуется вибрациями с частотами, равными

первой гармонике частоты вращения. Амплитуду данных колебаний можно довести до допустимого уровня балансировкой ротора, но полностью устранить дисбаланс практически невозможно [1, 2].

Кроме дисбаланса ротора причиной возбуждения колебаний может быть неправильный монтаж ГПА. Под неправильным монтажом подразумевается неточная выверка, заклинивание сцеплений, зазор и биения фланцевых соединений. Характерным является то, что наряду с колебаниями в радиальном направлении возникают осевые колебания, амплитуды которых зависят от нагрузки и частоты вращения ротора. При этом зачастую возбуждаются колебания со второй гармоникой частоты вращения. Устранение данных колебаний обеспечивается выверкой вращающихся деталей, т.е. центровкой валов муфт и т.д.

В редукторах, вследствие погрешностей зубьев, возникают вибрации на так называемых частотах зацепления зубьев, которые рассчитываются из числа оборотов при вращении зубчатого колеса, умноженного на число зубьев. Зубчатые колеса редукторов контролируют по вибрации на частотах зацепления. Устранение вибрации производится заменой шестерен.

Одной из причин высокой вибрации ГПА являются резонансы опорных конструкций, фундаментов, роторов и конструкций подшипников, хотя они не являются непосредственной причиной появления колебаний [1,2]. Вследствие резонансов, небольшие механические возбуждения могут вызвать колебания, которые могут быть опасными для машины. Такое явление наблюдается в том случае, если частота колебаний соответствует резонансной частоте узла машины. Совпадение, например, рабочего числа оборотов машины с резонансом фундамента встречается в некоторых случаях и приводит к опасным аварийным ситуациям. В данном случае эти механические колебания устраняются перенастройкой соответствующей системы "пружина-масса" машины путем изменения конструкции. Ниже будут изложены некоторые свойства источников вибрации, связанных с собственными колеба-

ниями деталей и узлов агрегатов, а также их информационные и вибродиагностические свойства.

Перечисленные причины возникновения колебаний представляют только наиболее часто встречающуюся часть дефектов газоперекачивающих агрегатов. Несмотря на то, что перечисленные причины представляют только часть возможных причин колебаний, они охватывают уже более 90% всех причин колебаний машин /28/. Некоторые специализированные методы идентификации источников вибрации и диагностирования узлов ГПА (Определение собственных частот колебаний и др.) будут изложены в последующих параграфах.

2.2. Определение собственных частот колебаний конструктивных элементов машин и агрегатов в условиях эксплуатации

Расширение технологических возможностей контроля машин и механизмов в условиях эксплуатации может быть осуществлено путем измерения собственных частот колебаний конструктивных элементов. Например, рабочие и направляющие лопатки газотурбинных установок при длительной эксплуатации бывают подвержены эрозии. В лопатках могут появляться трещины. Трещины и эрозия изменяют геометрические параметры лопаток, что приводит к изменению их собственных частот колебаний. По измерениям значений собственных колебаний лопаток можно судить об их техническом состоянии. Значения собственных частот колебаний станин, собранных подшипниковых узлов, навесного оборудования позволяют судить о жесткости крепежа, потере прочности и других дефектах.

Собственные колебания конструктивных элементов возбуждаются толчками и ударами, как правило, имеющими место во время работы реальных

машин. Частота собственных колебаний при изменении режима работы машин не изменяется, или изменяется незначительно, и это свойство может быть использовано для выделения из общего вибрационного сигнала составляющих, источником которых являются собственные колебания.

Определение собственных колебаний осуществляется следующим образом.

Задают машине некоторый рабочий режим, например, номинальный. Пусть заданному рабочему режиму соответствует частота f_0 основного силового действия, возбуждающего колебания. На установленном режиме регистрируют спектр вибрации $X_0(\nu)$ и выделяют гармонические составляющие с амплитудами A'_1, \dots, A'_n , превышающими заданный уровень, и находят соответствующие им частоты ν'_1, \dots, ν'_n . Если среди выделенных составляющих вибрации имеются составляющие, источники которых собственные колебания, то при измерении режима работы частоты указанных составляющих изменяется незначительно, а частоты составляющих, источниками которых являются вынужденные колебания от действия периодических нагрузок, связанных с режимом работы, изменяется пропорционально изменению частоты основного силового действия. Если выбрать и задать машине m частот вращения вала $f_i = k_i f_0$, $i=1, \dots, m$; $m > 0$, где коэффициенты k_i удовлетворяют условиям $\nu'_j \neq k_i \nu'_k$;

$i=1, \dots, m$ смысл которых в том, что ни одна из гармонических составляющих с частотами ν'_1, \dots, ν'_n , изменивших свою частоту пропорционально частоте вращения вала (режиму работы) не совпадает ни с одной из частот ν'_1, \dots, ν'_n . Поэтому средние геометрические значения $X_i(\nu) = [X_i(\nu) X_i(\nu)]^{0.5}$; $i=1, \dots, m$ будут малы по отношению к $X_i(\nu)$ при $\nu \in \{\nu'_1, \dots, \nu'_n\}$ если колебания на частоте ν являются вынужденными. Если колебания на частоте $\nu \in \{\nu'_1, \dots, \nu'_n\}$ являются собственными, то средние геометрические значения при $X(\nu)$ при $\nu \in \{\nu'_1, \dots, \nu'_n\}$ малыми не будут за счет того, что частота

собственных колебаний мало зависит от режима работы. Путем вычисления значений $X(v'_1), \dots, X(v'_n)$ и выделения из них величин, превышающих установленный для каждого типа машин уровень, находят в множестве $\{v'_1, \dots, v'_n\}$ подмножество $\{v_1, \dots, v_n\}$ частот, связанное с собственными колебаниями конструктивных элементов, и по значениям этих частот судят о техническом состоянии машин /105/.

Такой метод позволяет определять собственные частоты непосредственно в условиях эксплуатации и обладает широкими технологическими возможностями, так как для идентификации собственных колебаний достаточно изменить частоту вращения в рабочих пределах.

Пример. На агрегате ГТН-25 на 3-м подшипнике зафиксирован спектр, представленный на рис. 2.4 (1-й режим). При анализе спектра установлено, что вибрация подшипника складывается из трех гармонических составляющих с частотами 46 Гц, 72 Гц, 82 Гц. Сравнивая эти частоты с частотами вращения валов КНД и КВД, которые равны соответственно 72 Гц и 82 Гц установлено, что вибрация на этих частотах представляет собой вынужденные колебания на частотах вращения КВД и КНД. Для выяснения причин вибрации с частотой 46 Гц применен предложенный в настоящем параграфе метод определения собственных частот колебаний элементов конструкции. Режим работы агрегата был изменен таким образом, чтобы частоты вращения КВД и КНД не были равны частоте 46 Гц. На рис.2.4 представлены спектры при частотах вращения КВД и КНД 55 Гц и 70 Гц соответственно (2-й режим) и 49 Гц и 59 Гц соответственно (3-й режим). Анализ спектров вибрации на 2-м и 3-м режимах показал (см. Рис.2.4), что при изменении режима работы агрегата подшипник имеет составляющую вибрации подшипника с частотой 46 Гц независимо от режима работы агрегата. Этот факт дает основание предположить, что причина вибрации подшипника с частотой 46 Гц связана с частотой конструктивных элементов подшипникового узла.

Спектры вибрации ГПА ГТН-25

иллюстрирующие наличие собственных частот колебаний в спектре вибрации

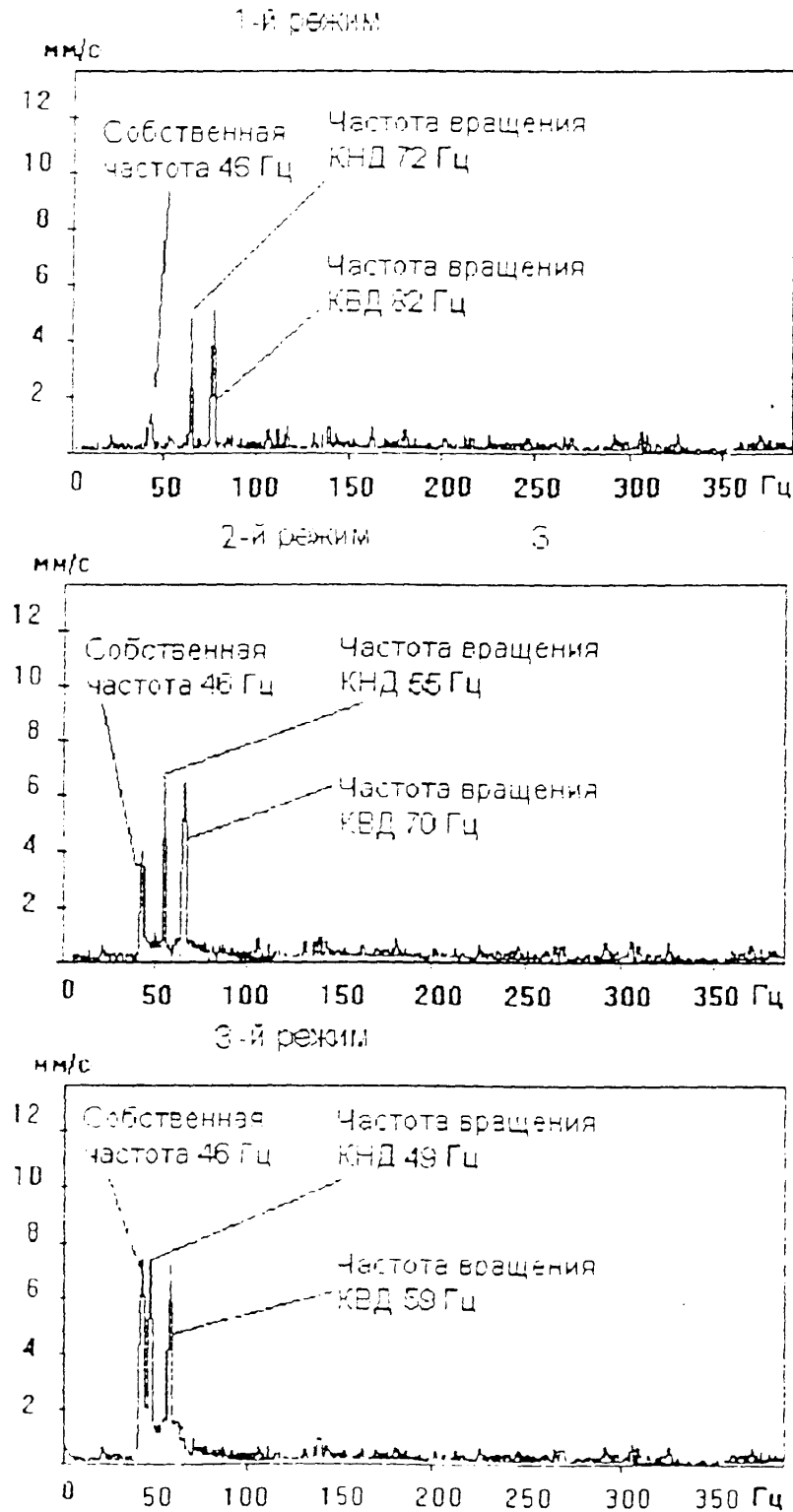


Рис.2.4

Новизна этого метода состоит в том, что для выявления резонансных частот конструктивных элементов ГПА ГТН-25 используются вибрационные сигналы, зарегистрированные на режимах, которые выбраны специальным образом. Информация о выявленных причинах вибрации позволяет осуществить мероприятия по их устранению, либо выбору режимов эксплуатации, при которых ожидается снижение уровней вибрации.

2.3. Определение амплитуд и фаз поступательных и угловых колебаний конструктивных элементов машин

В большинстве случаев конструктивные элементы машин во время работы совершают пространственные колебания (поступательные смещения и угловые повороты) /102/. Информация о пространственных колебаниях (вибрации) может быть использована в процессе диагностирования для оценки силовых воздействий (сил и моментов) на конструкцию и для определения технического состояния. Увеличение амплитуды вибрации в выбранных точках машин может быть вызвано несколькими причинами. Так, рост амплитуды первой гармоники оборотной частоты может быть вызван увеличением дисбаланса, перекосом вала в подшипнике, расцентровкой осей валов в муфтах, или др. Информацию о причинах, вызвавших повышенный уровень вибрации, несут параметры пространственных колебаний, с помощью которых судят о причинах роста амплитуды вибрации. Повышение точности диагностирования, в условиях эксплуатации машин и агрегатов, может быть осуществлено путем измерения на информационной частоте амплитуд поступательных и малых угловых колебаний в выбранном направлении, а также сдвигов фаз между поступательными и малыми угловыми колебаниями конструкции. Например, расцентровки и перекосы валов в муфтах могут быть источниками угловых колебаний, поэтому угловые колебания могут

быть их диагностическими признаками [1]. Принцип, на котором осуществляется измерение указанных величин, заключается в следующем.

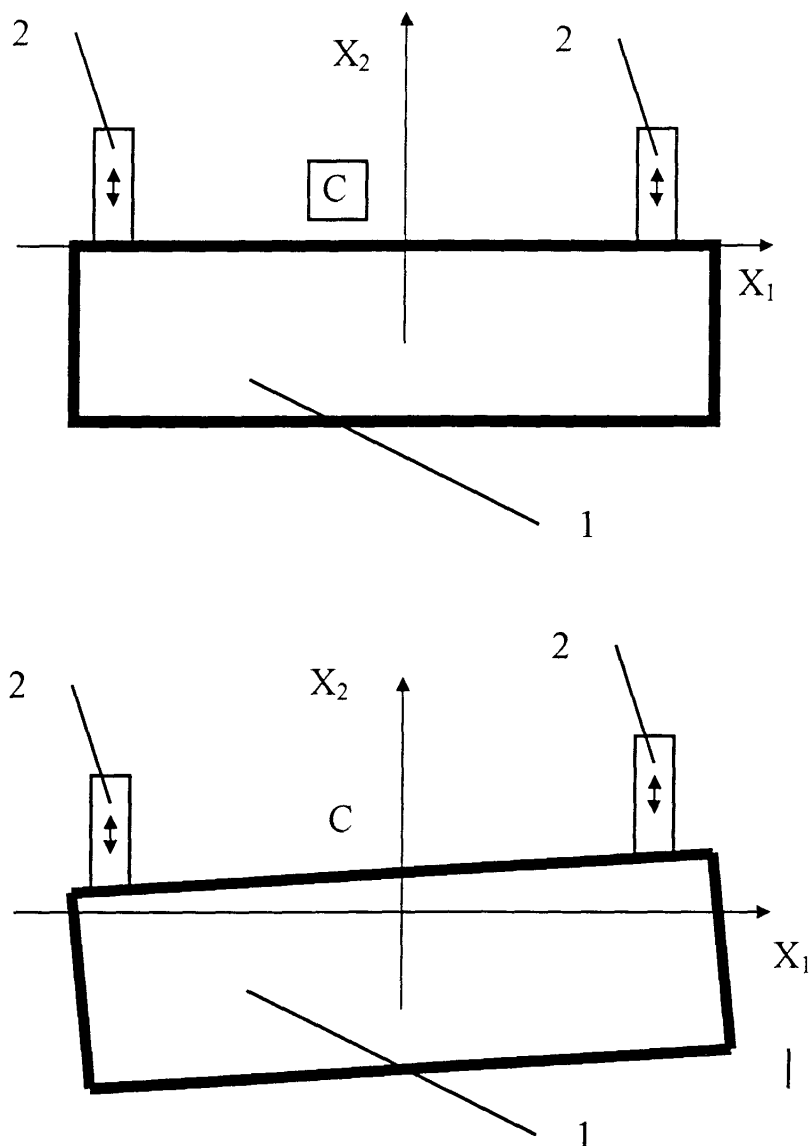
Пусть исследуемый (диагностируемый) узел совершает поступательные и угловые колебания под действием нагрузки, возникающей во время работы. Колебания узла (без учета его деформации) могут быть представлены в виде сумм поступательных движений в трех взаимно перпендикулярных направлениях и поворотов относительно трех осей. Изменение параметров, характеризующих в любой момент времени величину углов поворота и поступательного смещения узла от положения равновесия, позволяет оценить характер силового воздействия, вызывающего пространственные колебания, а также дефекты конструкции, влияющие на величину ее пространственной вибрации. Поэтому целесообразно измерять следующие параметры гармонических составляющих пространственных колебаний: амплитуду поступательной составляющей колебаний в выбранном направлении (по отношению к заданной точке узла, в которой выбирается начало подвижной системы координат), амплитуду угловых малых колебаний в выбранной плоскости; сдвиг фаз между гармониками поступательных и угловых колебаний на выбранной частоте.

Двумя одинаковыми вибропреобразователями регистрируют колебания исследуемого узла в двух точках. Вибропреобразователи устанавливаются в двух точках параллельно друг другу в плоскости, в которой измеряются угловые колебания (см. рис.2.5), а оси вибропреобразователей устанавливаются в этой же плоскости в направлении измерения поступательных колебаний.

Из перемещений, регистрируемых вибропреобразователями, выделяют с помощью перестраиваемых фильтров гармонические составляющие /103/ $S_1(t)$ и $S_2(t)$ (на выбранной частоте $f = \omega/2\pi$), которые могут быть представлены в виде:

$$S_2(t)=A_1 \cos(\omega t + \varphi_1), S_2(t)=A_2 \cos(\omega t + \varphi_2) \quad (2.1)$$

Поступательные и угловые колебания исследуемого узла



а/ исследуемый узел в положении равновесия;

б/ вибросмещение исследуемого узла в направлении X_2 и плоскости $X_2 X_1$;

1 - исследуемый узел ; 2 - вибропреобразователи ;

Рис. 2.5

где $A_1, \varphi_1, A_2, \varphi_2$ - соответственно, амплитуды и фазы гармонических составляющих колебательного процесса с частотой f , равной частоте возмущающего воздействия в двух точках узла.

Угловые малые колебания приближенно определяются формулой

$$\gamma(t) = [S_2(t) - S_1(t)] = A \cos(\omega t + \varphi_0) / L, \quad (2.2)$$

где

$$A = [(A_2 \cos \varphi_2 - A_2 \cos \varphi_1)^2 + (A_2 \cos \varphi_1 - A_2 \cos \varphi_2)^2]^{0.5}$$

$$\varphi_0 = \arccos [(A_2 \cos \varphi_2 - A_1) / A]$$

$\gamma(t)$ - угол поворота исследуемого узла в момент времени t относительно положения равновесия;

L - расстояние между осями вибропреобразователей.

Параметр A характеризует амплитуду малых угловых колебаний и измеряется с помощью устройства, разработанного по предложенной блок-схеме, которая будет описана ниже.

Поступательные колебания $S(t)$ с частотой f (в направлении осей вибропреобразователей) точки C (см. рис. 2.5), расположенной между вибропреобразователями на расстоянии $L/2$ от каждого из них, приближенно определяются формулой

$$S(t) = 0.5 [S_1(t) + S_2(t)] = B \cos(\omega t + \psi_0), \quad (2.3)$$

где

$$B = 0.5 [(A_2 \cos \varphi_2 - A_1 \cos \varphi_1)^2 + (A_2 \sin \varphi_2 - A_1 \sin \varphi_1)^2]^{0.5}$$

$$\psi_0 = \arccos [(A_2 \cos \varphi_2 + A_1) / B]$$

Параметр B характеризует амплитуду поступательных колебаний точки C .

Кроме диагностирования перекосов, важным является также определение плоскости перекоса. Для этого рассмотрим зависимость фазового сдвига между сигналами вибропреобразователей, оси чувствительности которых расположены вертикально и горизонтально в плоскости вращения ZY (см. рис. 2.6) от угла перекоса.

Если плоскость перекоса проходит через оси Z или Y , то сдвиг фаз между колебаниями с первой гармоникой будет $\pi/2$.

В противном случае данный фазовый сдвиг будет отличаться от $\pi/2$ и по его значению можно определить и, следовательно, плоскость, в которой произошел перекос.

Введем дополнительную систему координат Z_1OY_1 , ось OZ_1 совпадает с плоскостью перекоса. Сигналы вибропреобразователей, установленных по осям OZ и OY , представим через колебания в системе координат Z_1OY_1 , воспользовавшись формулами для поворота координатных осей

$$U_Y = A K_G \cos \varphi \cos \omega t + B K_G \sin \varphi \sin \omega t = \cos(\omega t + \beta)$$

$$U_Z = A K_G \sin \varphi \cos \omega t + B K_G \cos \varphi \sin \omega t = \cos(\omega t + \beta)$$

Здесь K_G коэффициент преобразования вибропреобразователя.

Разность фаз между колебаниями по осям OZ и OY .

$$\Delta_1 = \beta - \gamma = \arctg(\operatorname{tg} \varphi \cdot b/a) - \arctg(\operatorname{ctg} \varphi \cdot b/a) = \arctg(2k/\sin 2\varphi), \quad (2.4)$$

где

$$K = b/a/(g-b^2/a_2), \quad b \neq a.$$

Исследуем (4) на экстремум:

$$\frac{d\Delta(\varphi)}{d\varphi} = \frac{4K \cos \varphi}{2K^2 + \sin^2 2\varphi} = 0$$

Функция $\Delta_1(\varphi)$ принимает минимальные положительные значения при $\varphi = \pi/4, 5\pi/4, 9\pi/4$, и минимальные отрицательные значения при $\varphi = 3\pi/4, 7\pi/4, 11\pi/4$ (рис. 2.7).

Зависимость фазового сдвига между сигналами
вибропреобразователя от угла смещения

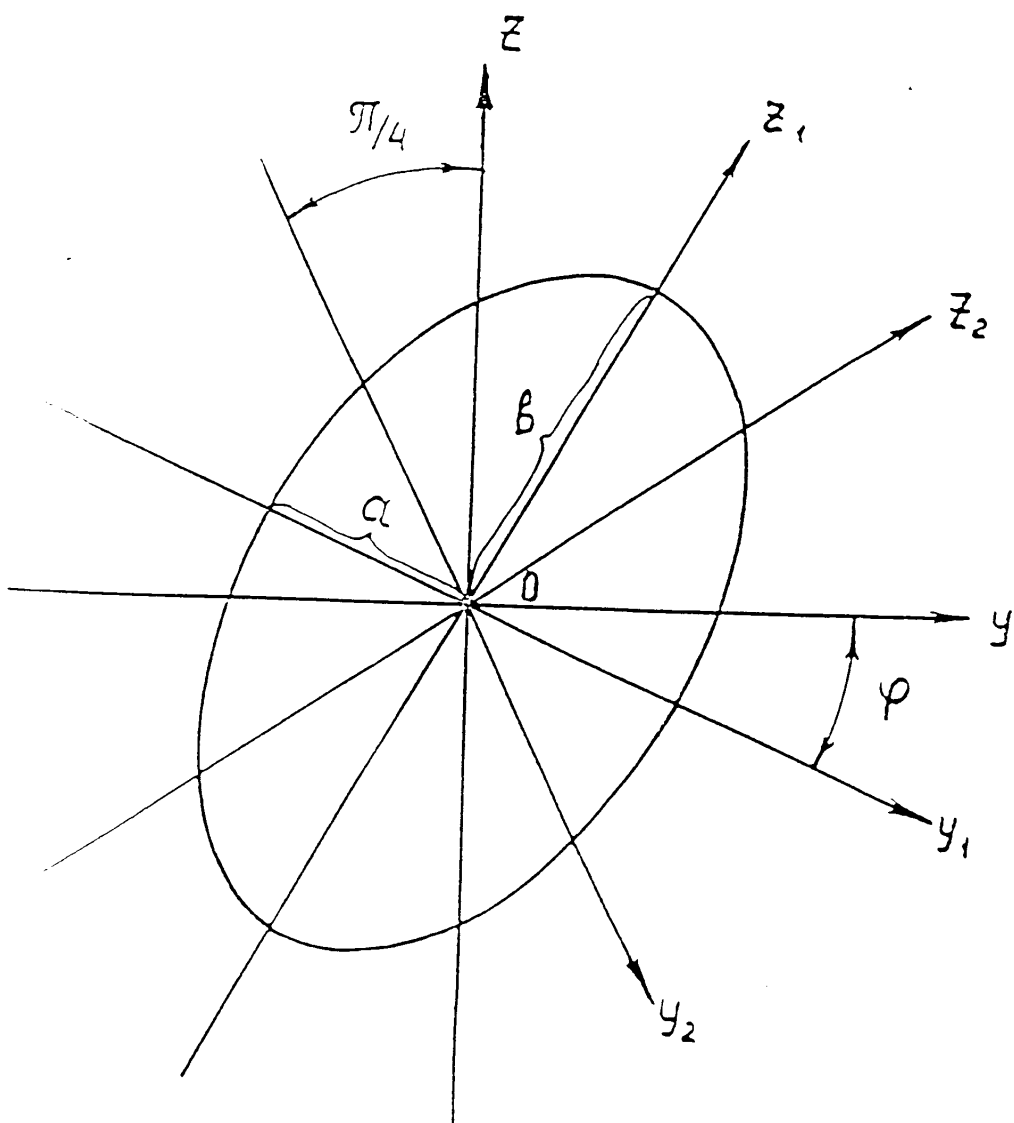


Рис.2.6

Разность фаз между колебаниями в вертикальном и
поперечном направлениях

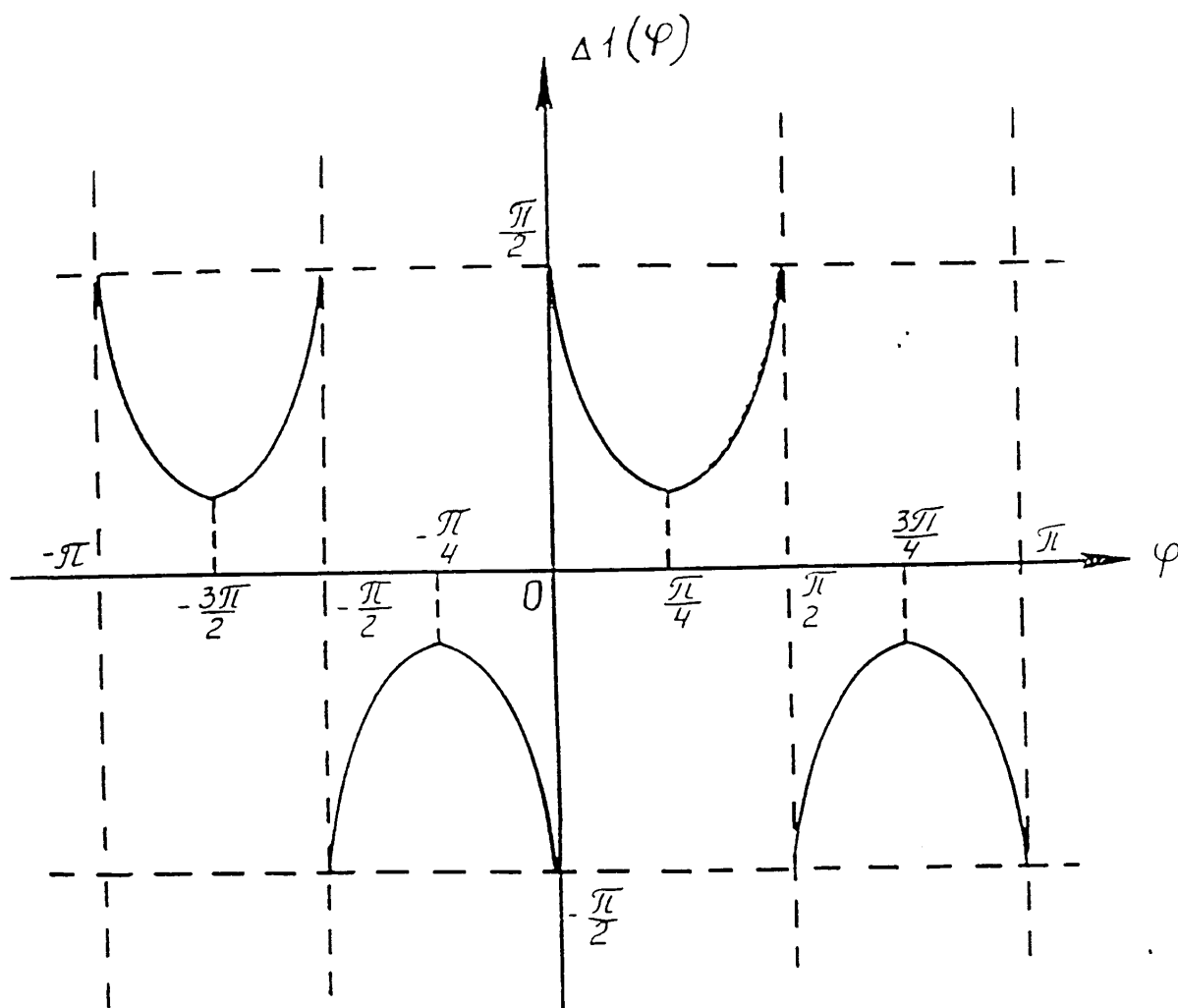


Рис. 7.

Используя знак фазового сдвига Δ_1 , можно определить квадрант, в котором произошел перекося. Однако данный признак не является достаточным для определения плоскости перекося, так как каждому значению φ соответствует (кроме минимума) два значения Δ_1 .

Введем еще одну дополнительную систему координат Z_2OY_2 , повернутую на $\pi/4$ по отношению к системе ZOY . Разность фаз между колебаниями вдоль осей OZ_2 и OY_2 согласно (2.4) после замены φ на $\varphi + \pi/4$ определяется по формуле

$$\Delta_2 = \text{arctg } 2K/\text{os } 2\varphi \quad (2.5)$$

Взяв отношение (2.4) и (2.5), избавимся от амплитудной зависимости и представим φ как функцию Δ_1 и Δ_2

$$\varphi = 0.5 \text{ arctg } \text{tg } \Delta_1 / \text{tg } \Delta_2 \quad (2.6)$$

Зависимость (2.6) позволяет однозначно определить значение φ в пределах одного квадранта, однако, так как arctg функция положительная при любых значениях аргумента, она не обеспечивает однозначного определения квадранта.

Таким образом, используя соотношения (2.4) и (2.6), можно однозначно определить плоскость, в которой произошел перекося, что облегчает устранение данного дефекта.

Измерение разности фаз позволяет диагностировать широкий класс циклических механизмов. Например, с помощью разности фаз и амплитуд малых угловых и поступательных колебаний может быть определен угол поворота конструкции в момент времени наибольшего поступательного отклонения от положения равновесия, позволяющий судить о величине и на-

правлении моментных нагрузок на конструкцию, возникающих при перекосах и расцентровках валов в подшипниках, муфтах или др.

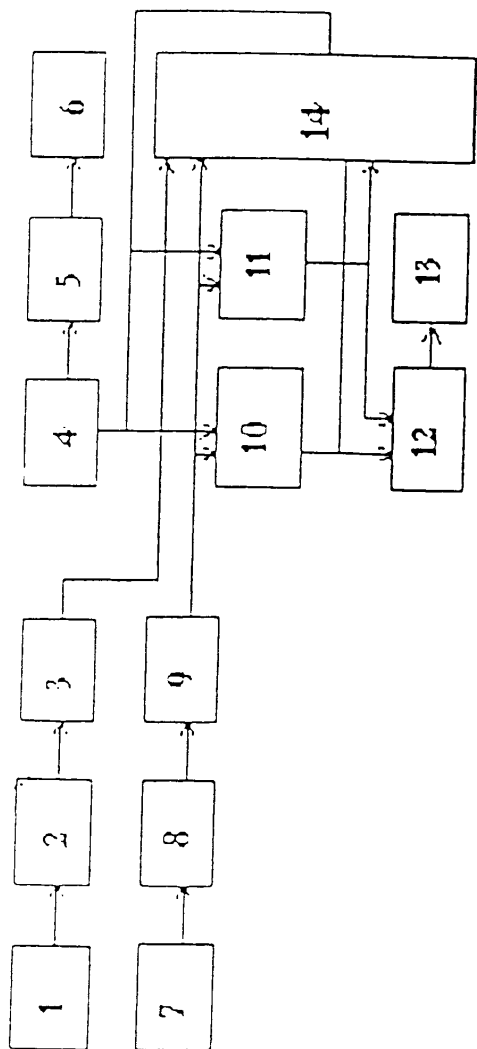
Блок-схема устройства для измерения поступательных и угловых колебаний, а также сдвигов фаз между ними приведена на рис. 2.8. Устройство содержит последовательно соединенные вибропреобразователь 1, усилитель 2, перестраиваемый фильтр 3, измеритель 4, блок сравнения 5, блок памяти 6, последовательно соединенные второй вибропреобразователь 7, второй усилитель 8, второй перестраиваемый фильтр 9, сумматор 10, вычитающее устройство 11, фазовый детектор 12, индикатор 13, коммутатор 14.

Работает устройство следующим образом.

Вибропреобразователи 1, 7 устанавливаются в двух точках исследуемого объекта. Место установки вибропреобразователей и направления их осей определяются выбранными направлениями измерения поступательных и угловых колебаний. Сигналы с вибропреобразователей 1, 7 через два одинаковых усилителя 2, 8 подаются на одинаковые перестраиваемые фильтры 3, 9. Фильтры 3, 9 настраиваются на частоту периодической возмущающей нагрузки (частоту вращения вала, частоту движения поршней или др.). С выходов фильтров 3, 9 информативные сигналы подаются через коммутатор 14 на измеритель 4 и входы сумматора 10 и вычитающего устройства 11. Электрические сигналы пропорциональные сумме и разности колебаний, регистрируемых вибропреобразователями 1, 7 поступают на выходы фазового детектора, который преобразует фазовый сдвиг между ними в постоянное напряжение, знак которого определяет направление, а значение величину фазового сдвига.

Контроль вибрации по амплитуде осуществляется по показаниям измерителя 4, контроль по фазе по показаниям индикатора 13. Блок 5 сравнения предназначен для сравнения амплитуды вибрации с заранее заданными значениями, хранящимися в блоке 6 памяти, и выдачи сигнала для индикации опасного уровня вибрации или для выключения агрегата.

Рис. 2.8. Структурная схема системы измерения количества объектов



1-вибропреобразователь; 2-усилитель; 3-фильтр; 4-измеритель;
 5-блок сравнения; 6-блок памяти; 7-второй вибропреобразователь;
 8-второй усилитель; 9-второй фильтр; 10-сумматор; 11-вычитающее
 устройство; 12-фазовый детектор; 13-индикатор; 14-коммутатор.

Рис. 2.8

Таким образом, устройство обеспечивает повышение точности диагностирования за счет дополнительных параметров, позволяющих определять характер неисправности на работающем агрегате /9, 10/.

Контроль и диагностика решают одну задачу и отличаются степенью анализа, контроль-более общий, диагностика - конкретизация дефектов.

Фазовый сдвиг между гармониками колебаний является эффективным диагностическим параметром, позволяющим производить оценку причин роста вибрации. В частности, возможно не только выявлять воздействие на исследуемые объекты периодических моментных нагрузок, но и выявлять расцентровки валов в агрегатах.

В качестве иллюстрации может быть приведен пример влияния расцентровки валов на уровень вибрации и величину сдвига фаз исследовано на макете, показанном на рис. 2.9. Макет представляет собой электродвигатель, маховик, подшипники и муфту. Задавая в муфте различные значения расцентровок, измеряли сдвиги фаз и уровни вибрации подшипников (между которыми находилась муфта). Если рассмотреть движение элементов конструкции в плоскости рисунка, то при наличии расцентровки, следует ожидать рост колебаний подшипников на частоте вращения вала, которые будут происходить в противофазе. Это подтверждает результаты измерений, представленные в таблице 2.1. В таблице 2.1 представлены результаты измерений, полученные на макете. Результаты эксперимента, представленные в таблице 2.1 подтверждают, что при увеличении расцентровки имеет место рост вибрации, причем сдвиг фаз между гармониками близок к 180° . В таблице 2.2 приведены результаты измерений вибрации при отсутствии расцентровки, но при различных значениях дисбаланса, который задавался путем укрепления грузов на маховике. Как видно из таблицы 2.2 при увеличении дисбаланса имеет место рост вибрации, однако сдвиг фаз между первыми гармониками колебаний подшипников близок к 0° .

Схема макета для исследования влияния расцентровок на параметры вибрации

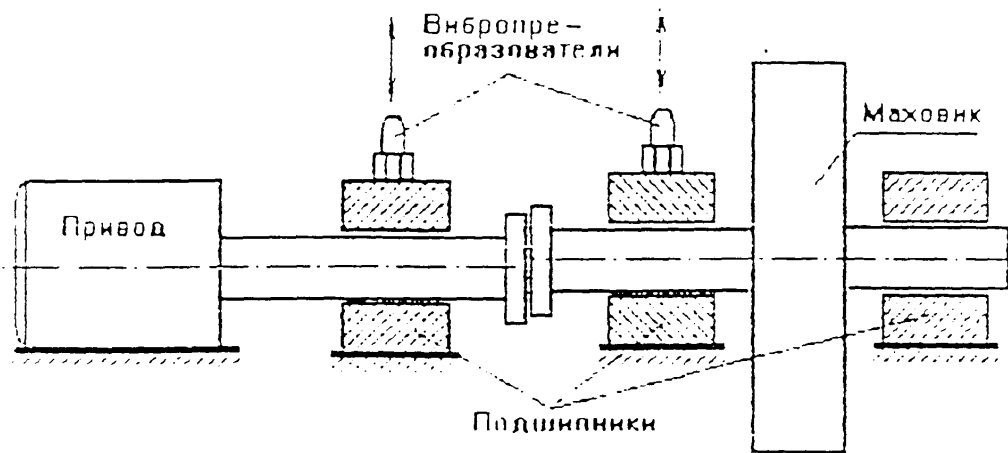


Рис.2.9

Таблица 2.1 - Влияние величины расцентровки на величину вибрации и значение сдвига фаз

Величина расцентровки (мкм)	Вибрация 1-го подшипника (мм/с)	Вибрация 1-го подшипника (мм/с)	Значение сдвига фаз (градусы)
1	2	3	4
0	4.1	3.1	-
100	6.3	5.0	140
200	8.5	7.4	150
300	10.6	9.4	160
400	12.4	11.3	170
500	13.9	12.9	170
600	16.1	15.9	170
700	19.7	18.4	170
800	22.7	21.6	180
900	25.8	24.5	180
1000	28.2	27.1	180

Таблица 2.2 - Влияние величины дисбаланса на величину вибрации и значение сдвига фаз

Масса груза (г)	Вибрация 1-го подшипника (мм/с)	Вибрация 1-го подшипника (мм/с)	Значение сдвига фаз (градусы)
1	2	3	4
0	4.1	3.1	10
2	4.3	5.0	10
4	8.5	9.4	7
6	8.6	10.1	3
8	9.4	11.2	1
10	9.9	12.9	0
12	10.1	16.7	0
14	10.7	18.3	0
16	11.9	20.5	0

Таким образом, приведенные иллюстрации показывают, что путем измерения и анализа сдвигов фаз можно на реальных агрегатах выявлять различные типы дефектов, вызывающих рост вибрации /105/.

Устройство для определения фаз и амплитуд угловых колебаний использовалось для экспериментальных исследований параметров вибрации в процессе разработки методик диагностирования.

В настоящее время, разработанные с помощью экспериментального устройства методики и алгоритмы диагностирования, могут быть реализованы компьютерными системами.

2.4. Жесткость подшипниковых опор

Жесткость крепления подшипниковых опор важный параметр, от которого существенно зависят значения силовых взаимодействий между трущимися поверхностями вала и подшипника. Ослабление жесткости вызванное, например, появлением трещин в креплениях подшипников, может привести к значительным поломкам узлов ГПА. Поэтому оперативный контроль жесткости подшипниковых опор позволяет своевременно проводить мероприятия, целью которых является предотвращение значительных повреждений агрегатов /1, 31/.

Существует несколько решений определения жесткости подшипниковых опор. Основным недостатком их является невозможность определения жесткости без остановки и разборки агрегата учета связи и взаимного влияния, что снижает достоверность ее оценки в условиях эксплуатации.

Определение жесткости подшипниковых опор в условиях эксплуатации позволяет повысить достоверность контроля.

Решение получено на основании уравнения вынужденных колебаний корпуса подшипника в исследуемом направлении .

$$m \ddot{X} + C X = d \omega^2 \cos \omega t, \quad (2.7)$$

где X - перемещение центра массы подшипника в исследуемом направлении;

m - эффективная масса подшипникового узла;

C - жесткость подшипниковой опоры;

d - дисбаланс вала;

ω - угловая скорость вращения вала.

В уравнение (2.7) подставляются два решения в виде:

$$X_1 = A_1 \cos \omega_1 t, \quad X_2 = A_2 \cos \omega_2 t \quad (2.8)$$

где ω_1, ω_2 - две различные угловые скорости вращения вала, лежащие в рабочем диапазоне изменения скоростей агрегата.

В результате подстановки (2.8) в (2.7) образуется система двух алгебраических уравнений

$$\begin{aligned} A_1 m \omega_1^2 + C A_1 &= d \omega_1^2 \\ A_2 m \omega_2^2 + C A_2 &= d \omega_2^2 \end{aligned} \quad (2.9)$$

Исключив из системы уравнений (2.9) дисбаланс, который для жесткого вала не зависит от его угловой скорости и, решив ее относительно C , получаем формулу для определения жесткости

$$C = \frac{m \omega_1^2 \omega_2^2 (A_2 - A_1)}{A_2 \omega_1^2 - A_1 \omega_2^2} \quad (2.10)$$

Амплитуды a_1, a_2, b_1, b_2 в исследуемом и перпендикулярном к исследуемому направлениях, определяют измерением и выделением из вибрационных сигналов с помощью узкополосного анализатора гармоник их главных гармонических составляющих на частотах $\omega_1/2\pi$ и $\omega_2/2\pi$ при вращении вала с угловыми скоростями ω_1 и ω_2 соответственно.

Амплитуды A_1, A_2 , входящие в формулу (2.10), получают путем корректировки измеренных амплитуд a_1, a_2, b_1, b_2 с учетом поперечной чувствительности вибропреобразователей k_1 и k_2

$$\begin{aligned} A_1 &= a_1 + k_1 b_1 \\ A_2 &= a_2 + k_2 b_2, \end{aligned} \quad (2.11)$$

где $B_1 = b_1 - k_1 a_1$; $B_2 = b_2 - k_2 a_2$ амплитуды колебаний подшипникового узла в перпендикулярном направлении скорректированные, соответственно, путем поперечной чувствительности вибропреобразователя, установленного в данном направлении. Подставляя амплитуды

$$A_1 = (a_1 - k_1 b_1)/(1 - k_1 k_2) \quad (2.12)$$

$$A_2 = (a_2 - k_2 b_2)/(1 - k_2 k_2) \quad (2.13)$$

в формулу (2.7) можно определить жесткость подшипниковых опор работающего агрегата.

Вышеизложенный метод определения жесткости подшипниковых узлов используется при выявлении причин роста вибрации, вследствие неудовлетворительного состояния подшипников. В практическом использовании выражения (2.10) для определения жесткости имеется следующая особенность. Для диагностирования используется не абсолютное значение жесткости, а величина ее изменения.

Жесткость C определяется в начальный момент, например, при пуске агрегата. При этом важным является оценка жесткости в двух направлениях - вертикальном и горизонтальном (вдоль оси установки вибропреобразователей).

Практика эксплуатации показывает, что изменение жесткостных ха-

рактических и, следовательно, амплитуд колебаний с первой гармоникой одной из вероятных причин может быть изменение жесткостных характеристик.

Определив по формуле (2.10) жесткость C , можно оценить изменение жесткости за время работы агрегатов за рассматриваемый интервал времени. При этом масса m выступает как постоянный коэффициент. Частоты вращения вала также остаются неизменными. Ниже приведен пример оценки технического состояния по изменению жесткостных характеристик подшипников.

Пример. При вводе в эксплуатацию газоперекачивающий агрегат ГТН-25 имел удовлетворительные вибрационные характеристики. На рис. 2.10 приведены спектры вибрации 5-го подшипника (ТНД) на двух режимах. На первом режиме при частоте вращения ТНД, равной 70 Гц (4200 об./мин.) уровень вибрации составил 3.7 мм/с ($3.7/6.28/70=0.00841$ мкм). На втором режиме при частоте вращения ТНД, равной 71 Гц (4260 об./мин.) уровень вибрации составил 4.2 мм/с ($4.2/6.28/71=0.00941$ мм=9.41 мкм). После 2000 часов эксплуатации уровень вибрации агрегата значительно вырос. На рис. 2.11 приведены спектры вибрации 5-го подшипника (ТНД) на двух режимах. На первом режиме при частоте вращения ТНД, равной 79 Гц 70 Гц (4200 об./мин.) уровень вибрации составил 7.2 мм/с ($7.2/6.28/70=0.0163$ мкм). На втором режиме при частоте вращения ТНД , равной 71 Гц (4260 об./мин.) уровень вибрации составил 8.9 мм/с ($8.9/6.28/71=0.0199$ мм=19.9 мкм). Возросли уровни вибрации и на других подшипниках. При проверке признаков возможных причин роста вибрации рассчитывалась жесткость 5-го подшипника по формуле (2.10). После ввода ГПА в эксплуатацию после ремонта жесткость 5-го подшипника на единицу массы была равна 2621122 н/м, а после 2000 часов эксплуатации 228930 н/м. Таким образом, было выявлено снижение жесткости 5-го подшипника ГПА ГТН-25. Аналогично было выявлено снижение жесткости на 4-м подшипнике.

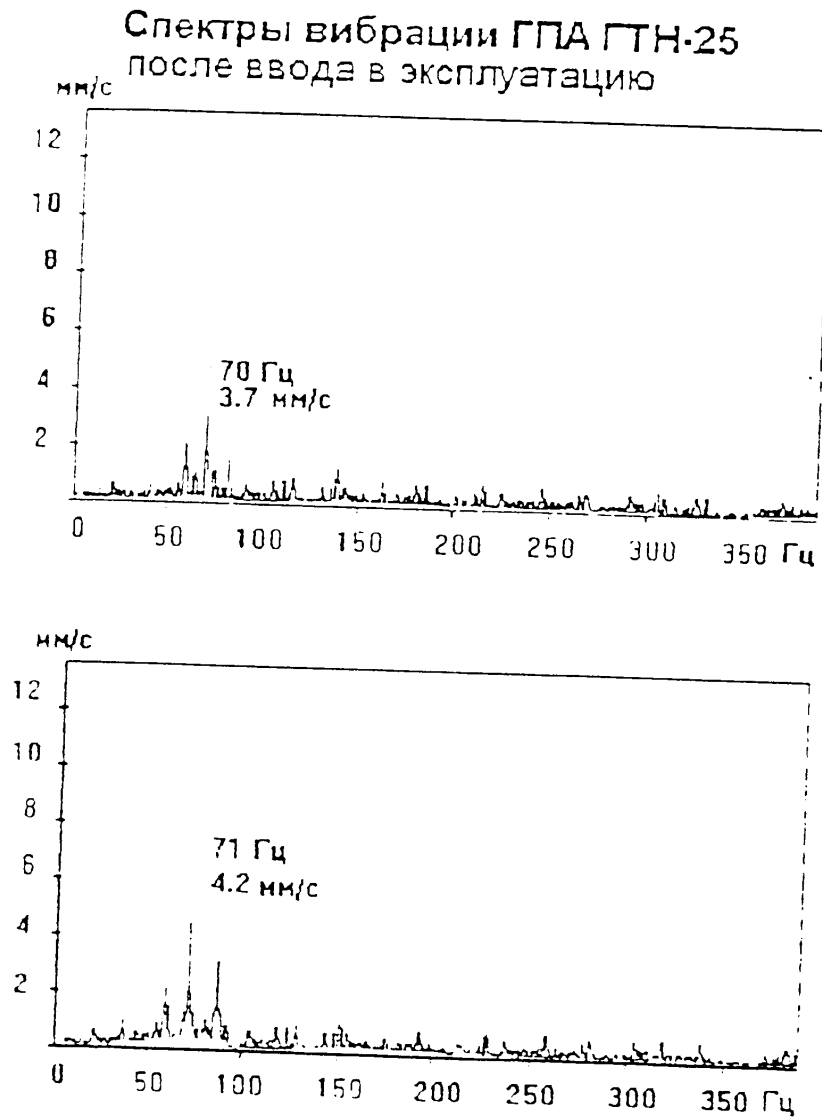


Рис.2.10

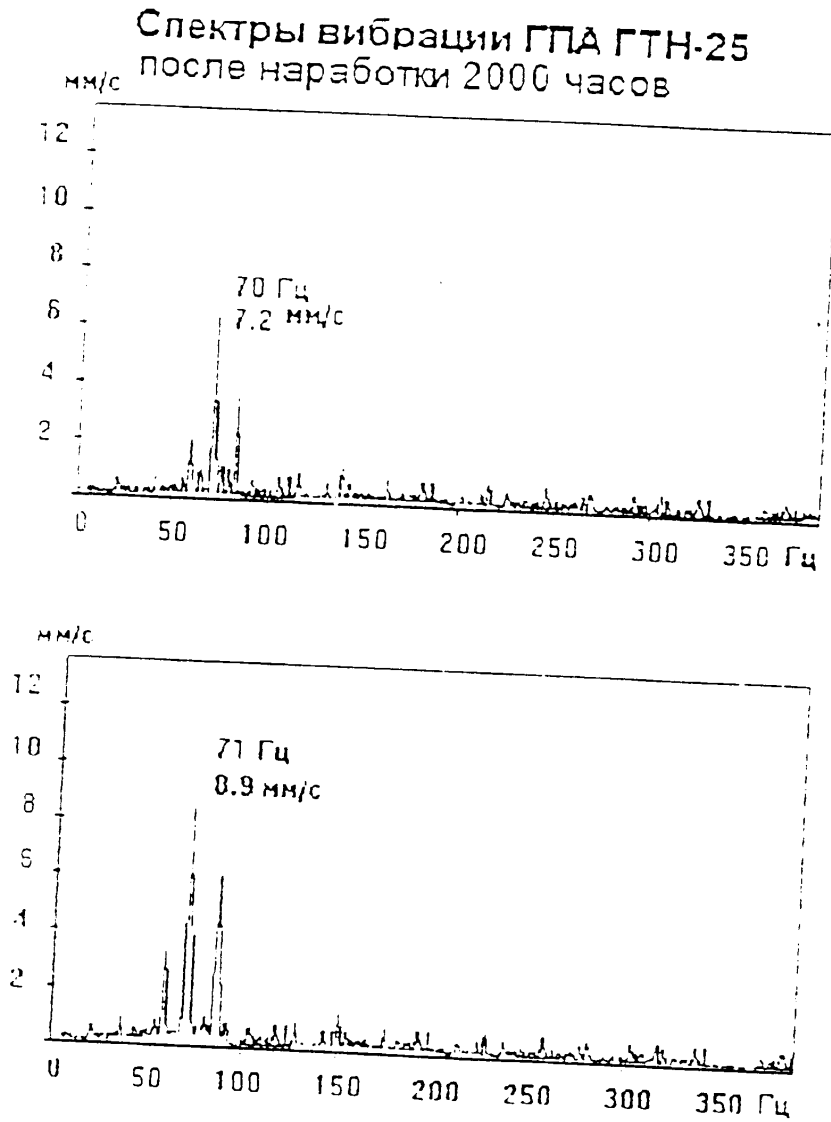


Рис.2.11

При анализе условий работы агрегата установлено также, что при повышении температуры атмосферного воздуха возрастал и уровень вибрации (а также имело место снижение жесткости подшипниковых опор, причиной которых были температурные деформации корпуса агрегата). Подтверждением правильности такого заключения стало существенное снижение вибрации и восстановление жесткости подшипников после снижения летней атмосферной температуры.

Следует отметить, что если причиной роста вибрации является дисбаланс, то рассчитанная по формуле (2.10) жесткость практически не меняется. Информация о выявленных причинах вибрации позволяет планировать мероприятия по их устранению /105/.

2.5. Аналитическое исследование колебаний газотурбинных приводов

Динамика газотурбинного привода ГТН-25 в идеализированной постановке задачи может быть представлена в виде некоторой комбинации балок, пружин и демпферов (см. рис. 2.11а) /100/. Рассмотрим колебания этой системы.

Для каждого подшипникового узла уравнение поступательного движения в плоскости XY, перпендикулярной оси вращения может быть записано в виде /100/

$$\begin{aligned} m_i \ddot{x} + b_{xi} \dot{x} + c_{xi} x &= R_x \\ m_i \ddot{y} + b_{yi} \dot{y} + c_{yi} y &= R_y \end{aligned} \quad (2.14)$$

где m_i , b_{xi} , b_{yi} , c_{xi} , c_{yi} , R_x , R_y - соответственно, массы, коэффициенты демпфирования, коэффициенты жесткости и проекции главного вектора сил, действующих на i -тый подшипник со стороны вала.

Динамическая модель газогенератора трехвальной ГПА

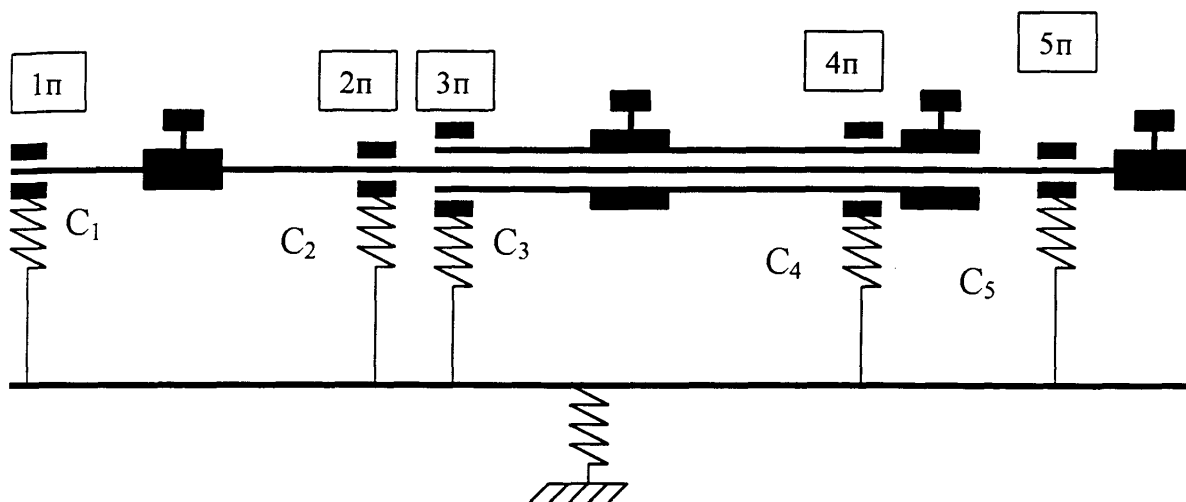


Рис. 2.11а

В эксплуатационных условиях жесткости и массы подшипниковых узлов ГПА могут быть определены согласно разделу 2.4 и поэтому будем считать их известными величинами. Поступательные вибрационные перемещения подшипниковых узлов в плоскости ХУ относительно положения равновесия измеряются вибропреобразователями и представляются в виде функций времени $x = x(t)$, $y = y(t)$.

При аналитическом исследовании колебаний подшипников сделаем следующие допущения:

- основной вклад в вибрацию подшипникового узла вносят возмущающие воздействия со стороны его собственного вала, а возмущениями со стороны корпуса можно пренебречь. (Из-за большой массы корпуса ГПА это допущение оправдано. В первую очередь оно оправдано для подшипников, имеющих наибольшую вибрацию);

- вибрационные составляющие, вызванные возмущениями со стороны собственного вала являются периодическими с периодом, равным периоду вращения.

Учитываются только низкочастотные составляющие вибрации;

- влияние демпфирования не учитывается $b_{xi}=0$, $b_{yi}=0$;

- исследуются только поступательные движения подшипников в плоскости ХУ, перпендикулярной к оси вращения;

- не учитывается влияние ТНД на уровень вибраций 1-го и 2-го подшипников и влияние КНД на вибрацию 5-го подшипника.

Вибрационные перемещения i -того подшипника можно представить в виде :

$$\begin{aligned} x_i(t) &= \sum_{j=1}^n (A_{xij} \cos \omega_i t + B_{xij} \sin \omega_i t) \\ y_i(t) &= \sum_{j=1}^n (A_{yij} \cos \omega_i t + B_{yij} \sin \omega_i t) \end{aligned} \quad (2.15)$$

где ω_i - угловая скорость вала в i -том подшипнике; A_{xij} , B_{xij} , A_{yij} , B_{yij} - коэффициенты Фурье разложения вибрационных перемещений i -го подшипника.

Подставляя (2.14) в (2.15) и используя перечисленные выше допущения, проекции главного вектора сил, вызывающих вибрационные перемещения i -того подшипника, можно представить в виде:

$$\begin{aligned} R_{xi} &= (c_{xi} - m_i \omega_i^2) \sum_{j=1}^n (A_{xij} \cos \omega_i t + B_{xij} \sin \omega_i t) = \\ &= \sum_{j=1}^n (a_{xij} \cos \omega_i t + b_{xij} \sin \omega_i t) \\ R_{yi} &= (c_{yi} - m_i \omega_i^2) \sum_{j=1}^n (A_{yij} \cos \omega_i t + B_{yij} \sin \omega_i t) = \\ &= \sum_{j=1}^n (a_{yij} \cos \omega_i t + b_{yij} \sin \omega_i t), \end{aligned} \quad (2.16)$$

$$\text{где } a_{xij} = A_{xij} (c_{xi} - m_i \omega_i^2), b_{xij} = B_{xij} (c_{xi} - m_i \omega_i^2),$$

$$a_{yij} = A_{yij} (c_{yi} - m_i \omega_i^2), b_{yij} = B_{yij} (c_{yi} - m_i \omega_i^2).$$

Компоненты главного вектора и главного момента сил неуравновешенности КНД можно представить в виде :

$$\begin{aligned} P_{xкнд} &= R_{x1} + R_{x2}, P_{укнд} = R_{y1} + R_{y2}, \\ M_{уккн} &= (R_{x1} - R_{x2})l, M_{хккн} = (R_{y1} - R_{y2})l, \\ P_{хтквд} &= R_{x3} + R_{x4}, P_{утквд} = R_{y3} + R_{y4}, \\ M_{утткв} &= (R_{x3} - R_{x4})l, M_{хтткв} = (R_{y3} - R_{y4})l, \\ P_{хтнд} &= R_{x5}, P_{укнд} = R_{y5}, \end{aligned} \quad (2.17)$$

где $P_{\text{хкнд}}, P_{\text{укнд}}, M_{\text{укнд}}, M_{\text{хкнд}}, R_{\text{хтквд}}, R_{\text{утквд}}, M_{\text{утквд}}, M_{\text{хтквд}}, R_{\text{хкуд}}, R_{\text{укнд}}, l$ - компоненты главного вектора и главного момента сил неуравновешенности КНД, КВД-ТВД главного вектора сил ТНД и расстояние между подшипниками.

Используя (2.16) при $n=1$ и (2.17), компоненты модуля главного вектора и главного момента сил неуравновешенности КНД могут быть представлены в виде :

$$\begin{aligned} P_{\text{хкнд}} &= R_{x1} + R_{x2} = (a_{x11} + a_{x21}) \cos \omega_1 t + (b_{x11} + b_{x21}) \sin \omega_1 t = \\ &= C_1 \cos(\omega_1 t + \varphi) \\ P_{\text{укнд}} &= R_{y1} + R_{y2} = (a_{y11} + a_{y21}) \cos \omega_1 t + (b_{y11} + b_{y21}) \sin \omega_1 t = \\ &= C_2 \cos(\omega_1 t + \varphi) + D_2 \sin(\omega_1 t + \varphi) \end{aligned} \quad (2.18)$$

где $C_1 = [(a_{x11} + a_{x21})^2 + (b_{x11} + b_{x21})^2]^{0.5}$; $\varphi = -\arctg \frac{b_{x11} + b_{x21}}{a_{x11} + a_{x21}}$;

$$C_2 = (a_{y11} + a_{y21}) \cos(\omega_1 t + \varphi) - (b_{y11} + b_{y21}) \sin(\omega_1 t + \varphi);$$

$$D_2 = (a_{y11} + a_{y21}) \sin(\omega_1 t + \varphi) + (b_{y11} + b_{y21}) \cos(\omega_1 t + \varphi).$$

Без снижения общности, можно считать $C_1 \geq 0, D_2 \geq 0$, что можно обеспечить выбором системы координат.

Тогда можно представить главный вектор в виде :

при $C_1 \geq D_2$

$$P_{\text{хкнд}} = D_2 \cos(\omega_1 t + \varphi) + (C_1 - D_2) \cos(\omega_1 t + \varphi)$$

$$P_{\text{укнд}} = D_2 \sin(\omega_1 t + \varphi) + C_2 \cos(\omega_1 t + \varphi)$$

$$D_{\text{в}} = D_2; D_{\text{п}} = [(C_1 - D_2)^2 + C_2^2]^{0.5}$$

при $C_1 \leq D_2$

$$P_{\text{хкнд}} = C_1 \cos(\omega_1 t + \varphi)$$

$$P_{\text{укнд}} = C_1 \sin(\omega_1 t + \varphi) + (D_2 - C_1) \sin(\omega_1 t + \varphi) + C_2 \cos(\omega_1 t + \varphi)$$

$$D_{\text{в}} = C_1; D_{\text{п}} = [(D_2 - C_1)^2 + C_2^2]^{0.5}$$

Таким образом из главного вектора возмущающих сил выделены составляющие вращения и периодических сил вдоль некоторого фиксированного направления. Параметры $D_{\text{в}}$ и $D_{\text{п}}$ являются важными диагностическими признаками, так как характеризуют свойства источников динамических нагрузок. Так увеличение $D_{\text{в}}$ связано с ростом динамических усилий со стороны вращающихся элементов ротора, а увеличение $D_{\text{п}}$ характеризует рост амплитуд колебаний подшипников вдоль некоторого фиксированного направления, что возникает при дефектах подшипников (при появлении трещин в несущих элементах подшипников, заземлении газопроводов, короблении корпуса агрегата).

Компоненты главного момента возмущающих сил КНД можно записать в виде :

$$\begin{aligned} M_{\text{хкнд}} &= (R_{x1} - R_{x2})l = l(a_{x11} - a_{x21})\cos\omega_1 t + l(b_{x11} - b_{x21})\sin\omega_1 t = \\ &= C_{1\text{м}} \cos(\omega_1 t + \varphi_{\text{м}}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{\text{укнд}} &= (R_{y1} - R_{y2})l = l(a_{y11} - a_{y21})\cos\omega_1 t + l(b_{y11} - b_{y21})\sin\omega_1 t = \\ &= C_{2\text{м}} \cos(\omega_1 t + \varphi_{\text{м}}) + D_{2\text{м}} \sin(\omega_1 t + \varphi_{\text{м}}), \end{aligned} \quad (2.18 \text{ а})$$

$$\text{где } C_{1\text{м}} = l[(a_{x11} - a_{x21})^2 + (b_{x11} - b_{x21})^2]^{0.5}; \varphi_{\text{м}} = -\arctg \frac{b_{x11} - b_{x21}}{a_{x11} - a_{x21}};$$

$$C_{2\text{м}} = l(a_{y11} - a_{y21})\cos(\omega_1 t + \varphi_{\text{м}}) - l(b_{y11} - b_{y21})\sin(\omega_1 t + \varphi_{\text{м}});$$

$$D_{2\text{м}} = l(a_{y11} - a_{y21})\sin(\omega_1 t + \varphi_{\text{м}}) + l(b_{y11} - b_{y21})\cos(\omega_1 t + \varphi_{\text{м}}).$$

Также как и для главного вектора можно считать $C_{1\text{м}} \geq 0, D_{2\text{м}} \geq 0$, что можно обеспечить выбором системы координат.

Тогда главный момент можно представить в виде :

при $C_{1M} \geq D_{2M}$

$$M_{\text{хкнд}} = D_{2M} \cos(\omega_1 t + \varphi_M) + (C_{1M} - D_{2M}) \cos(\omega_1 t + \varphi_M)$$

$$M_{\text{укнд}} = D_{2M} \sin(\omega_1 t + \varphi_M) + C_{2M} \cos(\omega_1 t + \varphi_M)$$

$$D_{\text{вм}} = D_{2M}; D_{\text{пм}} = [(C_{1M} - D_{2M})^2 + C_{2M}^2]^{0.5}$$

при $C_{1M} \leq D_{2M}$

$$M_{\text{хкнд}} = C_{1M} \cos(\omega_1 t + \varphi_M)$$

$$M_{\text{укнд}} = C_{1M} \sin(\omega_1 t + \varphi_M) + (D_{2M} - C_{1M}) \sin(\omega_1 t + \varphi_M) + C_{2M} \cos(\omega_1 t + \varphi_M)$$

$$D_{\text{вм}} = C_{1M}; D_{\text{пм}} = [(D_{2M} - C_{1M})^2 + C_{2M}^2]^{0.5}$$

Таким образом, из главного момента возмущающих сил выделены составляющие вращения и периодического момента вдоль некоторого фиксированного направления. Параметры $D_{\text{вм}}$ и $D_{\text{пм}}$ являются важными диагностическими признаками, так как характеризуют свойства источников динамических нагрузок. Так $D_{\text{вм}}$ характеризует распределение неуравновешенности вдоль оси ротора. Увеличение $D_{\text{вм}}$ связано с ростом моментной неуравновешенности вращающихся элементов ротора, а увеличение $D_{\text{пм}}$ характеризует рост амплитуд колебаний подшипников вдоль некоторого направления, что связано с дефектами подшипников (при появлении трещин в несущих элементах подшипников, заземлении газоходов, короблении корпуса агрегата).

Аналогично выделяются составляющие вращения и периодических сил вдоль фиксированного направления главного вектора и главного момента возмущающих сил ротора КВД-ТВД, ТНД и СТ.

Таким образом главный вектор и главный момент возмущающих вибрацию сил роторов КНД, КВД-ТВД, ТНД и СТ могут быть представлены со-

ставляющими вращения и периодическими силами вдоль фиксированного направления в виде :

$$\bar{P} = \bar{P}_в + \bar{P}_п, \bar{M} = \bar{M}_в + \bar{M}_п \quad (2.19)$$

Разложение (2.19) позволяет, при практическом диагностировании агрегатов, охарактеризовать источник вибрации.

Колебания валов в плоскости прогиба в системе координат, вращающейся с угловой скоростью ω , без учета инерции поворота сечений в безразмерных переменных, имеет вид /102/

$$\frac{d^4 y}{dz^4} = \frac{\mu}{\mu_1} \frac{(EI)_1}{EI} \omega_0^2 z = 0 \quad (2.20)$$

где $z = Z/l$, $y = Y/l$, $\omega_0^2 = \frac{\mu_1 l^4}{(EI)_1} \omega^2$; l – длина вала ω_0^2, ω^2 – соответственно, относительные и абсолютные частоты вращения вала; $(EI)_1, \mu_1, (EI), \mu$ – соответственно жесткость на изгиб и погонная масса начального участка вала и их текущие значения.

Краевые условия на концах валов имеют вид /100/

$$\frac{d^2 y(0)}{dz^2} = \frac{d^3 y(0)}{dz^3} = 0, \frac{d^2 y(1)}{dz^2} = \frac{d^3 y(1)}{dz^3} = 0 \quad (2.21)$$

Усилия и перемещения вала по его длине определяются из условий (2.19) и (2.14). Точка приложения главного вектора и главного момента выбирается в центре масс для ротора КНД. Для вала КВД-ТВД точка приложения возмущающего усилия, равного главному вектору сил, выбирается в центре масс

КВД-ТВД, а возмущающего усилия, равного главному моменту, выбирается в центрах масс отдельно КВД и ТВД. Для вала ТНД точка приложения возмущающего усилия выбирается в центре масс ТНД.

Решение задачи (2.20) (2.21) при заданных нагрузках и перемещениях производится путем замены уравнения (2.20) четырьмя обыкновенными дифференциальными уравнениями первого порядка

$$\frac{dy}{dz} = \theta, \quad \frac{d\theta}{dz} = \frac{I}{I_1} M, \quad \frac{dM}{dz} = P, \quad \frac{dP}{dz} = \frac{\mu}{\mu_1} \omega_0^2 y, \quad (2.22)$$

где P , θ , M , y - соответственно, поперечная сила, изгибающий момент, угол и поперечная амплитуда колебаний.

Решая эти уравнения методом конечных разностей приходим к системе уравнений

$$\begin{aligned} P_{i+1} &= P_i + \Delta P = P_i + (\mu / \mu_1) \omega_0^2 y_i \Delta z \\ M_{i+1} &= M_i + \Delta M = M_i + M_i \Delta z \\ \theta_{i+1} &= \theta_i + \Delta \theta = \theta_i + (I_1 / I) M_i \Delta z \\ y_{i+1} &= y_i + \Delta y = y_i + \theta_i \Delta z \end{aligned} \quad (2.23)$$

где P_i , θ_i , M_i , y_i - соответственно, поперечная сила, изгибающий момент, угол и поперечная амплитуда колебаний в i -том сечении; Δx - шаг интегрирования.

С помощью решения системы (2.23) определяются значения P, θ, M, y в каждой точке вала при заданных нагрузках. Расчеты показывают, что податливость вала всех роторов ГПА ГТН-25 существенно меньше податливости подшипниковых узлов. Поэтому перемещения центров масс валов за счет их

деформаций можно представить в виде линейных функций от главных векторов сил и моментов нагрузок при постоянных значениях податливости вала.

Рассмотрим равновесие сил, действующих в КНД - центробежную, упругости ротора и опор

$$D_B = m_{\text{КНД}} \omega_{\text{КНД}} (y_{\text{оп}} + y_p + y_{\text{см}} + e)$$

$$y_{\text{оп}} = (D_B \frac{l_2^2}{l^2} + D_{\text{вм}} \frac{l_2^2}{l^2}) \alpha_{\text{оп1}} + (D_B \frac{l_1^2}{l^2} - D_{\text{вм}} \frac{l_1^2}{l^2}) \alpha_{\text{оп2}} \quad (2.24)$$

$$y_p = D_B \alpha_p$$

$$y_{\text{см}} = (D_B \frac{l_2^2}{l^2} + D_{\text{вм}} \frac{l_2^2}{l^2}) \alpha_{\text{см1}} + (D_B \frac{l_1^2}{l^2} - D_{\text{вм}} \frac{l_1^2}{l^2}) \alpha_{\text{см2}}$$

где $D_B, D_{\text{вм}}, m_{\text{КНД}}, \omega_{\text{КНД}}, y_{\text{оп}}, y_p, e$ - соответственно, составляющими вращения главного вектора и главного момента возмущающих вибрацию сил ротора КНД, масса ротора КНД, угловая скорость вращения КНД, смещение геометрического центра ротора за счет податливости опор и ротора; $l_1, l_2, l, \alpha_{\text{оп1}}, \alpha_{\text{оп2}}, \alpha_p$ - соответственно, расстояния от 1-й и 2-й подшипниковых опор до центра масс КНД, расстояние между подшипниками, податливости подшипниковых опор и ротора;

$y_{\text{см}}, \alpha_{\text{см1}}, \alpha_{\text{см2}}$ - соответственно, перемещения вала за счет смазочного слоя в подшипнике и коэффициенты, определяющие зависимость этих перемещений от нагрузки. Из формулы (2.24) определяется смещение центра масс от геометрического центра вращения КНД в виде :

$$e = \frac{D_B}{m_{\text{КНД}} \omega_{\text{КНД}}} - (D_B \frac{l_2^2}{l^2} + D_{\text{вм}} \frac{l_2^2}{l^2}) (\alpha_{\text{оп1}} + \alpha_{\text{см1}}) + (D_B \frac{l_1^2}{l^2} - D_{\text{вм}} \frac{l_1^2}{l^2}) (\alpha_{\text{оп2}} + \alpha_{\text{см2}}) + D_B \alpha_p \quad (2.25)$$

Рассчитанное по результатам вибрационных характеристик с помощью формулы (2.25) смещение центра масс от геометрического центра вращения КНД, является диагностическим признаком КНД. Формулы для оценки смещение центра масс от геометрического центра вращения КВД-ТВД и СТ, которые записываются аналогично (2.24) (2.25), в которых изменяются соответствующие индексы в параметрах массы, частоты вращения, обозначений подшипников и податливости.

Для учета эффектов демпфирования смазочного слоя в подшипниках (определения коэффициентов $\alpha_{см1}, \alpha_{см1}$) используется уравнение Рейнольдса, которое без учета нестационарной составляющей течения, записывается в виде /100/ :

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) = 12R^2 \Omega \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (2.26)$$

где h - толщина пленки демпфера; μ - вязкость смазки; R - радиус цапфы; θ - давление в слое смазки; θ - угол.

Это уравнение связывает распределение давления в подшипнике и с учетом граничных условий /100/

$$P(0) = P(\theta) = 0; \quad \frac{\partial P(0)}{\partial \theta} = \frac{\partial P(\theta_0)}{\partial \theta} = 0 \quad (2.27)$$

его решение имеет вид /100/

$$P = \frac{12\mu R^2 \Omega}{C^2 (1 - \varepsilon^2)^{3/2}} \left[\phi - \sin \phi - \frac{(2 - \varepsilon^2)\phi - 4\varepsilon \sin \phi + \varepsilon^2 \cos \phi \sin \phi}{2(1 - \varepsilon \cos \phi)} \right],$$

где $\cos \phi = [(\varepsilon - \cos \theta)/(1 + \varepsilon \cos \theta)]$, $\varepsilon = e/C$, ε - эксцентриситет демпфера; C - радиальный зазор в подшипнике.

Зависимость реакции смазочного слоя от перемещений вала (эксцентриситета) в подшипнике определяется формулами :

$$W_e = \int LRP \cos \theta d\theta, \quad W_\theta = \int LRP \cos \theta d\theta, \quad (2.29)$$

где W_e, W_θ, L, R, P - соответственно, проекции усилий в направлении линии центров и перпендикулярном к ней, длина образующей и радиус подшипника, давление в слое смазки, определяемое формулой (2.28). Зависимость (2.29) определяет обратную зависимость

$$\varepsilon = \varepsilon(W) \quad (2.30)$$

Зависимость (2.30) позволяет приближенно определить коэффициенты $\alpha_{см}$ для каждого подшипника по формуле

$$\alpha_{см} = [\varepsilon(W_{ср} + D_{вi}) - \varepsilon(W_{ср} - D_{вi})]/(2D_{вi}) \quad (2.31)$$

Следует отметить, что коэффициент $\alpha_{см}$, определенный формулой (2.31), учитывает перемещения только в направлении действия нагрузки на подшипник.

Таким образом, изложенная в настоящем параграфе методика, позволяет путем измерения вибрационных перемещений подшипников и расчетов проанализировать силовые воздействия, возмущающие вибрацию в узлах ГПА, учитывая при этом влияние демпфирования масляного слоя, податливости опор и роторов. Получены формулы для разделения возмущающих силовых

воздействий на составляющие, в частности сил вращения, периодических сил вдоль некоторого фиксированного направления. Изложенная методика дает возможность путем одновременного измерения вибрационных колебаний всех подшипников вала и выделения из вибрационного сигнала частотных составляющих с высоким уровнем найти характеристики силовых взаимодействий в элементах конструкции ГПА. Расчетные характеристики возмущающих сил являются диагностическими признаками, позволяющими выявить причины роста вибрации агрегатов /104,105/.

РАЗДЕЛ 3

КОМПЛЕКСНЫЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И АНАЛИЗ ВИБРАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ОСНОВНЫХ УЗЛОВ ГПА ГТН-25 В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

3.1. Методика, аппаратура и результаты измерений параметров вибрации основных узлов ГПА ГТН-25

Примененная методика измерений и исследований параметров вибрации основана на использовании метода пассивного эксперимента. Этот метод предполагает измерение функциональных параметров агрегата в процессе эксплуатации и последующую ревизию агрегата во время проведения плановых осмотров и ремонтов. Целью исследований явилось: выявление частотных полос, в которых локально сосредоточена энергия вибрационных сигналов; определение предполагаемых источников, возбуждающих вибрацию в различных частотных полосах в точках установки вибропреобразователей; исследование динамики изменений различных вибрационных характеристик на одних и тех же режимах работы в зависимости от наработки агрегата после проведения ремонта; определение с помощью пассивного эксперимента вибродиагностических признаков отдельных дефектов, имевших место на исследуемом агрегате.

Измерения вибрации производились на ГПА ГТН-25 в условиях эксплуатации на компрессорной станции магистрального газопровода.

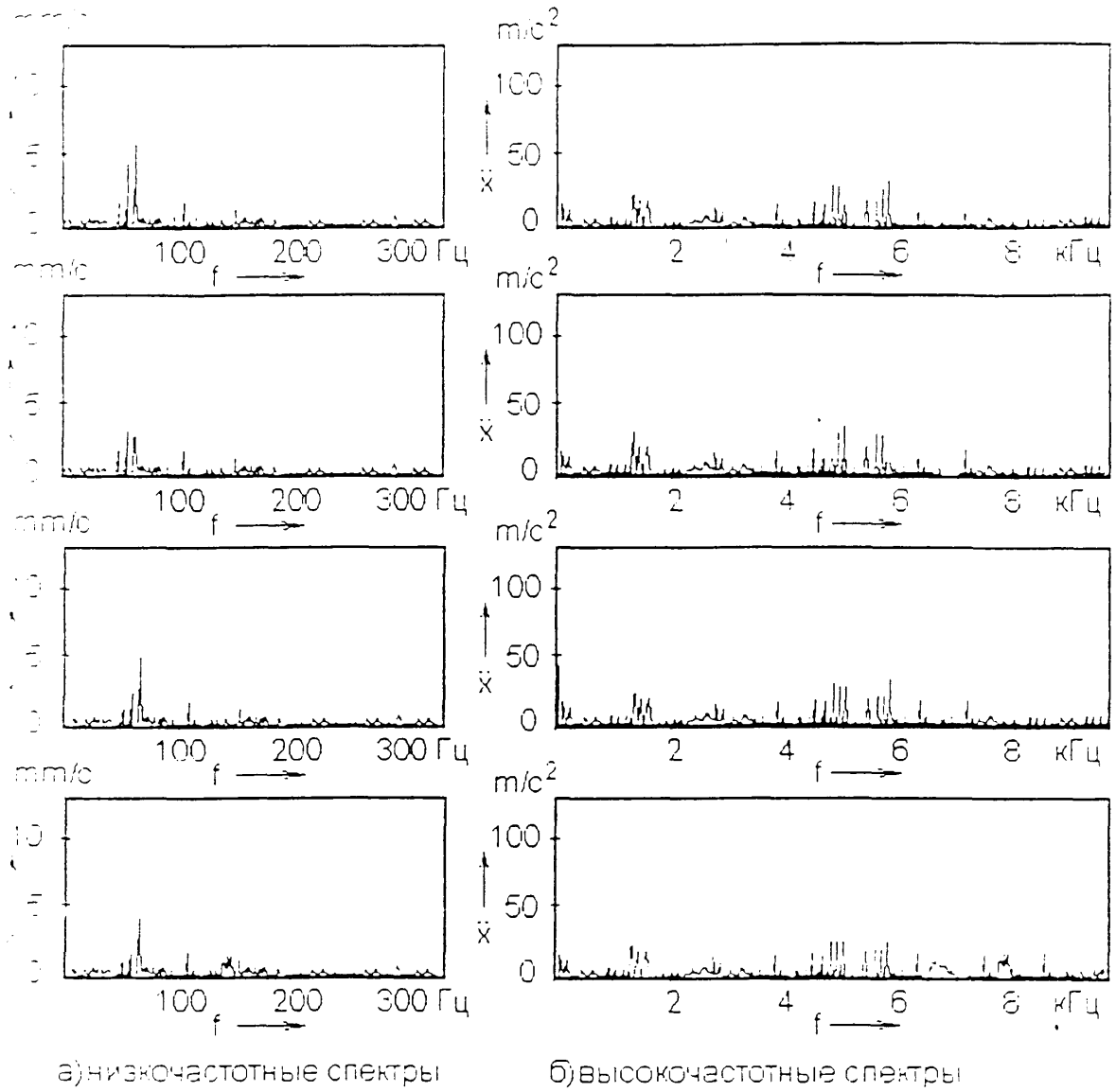
Вибропреобразователи устанавливались во время ремонта на подшипниковые узлы ГПА на штатные места установки датчиков контрольно-сигнальной аппаратуры ВВК-331. На каждом подшипниковом узле устанавливали три вибропреобразователя ИС-313, регистрирующих вибрацию в вертикальном, поперечном и осевом направлениях. В дальнейшем в течение всего межремонтного периода эксплуатации регулярно производились реги-

страция и спектральный анализ вибрационных сигналов на подшипниковых узлах и корпусе ГПА в точках определенных в /25/. Спектральный анализ производился с помощью полосового анализатора С5-3. На рис. 3.12 показаны характерные вибрационные спектры вибрации, зарегистрированные на подшипниковых узлах. Анализ спектров позволяет выявить предполагаемые элементы конструкции ГПА, являющиеся источниками вибрации в различных частотных полосах, а также оценить их уровень.

На рис. 3.12 а представлен спектр вибрации второго подшипника в диапазоне 0...300 Гц. Представленный спектр иллюстрирует структуру вибрации подшипника. На спектре выделяются три составляющие вибросигнала на частотах 81, 70, 60 Гц, которые равны, соответственно, частотам вращения ТВД, ТНД и СТ. Все три указанные составляющие имеют место на каждом подшипнике агрегата, а также на его корпусе. Возможно выделение вибрации на частотах, соответствующих вторым гармоникам вращения ТВД, ТНД и СТ (см. рис.3.12а).

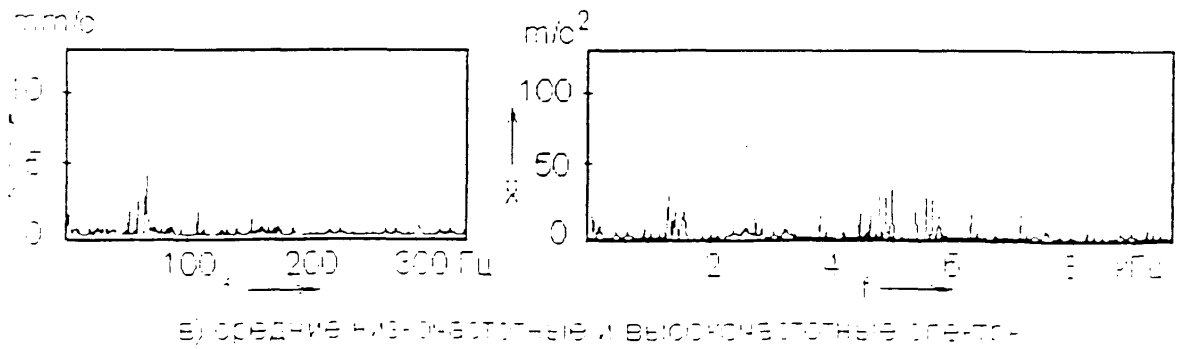
Выделение третьих гармоник колебаний трехвального ГПА ГТН-25 затруднено вследствие значительных модуляций, а также помех от автоколебательных процессов в газоздушном тракте. Изучение колебаний на частотах, соответствующих гармоническим составляющим выше вторых, может быть, по-видимому, осуществлено с помощью численных методов. Общие уровни вибрации в полосе 0...300 Гц и уровни вибрации на частотах вращения ТВД, ТНД и СТ (81, 70, 60 Гц), которые имели место на исследуемом агрегате через 48 часов эксплуатации, приведены в таблице 3.3 На рис. 3.13 представлены графики, характеризующие динамику изменения общего уровня вибрации ГПА ГТН-25 на третьем и пятом подшипниках в зависимости от наработки. Из графиков следует, что по мере увеличения наработки уровни вибрации растут, и к концу межремонтного периода возрастают примерно в 1,5- 2 раза по

Результаты экспериментальных исследований ГПА ГТН-25



а) низкочастотные спектры

б) высокочастотные спектры



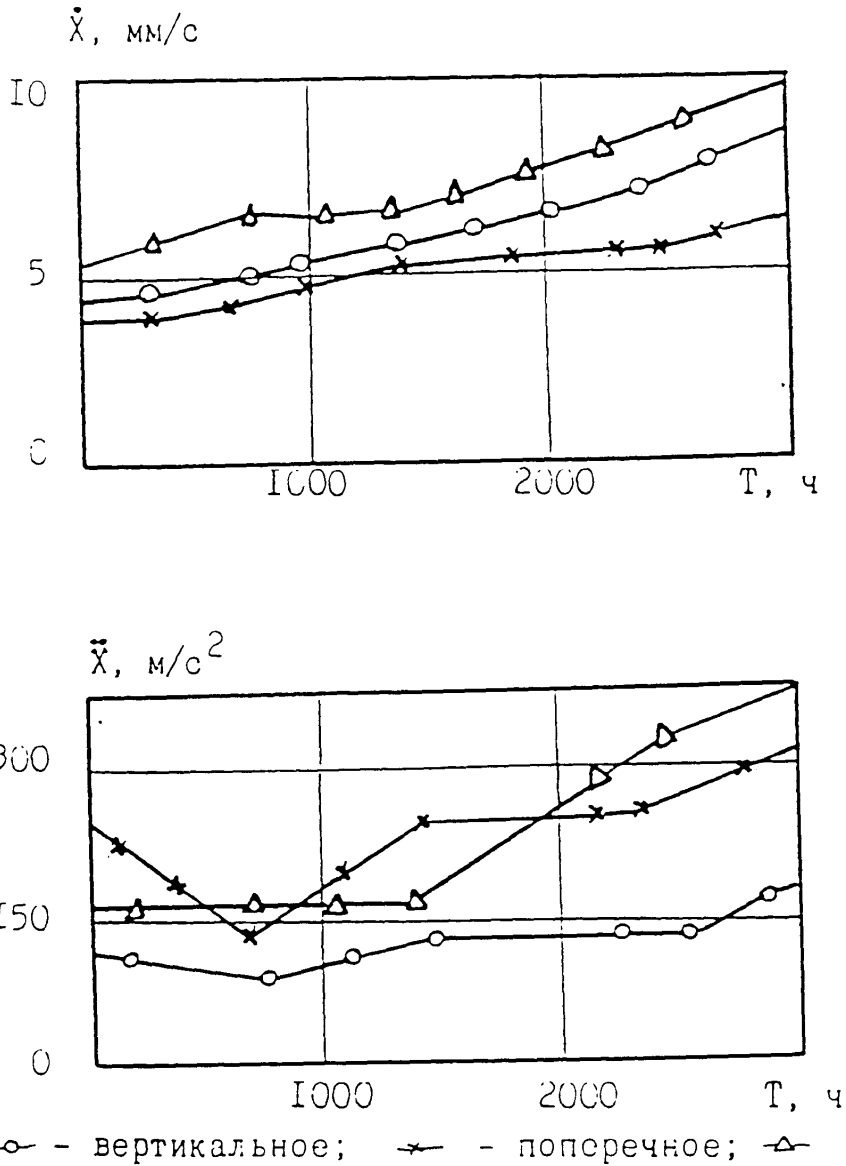
в) средние низкочастотные и высокочастотные спектры

Рис. 3.12

Таблица 3.3 - Уровни вибрации подшипников ГПА ГТН-25

Место ус- тановки датчиков	Направле- ние	Виброускорение (м/с ²)				Виброскорость (мм/с)		
		0-300Гц,	81Гц,	70Гц,	60Гц	81Гц,	70Гц,	60Гц
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1 подш.	Вертик.	7,1	1,2	6,9	0,9	2,4	15,7	2,4
	Попереч.	2,5	0,8	0,9	0,9	1,6	2,0	2,4
	Осевое	-	-	-	-	-	-	-
2 подш.	Вертик.	4.5	1.6	4.7	0.3	3.2	10.7	0.8
	Попереч.	3.4	0.4	2.2	0.5	0.8	5.0	1.3
	Осевое	5.7	2.0	1.4	0.9	3.9	3.2	2.4
3 подш.	Вертик.	5.0	2.6	1.6	0.6	5.1	3.6	1.6
	Попереч.	4.0	2.0	2.9	0.9	3.9	6.6	2.4
	Осевое	6.0	0.6	0.8	0.8	1.4	1.8	2.1
4 подш.	Вертик.	4.0	8.0	1.4	0.8	1.6	3.2	2.1
	Попереч.	4.2	0.5	2.9	0.6	1.0	6.6	1.6
	Осевое	4.0	0.8	0.9	0.3	1.6	2.0	0.8
5 подш.	Вертик.	17.1	0.9	17.0	0.9	1.8	38.6	2.4
	Попереч.	11.4	1.2	11.0	0.9	2.4	25.0	2.4
	Осевое	3.6	1.6	2.9	0.7	3.1	6.6	1.9

Динамика роста вибрации ГПА ГТН-25



Зависимость уровней вибрации от наработки в вертикальном, поперечном и осевом направлениях в диапазонах 0...300 Гц и 0...10 кГц.

Рис.3.13

отношению к уровням, имевшим место после ремонта. Отметим, что вибрации на частотах вращения турбин характеризуют неуравновешенности вращающихся деталей. Наличие высоких уровней на вторых гармониках свидетельствует о температурных смещениях элементов корпуса агрегата во время его работы (либо о дефектах монтажа).

На рис. 3.12 б показан характерный спектр вибрации второго подшипника в поперечном направлении в диапазоне 0...10 кГц и шириной полосы пропускания фильтра 6 Гц. На спектре (см. рис. 3.12 б) различаются составляющие вибрации в диапазоне 1...3,5 Гц, возбуждаемые различными ступенями компрессора низкого давления. На спектре могут быть выделены вибросигналы от первых ступеней КНД (полоса 1,0...2,0 кГц) и его последних ступеней (вибрация на частоте, близкой к 3,0 кГц). Сопоставление и анализ спектров вибросигналов в различных направлениях в полосе 1,0...3,5 кГц указывают на принципиальную возможность выделения и измерения вибрации от каждой отдельной ступени КНД, что может быть использовано для диагностирования несимметрии газового потока в КНД. Однако следует отметить, что в полосе 1,0...3,5 кГц находятся некоторые собственные частоты лопаток различных ступеней /20/, что осложняет выделение из вибрационных сигналов чисто вынужденных составляющих. В полосе 3,8...5,8 кГц наблюдается большое количество гармонических составляющих с высоким уровнем, что приводит к почти сплошному спектру. Анализ спектров, зарегистрированных на различных угловых скоростях вращения турбин, указывает на возможность выделения вибросигналов с частотой, пропорциональной частоте вращения и составляющих, частота которых не зависит от угловой скорости.

Аналогично определяются источники высокочастотной вибрации на других подшипниках. Таким образом, выделены частотные полосы, в которых сосредоточена, в основном, энергия высокочастотных колебаний подшипниковых узлов, а также определены предполагаемые их источники. Наиболее высокие уровни вибрации имеют место в полосах: у первого подшипника

1,2...2,0 и 3,0...8,0 кГц; у второго 1,0...3,5 и 3,8...6,8 кГц; у третьего 1,5...3,0 и 4,0...6,5 кГц; у четвертого 3,3...7,0 кГц; у пятого 3,0...5,5 и 6,5...8,5 кГц.

Следует отметить, что у некоторых подшипников имеется высокий уровень вибрации на частотах близких, либо равных 3,5 кГц. Эта частота равна собственной частоте вибропреобразователей штатной контрольно-сигнальной аппаратуры ВВК-331, что является одной из причин ее неудовлетворительной работы. Уровни вибрации в диапазоне 0...10 кГц на одинаковых режимах работы ГТУ изменяются в зависимости от наработки. На рис. 3.13 б представлен график, характеризующий динамику изменения уровня вибрации подшипников в диапазоне 0...10 кГц. Уровни вибрации в диапазоне 0...10 кГц (так же, как и в диапазоне 0...300 Гц) имеют тенденцию к росту при увеличении наработки. Исследование и статистическая обработка зависимостей уровней вибрации от наработки может быть использована для прогнозирования вибрационного состояния ГПА.

В результате экспериментальных исследований получено свыше пятисот спектрограмм вибрации ГПА ГТН-25 в различных точках и направлениях (Рис.В1-16). Путем усреднения большого количества спектров получены средние спектры вибрации для каждого подшипника ГПА ГТН-25. На рис. 3.12 в представлен средний спектр вибрации второго подшипника ГПА ГТН-25. Проведенный анализ средних спектров вибрации ГПА ГТН-25 выявил наличие на всех подшипниковых узлах высоких уровней вибрации в диапазоне частот от 2 кГц до 8 кГц.

Следует отметить, что стандартным частотным диапазоном, в котором производится контроль вибрации, является диапазон от 10 до 1000 Гц. Обычно для контроля вибрации выбирают и вибропреобразователи с частотным диапазоном от 10 до 1000 Гц. Однако вибропреобразователи с рабочим частотным диапазоном от 10 до 1000 Гц имеют собственные резонансные частоты в диапазоне от 2 до 8 кГц. В этом же диапазоне имеется высокий уровень вибрации подшипников ГПА ГТН-25, что снижает надежность систем виброкон-

троля. Поэтому для систем виброконтроля ГПА ГТН-25 были выбраны вибропреобразователи с более высокими резонансными частотами, а именно более 30 кГц, где уровни вибрации малы. Такие вибропреобразователи могут иметь частотный диапазон от 10 до 10000 кГц.

Акселерометры (вибропреобразователи) с частотными характеристиками от 10 до 10000 Гц имеют собственную частоту более 30 кГц и поэтому имеют более высокую надежность. Практика показывает, что в условиях эксплуатации, эти вибропреобразователи работают надежнее. Вибропреобразователи 1ПА26 и их кабели сохраняют работоспособность при высоких температурах (до 350°C) и их можно установить на 4-м и 5-м подшипниках ГПА ГТН-25. Их чувствительность достаточна для использования кабеля длиной до 15-20 метров между усилителем заряда и вибропреобразователем. Усилитель с коэффициентом усиления 20 обеспечивает возможность передачи сигнала без помех от машинного зала до пульта управления ГПА, где устанавливается аппаратура виброконтроля.

Данные результатов пассивного эксперимента показывают, что, если общий уровень вибрации подшипников ГПА ГТН-25 не превышает 15 мм/с, то ГПА, как правило, успешно эксплуатируется в течение всего межремонтного периода, а иногда и большее время. При этом скорость роста вибрации подшипников, в зависимости от наработки, очень незначительна. При превышении указанного уровня скорость роста уровня вибрации становится заметной и может вырастать на 3, ..., 7 мм/с за 1000 часов. При превышении общим уровнем вибрации 25 мм/с наблюдается заметный рост вибрации, который в отдельных случаях может достигать 3, ..., 5 мм/с за 1 час эксплуатации. Эти результаты использованы для выбора аварийного (25 мм/с) и предупредительного (15 мм/с) уровней в системе виброконтроля ГПА ГТН-25. Таким способом, при измерении вибрации на большом количестве ГПА, определив среднее значение исследуемого диагностического признака и откло-

нения от среднего значения, можно упростить задачу пассивного эксперимента по определению граничных значений информативных параметров.

В процессе экспериментальных исследований установлено также, что характерной особенностью вибрационных процессов, происходящих в трехвальных ГПА ГТН-25, является нестабильность вибрационных характеристик. Кратковременные (до 5 секунд) отклонения вибрационных характеристик в частотном диапазоне контроля (до 1000 Гц) в 2-3 раза превышали среднее значение. При этом, другие контролируемые параметры ГПА (температура, давление), оставались в норме.

Случайный характер нестабильности вибрации (моментов возникновения, длительности во времени) и отсутствие взаимосвязи с эксплуатационными параметрами ГПА, не позволили однозначно определить причину ее появления. Данная нестабильность проявилась во всех обследуемых агрегатах, т.е. не является особенностью отдельного агрегата.

Как выяснилось в ходе экспериментов, основной причиной низкой достоверности функционирования штатной аппаратуры явился нестабильный характер вибрации. Поэтому возникла задача разработки алгоритма контроля, учитывающего особенности вибрационных процессов трехвальных ГПА ГТН-25.

/103, 105 / .

3.2. Выделение вибродиагностических признаков

для основных узлов ГПА ГТН-25

Для каждого изделия можно указать множество признаков (параметров), характеризующих его техническое состояние /4/. В зависимости от применяемого метода диагностирования используются те или иные из них, называемые диагностическими признаками и параметрами. Для диагностирования узлов ГПА ГТН-25, являющихся источниками вибрации,

используются параметры, характеризующие свойства вибросигналов в различных точках ГПА. Вибродиагностические признаки определяются путем выявления связей между свойствами вибросигналов и техническим состоянием агрегатов.

С этой целью производится исследование всех свойств вибрационных сигналов, которые можно определить с помощью используемой измерительной аппаратуры.

Прежде всего исследовались: спектральные характеристики в низкочастотных и высокочастотных областях; фазовые соотношения между низкочастотными гармониками вибрации; спектральные составляющие, связанные с модуляцией вибросигналов; высокочастотные вибрационные импульсы (их спектральный состав и временная фаза в рабочем цикле). Затем определялись узлы, в процессе функционирования которых возбуждаются сигналы и устанавливаются возможные их изменения, в результате изменений технического состояния.

Для ГПА ГТН-25 важным диагностическим признаком является вибрация на частотах вращения ТНД, ТВД и СТ. Вибрация на указанных частотах возникает вследствие неуравновешенности вращающихся элементов конструкции (турбин и компрессоров) /1,2,3,4/. При значительных неуравновешенностях возникает вибрация подшипников в вертикальном и поперечном направлениях.

Сдвиг фаз между первыми гармониками колебаний подшипника в вертикальном и поперечном направлениях также важный диагностический признак. Если сдвиг фаз равен, либо близок к 90° , то это свидетельствует о том, что траектория вибрационных перемещений подшипника имеет форму окружности (либо эллипса, по форме близкого к окружности). Такие траектории движения возникают при дисбалансе роторов. Если сдвиг фаз между первыми гармониками колебаний равен, либо близок к 0° , то это свидетельствует о

том, что траектория перемещений имеет форму отрезка, либо сжатого эллипса. Такие траектории движения связаны:

- с дефектами подшипниковых узлов (ослабление жесткости в каком-либо направлении, например, из-за трещин);
- с перекосами осей подшипников, вследствие неправильного монтажа, либо температурных смещений из-за несимметрии температурного поля.

Для диагностирования расцентровок и перекосов осей подшипников и валов ГТН-25 важным диагностическим признаком являются вторые гармоники частот вращения ТНД, ТВД и СТ. Вторые гармоники колебаний ТНД, ТВД и СТ характеризуют степень несимметрии вибрационных перемещений подшипников вдоль оси вибропреобразователя в противоположных направлениях. Фазовые соотношения между первыми гармониками вибрации двух соседних подшипников вала дают информацию о распределении дисбаланса вдоль вращающегося вала и также являются информативными диагностическими параметрами.

В высокочастотной области на первом подшипнике могут быть измерены вибрационные сигналы на частотах $25f_1$, $27f_1$, $29f_1$, $31f_1$ (где f_1 - частота вращения КНД), источниками которых являются возбуждение с частотой следования лопаток первых четырех ступеней КНД. Вибрационные сигналы от последующих ступеней КНД на первом подшипнике малы и не регистрируются.

Вибрационные сигналы на первом подшипнике на частотах $25f_1$, $27f_1$, $31f_1$ могут быть использованы в качестве диагностических признаков, характеризующих несимметрию газового потока в районе первого подшипника (либо отсутствие ступеней лопаток, что также иногда бывает).

На втором подшипнике могут быть измерены вибрационные сигналы на частотах $47f_1$, $41f_1$, $35f_1$. На третьем на частотах $63f_2$, $75f_2$, $66f_2$, $68f_2$, $72f_2$, $74f_2$, $76f_2$ (f_2 - частота вращения ТВД). На четвертом подшипнике на частотах $90f_2$ и $16f_2$. На пятом подшипнике на частотах $61f_1$, $62f_1$.

Указанные вибрационные сигналы могут быть использованы для диагностирования несимметрии газового потока. Жесткость подшипниковых узлов, определенная по формуле (2.10), тоже представляет диагностический параметр для агрегата ГТН-25. Исследование свойств вибрационных сигналов показало, что в их спектре присутствуют составляющие, частоты которых зависят от угловых скоростей вращения турбин и есть составляющие, частоты которых остаются постоянными при изменении частот вращения. Последние связаны с собственными колебаниями различных элементов агрегата и могут быть использованы в качестве диагностических и контрольных параметров /103/.

3.3 Определение границ допустимых уровней вибрации основных ГПА ГТН-25

Общие уровни вибрации для различных типов ГПА регистрируются установленными нормами /76/. Однако важно не только определить частоты, но и определить уровни вибрационных сигналов, соответствующие бездефектным состояниям узлов агрегата. Вследствие значительных случайных разбросов этих параметров задача определения уровней вибрационных сигналов в информативных частотных полосах требует самостоятельного решения для каждого типа ГПА. Расчетным путем определить допустимые уровни вибрации в различных частотных полосах достаточно сложно. Это можно сделать с помощью статистических методов обработки результатов виброизмерений большого количества однотипных агрегатов.

Допустимые уровни вибрации в диагностических частотных полосах для ГПА ГТН-25 определяются на основе результатов экспериментальных исследований, а также отечественных и международных стандартов. Большинство из этих стандартов дает определение измеряемых величин, методы измерений и требования к измерительным приборам, а также числовые значения

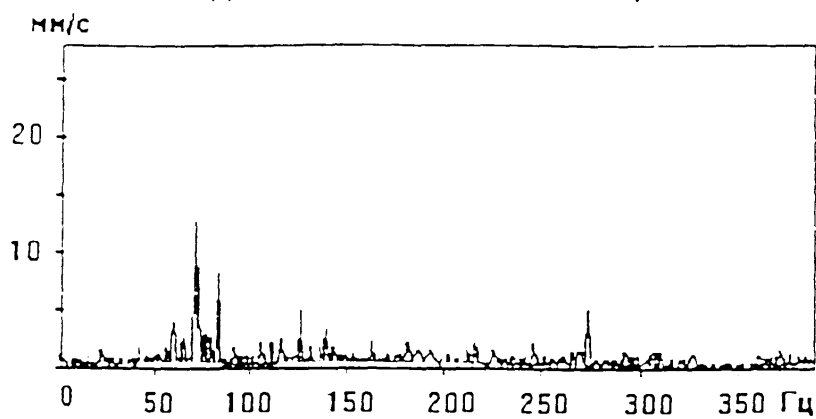
для оценки вибрационного состояния машин. Международные стандарты VDI 2056, ISO 372, ISO 2373, ISO 3945 и др. устанавливают допустимые для газотурбинных установок, аналогичных ГТН-25, общие уровни вибрации в пределах 7...18 мм/с.

Результаты измерений вибрации подшипниковых узлов ГТУ ГТН-25 показали, что максимальные уровни вибрации на различных подшипниковых узлах достигали на некоторых ГПА более высоких значений. На рис. 3.14 представлены характерные спектры вибрации подшипников ГПА ГТН-25, которые в процессе эксплуатации имели высокий уровень вибрации (более 15 мм/с), но, тем не менее, эксплуатировались полный межремонтный период и при проведении ревизий не было обнаружено опасных разрушений узлов ГПА ГТН-25. Однако, в процессе эксплуатации зафиксированы случаи быстрого роста вибрации подшипников после достижения границы 25 мм/с. На рис. 3.15 показаны спектры вибрации ГПА ГТН-25, зарегистрированные в течении короткого промежутка времени после достижения уровня вибрации 25 мм/с. Как видно из представленных экспериментальных результатов, после достижения уровня вибрации 25 мм/с, уровень вибрации начинает резко расти.

Поэтому для ГПА ГТН-25 были установлены допустимые уровни вибрации: 12,7 мм/с (предупредительный сигнал), 25,4 мм/с (срабатывание защиты по вибрации). Исходя из общего уровня допустимой вибрации и анализов распределения энергии вибрационных сигналов по частотным составляющим спектра, приведенным в работе /28/, экспоненциальный закон убывания амплитуд высших гармоник колебаний целесообразно установить в вертикальном и поперечном направлениях, допустимые уровни первой и второй гармоник колебаний подшипников равными соответственно, 25 и 20 мм/с (для 1-го, 2-го и 5-го подшипников), 12 и 10 мм/с (для 3-го и 4-го подшипников).

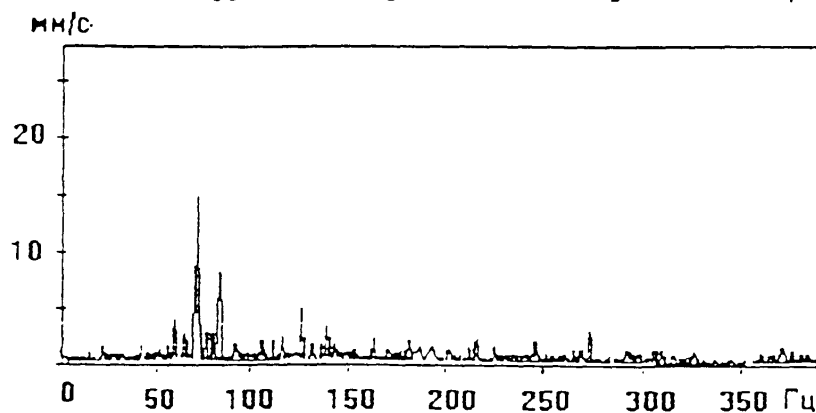
Спектры вибрации ПА ГН-25
после ввода в эксплуатацию (3 подш.)

[Общий уровень вибрации 19.1 мм/с]



после наработки 700 часов (3 подш.)

[Общий уровень вибрации 19.8 мм/с]



после наработки 2000 часов (3 подш.)

[Общий уровень вибрации 20.1 мм/с]

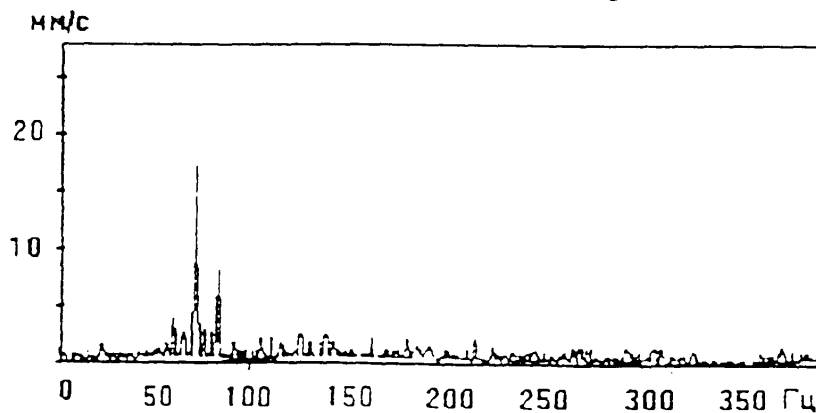
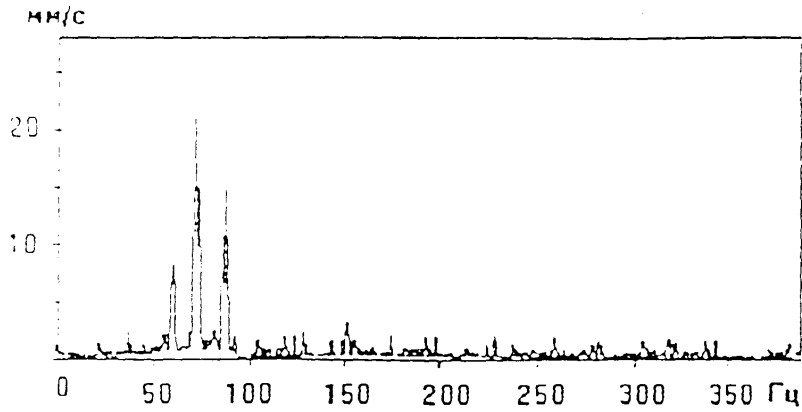
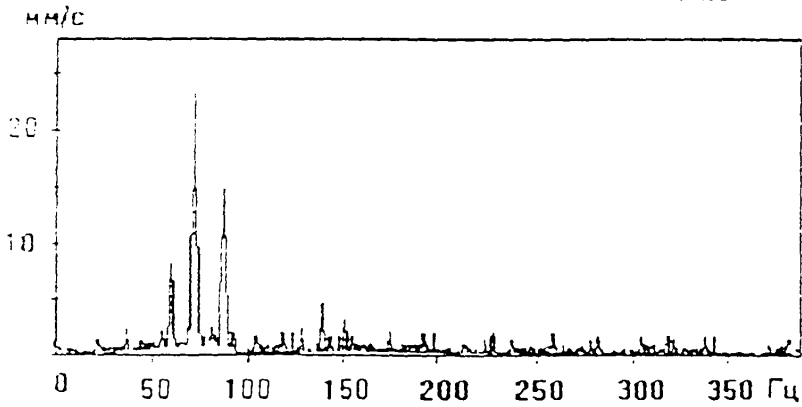


Рис. 3.14

Спектры вибрации ПГА ГН-25
после ввода в эксплуатацию (3 подш.)
(Общий уровень вибрации 26.2 мм/с)



после наработки 100 часов (3 подш.)
(Общий уровень вибрации 29.7 мм/с) 34.8



после наработки 120 часов (3 подш.)
(Общий уровень вибрации 34.8 мм/с)

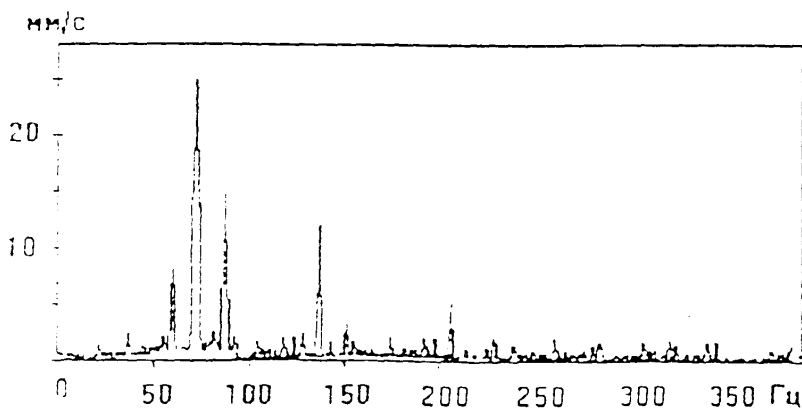


Рис. 3.15

поперечном и вертикальном направлении и не превышает обычно 8 мм/с. Уровень субгармонических составляющих не превышает 15 мм/с у подшипников, не имеющих увеличенных зазоров.

Превышение приведенных ограничений виброскорости на частотах вращения ТВД, ТНД, СТ и их вторых гармониках, свидетельствует о появлении дефектов. Определение уровней высокочастотных составляющих вибрации, соответствующих бездефектному состоянию агрегатов, производится непосредственно в условиях эксплуатации на основе анализа статистики результатов измерений. Определение уровней высокочастотных составляющих вибрации, соответствующих бездефектному состоянию агрегатов, производится непосредственно в условиях эксплуатации на основе анализа статистики результатов измерений по следующему алгоритму.

Пусть измерены значения вибрационного параметра (например, уровень вибрации 1-го подшипника на частоте следования лопаток 1-го ряда) на N агрегатах, отработавших в последствии без аварийных остановок весь межремонтный период. Результат измерения параметра вибрации на каждом агрегате может рассматриваться как случайная величина [86]. Вероятность $P(a,b)$ показания измеренного значения вибрационного параметра в интервале $[a,b]$ определяется формулой

$$P(a,b) = \lim \frac{n(a,b)}{N}, \quad (3.1)$$

$n(a,b)$ - количество значений, находящихся в интервале $[a,b]$.

N - количество агрегатов, на которых измерялись параметры.

Функция $P(a,b)$ удовлетворяет всем аксиомам вероятностей [56]. Плотность распределения вероятностей в этом случае имеет вид :

$$\rho(s) = \lim_{\Delta \rightarrow 0} \frac{P(s-\Delta, s+\Delta)}{2\Delta}, \quad \Delta > 0. \quad (3.2)$$

При достаточно большом N , плотность распределения вероятностей $\rho(s)$ может быть приближенно определена кусочно-постоянной функцией. Если весь промежуток значений разбит на малые подинтервалы $[a_k, a_{k+1}]$, то в каждом подинтервале плотность вероятностей приближенно равна

$$\rho_k(s) = \frac{n(a_k, a_{k+1})}{(a_{k+1} - a_k)N} \quad (3.3)$$

Верхняя граница значений параметров, ниже которой находится подавляющее большинство значений исследуемого параметра, и будет границей между допустимыми и недопустимыми вибрационными характеристиками. Таким способом, при измерении разных вибрационных параметров на большом количестве ГПА, можно определить границы их допустимых и недопустимых значений. С помощью изложенной методики произведена статистическая обработка широкого класса значений вибрационных параметров (уровней вибрации в различных низкочастотных и высокочастотных полосах, частотах и т.д.). В разделе 5.2 приведены значения границ допустимых значений диагностических параметров, полученные изложенным способом и вошедшие в методику диагностирования /8,9,103/.

3.4 Исследование нестабильности вибрационных характеристик трехвальных ГПА ГТН-25

В первые годы эксплуатации ГПА ГТН-25 штатная система виброконтроля ВВК-331, контролирующая вибрацию непосредственно на его подшипниках, ежедневно неоднократно формировала аварийные сигналы для останова ГПА. Поэтому конструкторами завода НЗЛ было принято решение об изменении места установки вибропреобразователей. Место установки вибропреобразователей перенесли с подшипников на корпус ГПА. После перемещения

вибропреобразователей с подшипников на корпус стало значительно меньше аварийных сигналов (при случайных «всплесках» вибрации). Однако возникла другая опасность, заключающаяся в том, что, при относительно невысоком уровне вибрации на корпусе агрегата, обнаруживались при ревизиях серьёзные разрушения лопаточного аппарата и проточной части, которые система виброконтроля не фиксировала.

Для изучения параметров вибрации ГПА ГТН-25, характеризующих её нестациональность, на магнитограф Н067 записывались временные реализации вибросигналов, в значениях ускорения. Запись производилась в частотном диапазоне от 10 Гц до 10 кГц непосредственно с вибропреобразователей, установленных на подшипниках ГПА. В лабораторных условиях производилось исследование записанных сигналов.

Следует отметить, что в записанных сигналах, уровень высокочастотных вибросигналов (на частотах следования лопаток разных ступеней компрессоров и турбин и др.), которые в данном случае являются помехой, превышают полезный сигнал примерно в 10 раз (полезный сигнал в данном случае - сигнал в частотном диапазоне от 10 Гц до 1000 Гц).

С помощью фильтров производилось выделение низкочастотных составляющих вибрации до 1000 Гц. и последующее его интегрирование. В результате были получены сигналы, пропорциональные скорости. Свойства этих сигналов исследовались по следующему алгоритму.

Временная реализация сигнала $v(t)$ в числовом виде вводилась в компьютер и разбивалась на равные интервалы времени $[t_i, t_{i+1}]$ длительности T/n . Во временных интервалах $[t_i, t_{i+1}]$ вычислялось среднее значение виброскорости v_i , по формуле (3.4)

$$v_i = \frac{1}{T} \left(\int_{t_i}^{t_{i+1}} v^2(t) dt \right)^{0.5}, \quad (3.4)$$

где $v(t)$ - временная реализация сигнала; T - длительность временного интервала.

Длительность T временных интервалов выбиралась различной. Первая длительность $T=0.017$ секунды (период вращения вала силовой турбины). Затем $T=0.1$ с; $T=0.5$ с; $T=1$ с; $T=1$ с; $T=10$ с; $T=50$ с. Для каждой длительности временных интервалов формировалась последовательность значений виброскоростей v_i , соответствующих интервалам $[t_i, t_{i+1}]$. Рассматривая последовательность значений виброскоростей, как последовательность случайных величин, рассчитаны их выборочные средние значения v_{cp} и выборочные дисперсии s^2 по формулам (3.5)

$$v_{cp} = \frac{1}{N} \sum_{i=0}^{N-1} v_i, \quad s^2 = \frac{1}{N} \sum_{i=0}^{N-1} (v_i - v_{cp})^2, \quad (3.5)$$

где N - количество интервалов. Количество интервалов N выбиралось достаточно большим ($N > 1000 \max v_i$) для обеспечения стабильности усредненного значения.

В таблице 3.4 приведены результаты расчетов выборочных средних значений v_{cp} и дисперсий s для различных длительностей временных интервалов T . В таблице 3.4 приведены аналогичные характеристики для двухвальных ГПА ГТН-6 и ГТ-750-6. Из результатов, приведенных в таблице 3.4 следует, что рассеяние значений виброскорости у трехвального ГПА ГТН-25 существенно выше, чем у двухвальных ГПА. При увеличении времени T наблюдения за сигналом рассеяние s показаний виброскорости уменьшается. Из таблицы 3.4 следует, что время усреднения сигнала для обеспечения стабильных показаний при измерении виброскорости для ГПА ГТН-25 должно быть не менее 1 секунды.

Следует отметить, что штатная аппаратура ВВК - 331 для

Таблица 3.4 - Выборочные средние значения и выборочные дисперсии

ППА	Пара метр	Выборочные средние значения v_{cp} и выборочные дисперсии s для разных усреднений T , мм/с						
		T , сек	0.017	0.1	0.5	1	5	10
1	2	3	4	5	6	7	8	9
ГТН-25	v_{cp}	11.434	11.44	11.46	11.46	11.48	11.45	11.44
	s	9.3435	6.055	3.166	1.056	0.578	0.296	0.176
ГТН-6	v_{cp}	5.556	5.556	5.599	5.524	5.514	5.517	5.526
	s	1.3	1.0	0.7	0.3.0	0.2	0.116	0.166
ГТ-750-6	v_{cp}	5.126	5.147	5.157	5.173	5.112	5.132	5.111
	s	1.176	0.977	0.527	0.373	0.222	0.124	0.121

виброконтроля ГПА ГТН-25 реагирует на более короткие (до 1 секунды) вибрационные импульсы и формирует при этом аварийные сигналы для останова ГПА /105/.

Проведено исследование последовательности значений виброскоростей, усредненных за время $T=1$ с. Продолжительный во времени контроль за значениями уровня вибрации показал, что в процессе эксплуатации ГПА ГТН-25 существуют кратковременные интервалы времени длительностью от 1-2 секунд и более, когда уровень вибрации возрастает от среднего значения более чем на 25-30%. Таким образом, приведенные выше результаты исследований показывают, что устройства виброконтроля ГПА для обеспечения стабильности показаний должны обеспечивать усреднение показаний виброскорости за время, определяемое конкретной конструкцией ГПА. Для ГПА ГТН-25 это время должно быть не менее 1 секунды. Кроме того, система должна контролировать время, в течение которого имеет место превышение средним уровнем виброскорости аварийного значения. Если это время меньше установленного, то система виброконтроля должна формировать сигнал предупреждения, в противном случае - формировать сигнал аварии.

Задача создания системы виброконтроля сводится к проблеме обнаружения устойчивого изменения значения вибрационного сигнала. Обнаружение изменения сигнала является неотъемлемой частью моделирования сигнала или системы. Задача об обнаружении изменения свойств сигналов встречается в различных областях, в связи с проблемами распознавания образов, сегментации речевых сигналов, различных геофизических сигналов. При этом отмечается /95/, что проблема контроля за вибрирующими объектами является одной из наиболее сложных.

3.5. Особенности контроля вибрационных сигналов

Основным способом, используемым при обнаружении изменений технического состояния машины в реальном масштабе времени, является контроль скачкообразного изменения среднего значения сигналов. При измерении среднего значения необходимо выбрать интервал времени усреднения сигналов. Если это время выбрать слишком коротким, то при кратковременных, случайных вибрационных всплесках, которые имеют место на трехвальных ГПА ГТН-25, система виброконтроля будет необоснованно часто формировать аварийные сигналы и останавливать агрегат. Если это время выбрать слишком большим, то возникает опасность запаздывания подачи аварийного сигнала. Необходимо определить минимальный интервал времени наблюдения за вибросигналом (и времени его усреднения), при котором математическое ожидание подачи одного ложного сигнала будет равно заданному эксплуатационному периоду работы ГПА (например, времени одного межремонтного периода).

Формализованный алгоритм обнаружения среднего может быть представлен следующим образом.

Пусть y_n последовательность значений вибрационного сигнала, представляющая собой последовательность случайных величин с дисперсией σ^2 и кусочно-постоянным средним μ_n , причем в известные моменты времени происходят скачки среднего. Задача обнаружения таких скачков в реальном масштабе времени и является задачей виброзащиты. Основная проблема, которую необходимо решить в рамках реального масштаба времени, сводится к скорейшему обнаружению скачка.

Такой детектор должен обладать двумя показателями качества:

малым числом ложных тревог (практически равным нулю);

малым запаздыванием в обнаружении.

При этом необходимо разрешить противоречие между требованием наличия малого числа тревог и малого запаздывания в обнаружении. Способность быстро обнаружить изменение повышает вероятность появления ложных тревог. На практике, обычно, путь решения зависит от конкретной задачи и предполагает оптимизировать время F между ложными тревогами при фиксированном времени запаздывания R в обнаружении, либо определить время запаздывания R в обнаружении дефекта при заданном времени между ложными тревогами или выбирает условие типа $\alpha R + \beta/F = \text{const}$

Алгоритм обнаружения называют оптимальным, если при фиксированном среднем времени F между ложными тревогами запаздывание в обнаружении минимально [95].

Для устройства виброзащиты ГПА ГТН-25 целесообразно считать известным фиксированное время F между ложными тревогами (например, межремонтный период) и для этого времени определить время запаздывания R . Известно, что последовательный критерий отношения вероятностей является оптимальным и даже в определенной степени устойчивым, особенно при недостаточной информации о дисперсии σ^2 . Однако с практической точки зрения, эффективность алгоритмов обнаружения скачков среднего ограничивается сложностью алгоритмов, т.е. при практической реализации требуется достаточно сложная обработка, что связано с усложнением устройства обработки.

Для определения критерия обнаружения скачка имеет место соотношение

$$y_n = \mu_n + \varepsilon_n, \quad (3.6)$$

$$\text{где } \mu_n = \begin{cases} \mu_0, & n < r-1 \\ \mu_1, & n > r \end{cases}$$

μ_0 и μ_1 - средние значения вибросигнала до и после скачка;

σ_n - значение сигнала помехи (отклонение от среднего значения).

Возможно рассмотрение двух вариантов алгоритмов защиты. Первый вариант с известными средними значениями μ_0 и μ_1 до и после скачка (известно среднее значение вибросигнала на работающей машине и среднее значение сигнала аварийного состояния). Второй вариант, когда известно μ_0 и неизвестно μ_1 (среднее значение аварийного сигнала неизвестно, но известно, что оно превышает некоторое установленное значение).

Первый вариант обнаружения скачка принятие гипотезы H_1 (есть скачок ($r < n$)), когда она проверяется против гипотезы (нет скачка $r > n$). Критерий отношения правдоподобия для этих двух гипотез, с учетом независимости наблюдений, принимает вид :

$$\frac{\prod_{k=1}^{r-1} P_0(y_k) \prod_{k=1}^n P_0(y_k)}{\prod_{k=1}^n P_0(y_k)} = \prod_{k=r}^n \frac{P_0(y_k)}{P_0(y_k)} \quad , \quad (3.7)$$

$$\text{где } P_i(y) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2T_1}} \exp\left\{-\frac{(y - \mu_i)^2}{2\sigma^2}\right\} \quad (i=0,1)$$

логарифмирование дает

$$\Lambda_n = \frac{\mu_1 - \mu_0}{\sigma^2} \sum_{k=r}^n (y_k - \frac{\mu_0 + \mu_1}{2}) = \frac{1}{\sigma^2} \int_r^n (\mu_0, \nu) \quad , \quad (3.8)$$

где

$$\int_r^n (\mu_0, \nu) = \nu \sum_{k=r}^n (y_k - \mu_0 - 0.5\nu)$$

и $\nu = \mu_1 - \mu_0$ величина скачка.

Вместо неизвестного момента времени скачка τ берется его оценка максимального правдоподобия при условии гипотезы H_1 , а именно:

$$r_n^\wedge = \arg \max \left[\prod_{k=1}^{r-1} P_0(y_k) \prod_{k=1}^n P_1(y_k) \right] \quad (3.9)$$

Поскольку правдоподобие при условии гипотезы H_0 не зависит от τ , то величину r_n^\wedge можно также записать в виде :

$$r_n^\wedge = \arg \max_{1 < r < n} \Lambda_\tau(r) = \arg \max_{1 < r < n} \int_r^n (\mu_0, \nu)$$

Таким образом, имеется детектор

$$g_n = \Lambda_n(r_n^\wedge) = \max_r \int_r^n (\mu_0, \nu) \begin{matrix} > H_1 \\ < H_0 \end{matrix}$$

и критерий отношения правдоподобия для гипотезы H_0

$$\mu_k = \mu_0 \text{ при } k < n \text{ и } H_1; \mu_k = \mu_1 \text{ при } k < n \quad (3.10)$$

необходимо, зафиксировав n , двигаться назад по времени, пока не сменит H_0 . Эта процедура является также последовательным критерием отношения вероятностей для проверки гипотезы H_1 против H_0 , производимой вперед по времени при нулевом нижнем пороге.

Оптимальность изложенного критерия известна, т.е. он минимизирует запаздывание в обнаружении при заданном среднем времени между ложными тревогами. Критерий (3.6) можно представить иначе: подавать тревогу в первый момент времени, для которого выполняется формула

$$g_n = \int_r^n (\mu_0, \nu) - \min_{1 < k < n} \int_r^n (\mu_0, \nu) > \lambda \quad (3.11)$$

Этот критерий называют критерием кумулятивной суммы. Критерий кумулятивной суммы можно сформулировать следующим образом. Величина g_n положительна тогда и только тогда, когда минимально значение $m_n = \min_{1 < k < n} \int_r^n (\mu_0, \nu)$ для последнего момента времени $k = r_n - 1 < n$, т.е. когда $m_n = \int_1^{2n-1n} (\mu_0, \nu)$ и g_{n-1}, \dots, g_m положительны. Другими словами g_n содержит столько членов, сколько произведено наблюдений с момента последнего обнаружения.

Для разрабатываемого устройства защиты наиболее часто встречается ситуация, когда величина скачка неизвестна. Следует отметить, что для того, чтобы знать среднее до скачка, достаточно оценить его по результатам предыдущих измерений. Таким образом, неизвестными останется только среднее значение μ_1 после скачка и момент скачка r .

Описание неизвестного параметра ν для неизвестного параметра r осуществляется путем максимально правдоподобного оценивания. Такой критерий имеет вид

$$\max_{1 < k < n} \max_{\nu} \int_r^n (\mu_0, \nu) \begin{matrix} > H_1 \\ < H_0 \end{matrix} \Lambda \quad (3.12)$$

который называется критерием отношения правдоподобия.

Двойная максимизация в формуле (3.9) фактически сводится к максимизации по r , которая не имеет явного выражения (как максимум функции дискретной переменной). Наличие явного решения относительно ν

может быть присуще любой линейной модели, возмущенной шумом. Оценивание по формуле (3.9) величины скачка ν в каждый возможный момент скачка, предшествующий текущему моменту времени n , требует большого объема вычислений.

Для приведенных выше критериев среднее время между ложными тревогами составляет

$$F = \frac{1}{\mu_{\text{ш}}} \left[\frac{1}{2\gamma_0} (e^{2\gamma_0 l} - 1) - \lambda \right], \quad (3.13)$$

где $\gamma_0 = \mu_0 / \sigma^2$, и среднее запаздывание в обнаружении при условии отсутствия ложной тревоги до скачка описывается формулой

$$\mu_1 R = e^{-2\gamma_0 h} \left(h - \frac{e^{-2\gamma_0 h} \text{sh}(\gamma_1 h)}{\gamma_1} \right) + \frac{e^{-2\gamma_0 h}}{2(\gamma_0 - \gamma_1) \text{sh}(\gamma_1 h)} \left(1 - \gamma_1 h \cot \text{gh} \left(\frac{\gamma_1 h}{\text{sh}(\gamma_1 h)} \right) \right) +$$

$$\frac{2\gamma_0}{\theta_1 + 2\gamma_0} (1 - e^{-(\theta_1 + 2\gamma_0)h}) \left[\frac{1}{\gamma_1} \text{hctgh}(\gamma_1 - h) - 2 \frac{\theta_1 - \gamma_0}{\gamma_1 (\theta_1 + 2\gamma_0)} \frac{1}{\text{sh}(\gamma_1 h)} (\text{ch}(\gamma_1 h) -$$

$$\frac{\gamma_1 h}{\text{sh}(\gamma_1 h)} e^{-(\theta_1 + 2\gamma_0)h} \right] + \frac{\gamma_1}{4\gamma_0 (\gamma_0 - \gamma_1)^2} (\theta_1 - e^{-2\gamma_0 h (\theta_1 + 2\gamma_0)}),$$

где $\gamma_1 = \mu_1 / \sigma^2$, $\theta_1 = \gamma e^{-\gamma_1 h / \text{sh}(\gamma_1 h)}$.

Оценка времени запаздывания скачка среднего значения вибросигнала, при характерных для ГПА ГТН-25 параметрах вибрации подшипников $\mu_0 = 5 \text{ мм/с}$, $\mu_1 = 25.4 \text{ мм/с}$, при среднем времени между ложными срабатываниями, равном 10000 часов, составит 40-45 секунд. Поэтому регулировку таймера задержки времени устройства защиты целесообразно устанавливать в пределах одной минуты /105/.

РАЗДЕЛ 4

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАЗРАБОТАННОЙ СИСТЕМЫ ВИБРОКОНТРОЛЯ И ДИАГНОСТИКИ ГПА ГТН-25

4.1. Основные функции системы виброконтроля и диагностики ГПА ГТН-25

Система виброконтроля ГПА предназначена для непрерывного контроля вибрационного состояния подшипников и формирования сигналов для остановки агрегатов при превышении параметрами вибрации установленных уровней.

Система вибродиагностики предназначена для определения дефектных узлов ГПА, являющихся источниками вибрации. Основными дефектами, которые определяет система вибродиагностики, являются неуравновешенности вращающихся элементов компрессоров и турбин, расцентровки валов, дефекты подшипников и некоторые другие неисправности ГПА.

Информация о техническом состоянии ГПА, полученная с помощью вибродиагностической системы, используется для определения мероприятий, необходимых для обеспечения надежной работы ГПА, в частности объемов ремонтных работ и контроля их качества /104/.

4.2 Общая функциональная схема системы вибродиагностики и виброконтроля

Вибродиагностическая система содержит в своем составе аппаратные и программные средства.

Аппаратные средства включают: вибропреобразователи (14 шт.), усилители заряда двухканальные (7 шт.), систему виброконтроля, коммутатор, плату АЦП для ПЭВМ IBM PC AT/XT, ПЭВМ.

Аппаратные средства обеспечивают:

- регистрацию вибрационных сигналов на семи подшипниковых узлах ГПА ГТН-25;
- усиление сигналов; непрерывный контроль общего уровня виброскорости в диапазоне до 1000 Гц с целью формирования аварийных и предупредительных сигналов для системы управления агрегатом; подключение с помощью коммутатора к вибродиагностической системе одного из агрегатов компрессорной станции;
- преобразование с помощью 16-канальной платы АЦП для ПЭВМ аналоговых электрических сигналов в цифровой код;
- обработку и анализ с помощью ПЭВМ вибрационных характеристик подшипниковых узлов ГПА.

Программные средства включают:

- подпрограмму ввода вибросигналов в ПЭВМ (драйвер);
- подпрограмму визуального контроля вибрационного сигнала;
- подпрограмму вычисления спектра;
- подпрограмму для графического отображения спектра на мониторе;
- подпрограмму вычисления вибродиагностических признаков;
- подпрограмму анализа вибродиагностических признаков и определения дефектных узлов ГПА;
- подпрограмму управления ведением базы данных вибродиагностических параметров и результатов диагностирования.

Программные средства обеспечивают:

- ввод в ПЭВМ вибросигналов с подшипниковых узлов ГПА;
- вычисление низкочастотных и высокочастотных спектров вибрации подшипниковых узлов ГПА;

- вычисление вибродиагностических параметров, в частности, для каждого из подшипников определяются уровни вибрации в полосах, частот вращения силовой турбины (СТ), турбины низкого давления (ТНД), турбины высокого давления (ТВД), вторых, третьих и четвертых гармониках вращения ТВД, ТНД и СТ, а также на частотах следования рабочих лопаток всех рядов КНД, КВД, ТВД, ТНД, СТ.

Следует отметить, что с каждого вибрационного канала регистрируется до 25 параметров. С 14 каналов регистрируется около трехсот параметров. Использование для регистрации и анализа такого количества параметров с помощью существующих отечественных и зарубежных виброизмерительных средств связано с большой трудоемкостью. Предлагаемая система автоматически производит сбор и анализ всех параметров вибрации ГПА.

Программа управления ведением базы данных обеспечивает хранение результатов диагностирования, что позволяет анализировать динамику изменения параметров состояния ГПА в зависимости от наработки.

Предлагаемая общая схема вибродиагностической системы ГПА ГТН-25 обладает широкими функциональными возможностями. Является открытой для включения в ее состав широкого спектра методик диагностирования на базе корреляционного, спектрального, фазового анализа вибросигналов и других методов. Позволяет быстро осуществить разработку технологий вибродиагностирования для новых типов агрегатов.

Аппаратные средства системы содержат максимально возможное количество унифицированных узлов, что существенно упрощает внедрение технологий диагностирования в производственных предприятиях.

Первая версия программного обеспечения для ГПА ГТН-25 предусматривает два режима работы (Д) :

- полуавтоматический (экспертный) и автоматический.

В полуавтоматическом режиме имеется возможность вывода на экран дисплея вибрационных сигналов и их спектров, поступающих по каждому из

14 каналов системы виброконтроля. Этот режим позволяет наблюдать и анализировать вибрационные характеристики всех подшипников газотурбинной установки. Работа в этом режиме требует от оператора знания конструктивных особенностей агрегата и основ вибродиагностики.

В автоматическом режиме система вибродиагностики автоматически, поочередно подключается к каждому из 14 каналов. Для сигналов, поступающих по каждому из каналов, система вычисляет спектральные характеристики и выводит на экран общий уровень вибрации и уровни вибрации на частотах вращения валов КНД, КВД и СТ. Затем система автоматически определяет предполагаемые дефекты агрегата. Работа в автоматическом режиме требует от оператора существенно меньше знаний в области вибродиагностики, чем работа в полуавтоматическом режиме.

Система виброконтроля обеспечивает непрерывный контроль общего уровня вибрации ГПА ГТН-25 и формирование сигналов для остановки ГПА в аварийных ситуациях /11,103/.

4.3 Аппаратные средства для диагностирования ГПА ГТН-25

Структурная схема аппаратных средств вибродиагностической системы изображена на рис. 4.16. На рис. 16 показаны: 1,2 и 3. система А705М; 4,5 и 6 газоперекачивающие агрегаты ГТН-25; 7 вибропреобразователи 1ПА-26; 8 усилители УЗ-5-2; 9 устройства виброконтроля ГПА ГТН-25; 10 электронный коммутатор; 11 устройство аналогового ввода-вывода; 12 – компьютер; 13 блок питания. Вибропреобразователь пьезоэлектрический виброизмерительный 1ПА-26 предназначен для преобразования механических колебаний в электрические сигналы, пропорциональные ускорению объекта. Тарирован вибропреобразователь совместно с усилителем.

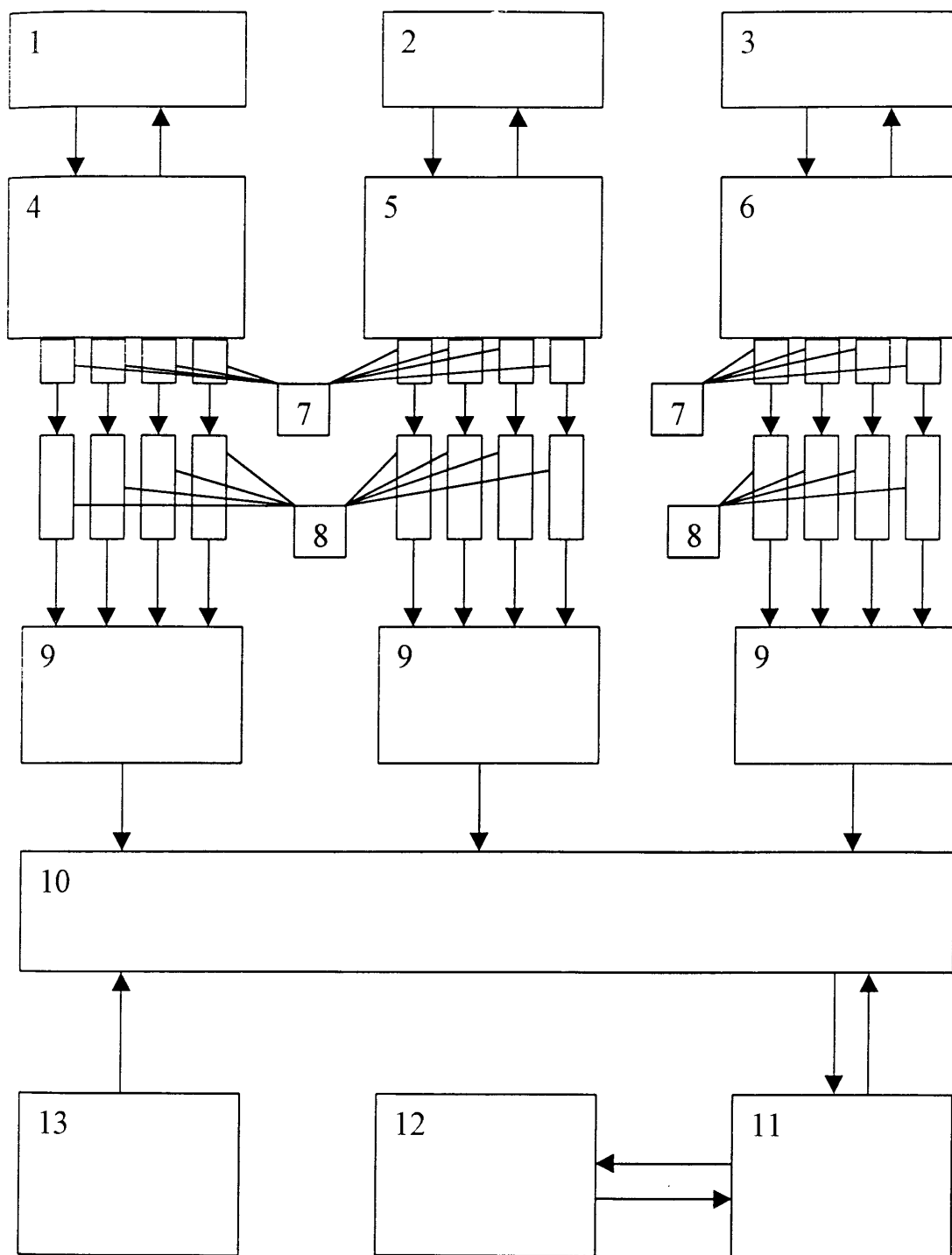


Рис. 4.16 – Структурная схема аппаратных средств вибродиагностической системы ГПА ГТН-25

Вибропреобразователь устанавливается на специальных площадках подшипников ГТУ. Устанавливают два вибропреобразователя, регистрирующих вибрацию в вертикальном и поперечном направлениях в частотном диапазоне от 20 до 10000 Гц.

Усилитель У 3-5-2 входит в состав системы виброконтроля и обеспечивает усиление сигналов, поступающих с вибропреобразователя в полосе частот от 20 до 10000 Гц. Коэффициент усиления устанавливают при тарировке всего тракта. Усилитель У 3-5-2 является усилителем заряда, имеет надежную помехозащищенность, высокую чувствительность, линейность передаточной характеристики.

Устройство виброконтроля ГПА ГТН-25 служит для контроля уровня вибрации по 14 каналам, а также формирования предупредительного и аварийного сигналов (см. рис. 4.17) . /10,11/.

С усилителя У3-5-2 сигнал поступает на фильтр. После фильтрации сигнал виброускорения интегрируется, детектируется и усредняется, приобретая тем самым линейную функцию виброскорости. Уровень виброскорости выводится на цифровое табло, имеет расчетную тарированную характеристику до 50 мм/с. Погрешность измерительного тракта виброскорости не превышает 3-5 %. Сигнал виброскорости поступает также на узел сравнения, построенный на электронных компараторах. Порог срабатывания которых устанавливается построечными резисторами, выведенными на лицевую панель блока под шлиц. Срабатывание предупреждающей сигнализации происходит при значении виброскорости 15 мм/с, а срабатывание аварийной сигнализации происходит при 25 мм/с. С выхода компаратора сигнал срабатывания поступает на схемы световой и звуковой сигнализации. Предусмотрены узел задержки выдачи сигнала на А-705 М для аварийного останова ГПА ГТН-25,

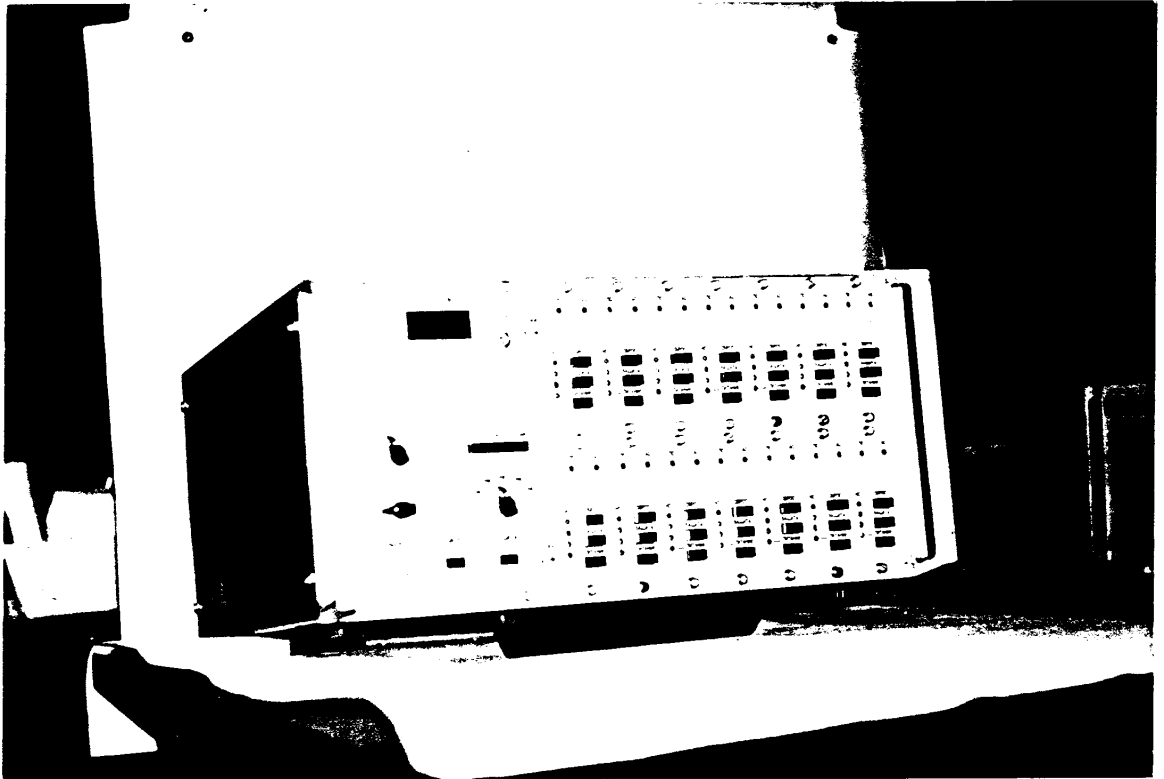


Рис. 4.17

а также возможность ручного сброса аварийного сигнала путем нажатия кнопки. Электронный коммутатор служит для подключения к вибродиагностической системе 1-го, 2-го или 3-го газоперекачивающих агрегатов компрессорной станции.

Коммутатор содержит два четырехканальных аналоговых коммутатора (АК). Управление осуществляется цифровым способом параллельным кодом. В зависимости от кода сигнала управления к выходу коммутатора подключаются различные каналы входа.

Устройство аналогового ввода-вывода предназначено для работы в составе ПЭВМ.

Функции, выполняемые устройством:

- преобразование аналоговых сигналов в цифровую форму и передачу их в канал ПЭВМ;

- формирование аналогового сигнала под управлением ПЭВМ (узел ЦАП).

Устройство аналогового ввода-вывода в составе системы вибродиагностики обеспечивает преобразование входных аналоговых вибросигналов, поступающих по 14 каналам, в цифровой код и передачу их в ПЭВМ.

Блок питания служит для питания электронных устройств вибродиагностической системы.

Функционируют аппаратные средства системы следующим образом. На исследуемые ГПА ГТН-25 (4, 5, 6) установлены вибропреобразователи 1ПА-26 (7), которые преобразуют механические колебания в электрические сигналы. Электрические сигналы вибропреобразователя пропорциональны ускорению исследуемого объекта в точке приложения датчика вдоль его продольной оси. Сигналы, снимаемые с вибропреобразователей, поступают на усилитель УЗ-5-2 (8). Усиленные электрические сигналы через устройство виброконтроля и сигнализации ГПА ГТН-25 (9) поступают на вход электронного коммутатора (10), который поочередно подключает к выходному устройству коммутатора группу сигналов, поступающих от 14-ти каналов вибропреобразователей 1-го,

2-го или 3-го ГПА ГТН-25. Управление работой коммутатора осуществляется программой от компьютера.

Электрические сигналы с выхода блока коммутаторов поступают в устройство аналогового ввода-вывода, где преобразуются в цифровой код. ПЭВМ осуществляет обработку сигналов (определение спектра с помощью БПФ). По разработанной программе производится дальнейшая обработка вибросигналов с целью определения состояния исследуемого ГПА ГТН-25. /9,10,11/.

4.4 Программные средства диагностирования ГПА ГТН-25

Программные средства (ПС) диагностирования ГТН-25 реализованы на ПЭВМ. ПС написаны на языке С. ПС включают управляющую программу и следующие подпрограммы:

- драйверы ввода аналогового сигнала от вибродатчиков в ПЭВМ;
- графического отображения вибросигнала;
- быстрого преобразования Фурье (БПФ);
- графического отображения спектра;
- спектральных характеристик частотных полос и сохранения их в базе данных. Основная программа отвечает за интерфейс между ПЭВМ и оператором, определяет режим работы программы, вызывает требуемые подпрограммы. Программа работает в двух режимах: с графикой и без графики. В режиме работы с графикой путем диалога оператор вводит номер канала, через который производится ввод, код аттенюатора, количество вводимых значений, интервал дискретизации. Далее драйвер в соответствии с введенными исходными данными вводит аналоговый сигнал от вибродатчиков в ПЭВМ в виде файла. Затем подпрограмма графического отображения вибросигнала выводит в графическом окне график вибросигнала, поддерживая при этом ряд сервисных функций. После выбора участка для спектральной обработки,

работает подпрограмма быстрого преобразования Фурье, вычисляя спектр сигнала. Спектр выводится в графическом окне на экране дисплея с помощью подпрограммы графического отображения спектра. В режиме работы без графики номера каналов, коды аттенюатора, интервалы дискретизации, интересующие частоты задаются жестко в программе. В соответствии с заданными параметрами вводится сигнал от вибродатчика, рассчитывается спектр, рассчитываются параметры для интересующих полос частот и сохраняются в базе данных.

Драйвер `input_adc` служит для ввода аналогового сигнала одного канала в ПЭВМ. Драйвер реализован на языке С, вызывается программой на языке С следующим образом:

```
er = input_adc (n_mas, n_cha, n_sca, delta_t, mas_data),
```

где `er` - код возврата. Ввод данных завершен нормально, если `er = 0`;

`n_mas` - количество значений, которое требуется ввести;

`n_cha` - номер канала;

`n_sca` - код аттенюатора выбранного канала;

`delta_t` - интервал дискретизации аналогового сигнала; `mas_data` массив для хранения вводимых значений.

Драйвер `input_adc_n` позволяет ввести в ПЭВМ аналоговые сигналы от нескольких каналов. Вызывается из программы на языке С следующим образом

```
er = input_adc_n (n_k, m_cha, n_mas, n_sca, delta_t, mas_data), где n_k
```

количество каналов, с которых вводится сигнал;

`m_cha` - массив номеров каналов;

`n_mas`, `n_sca`, `delta_t`, `mas_data` - соответствуют драйверу `input_adc`. Подпрограмма `Graph_Si` служит для графического отображения вибросигнала. Подпрограмма реализована на языке С и вызывается следующим образом:

Graph_Si (WHiLim, WLoLim, FData, N_BPF) , где WHiLim верхняя граница окна отображения;

WLoLim - нижняя граница окна отображения;

FData - имя файла отображения, в котором хранятся значения вибросигнала;

N_BPF - позиция курсора, которая соответствует началу участка, выбранного для спектральной обработки.

Подпрограмма Graph_Si позволяет вывести на экран дисплея в окно с заданными параметрами значения вибросигнала в виде графика порциями по 512 значений или 256. Количество значений на экране определяется клавишей F2. Перемещение курсора на экране осуществляется клавишами → и ← вправо и влево соответственно. "Листание" файла происходит при нажатии клавиши PGUp (вперед) и PgDn (назад). Клавиши END и Home позволяют переместиться в конец или начало файла значений. При просмотре вибросигнала над окном отображения располагаются информационные окошки, в которые выводится следующая информация: номер канала; длина файла данных; номер элемента сигнала, на который указывает курсор; значение элемента, на который указывает курсор. По нажатию клавиши Enter из файла отображения выбирается массив значений для дальнейшей обработки, начиная с элемента, на который указывает курсор.

Подпрограмма FFT, выполняющая быстрое преобразование Фурье, реализована на языке C и вызывается из программы, написанной на C;

BPF (t, ar_c, pow2),

где pow2 - размер блока БПФ (обычно степень числа 2);

ar_c - массив для хранения значений спектра;

t - шаг по времени;

В подпрограмме реализован алгоритм, который включает вычисления синусов, косинусов и переупорядочение данных через обратную перестановку битов индексов.

Подпрограмма Graph_Sp служит для графического отображения спектра сигнала. Вызывается из основной программы:

Graph_Sp (WHiLim, WLoLim, M_Sp)

где WHiLim и WLoLim - верхняя и нижняя границы окна отображения соответственно.

M_Sp - массив, отображаемый на экране в виде графика.

Подпрограмма обладает теми же возможностями, что и Graph_Si. После того, как в основной программе рассчитаны спектральные характеристики заданных частотных полос, работают функции библиотеки CODEBASE, которые позволяют открыть соответствующие базы данных и сохранить в них результаты расчетов, необходимые для дальнейшего анализа:

d4use - открывает и выбирает указанную базу данных.

d4write - записывает буфер записи в активную базу данных в определенный номер записи.

РАЗДЕЛ 5

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ ГПА ГТН-25

5.1. Порядок проведения диагностирования и виброконтроля ГПА ГТН-25 в условиях КС

Систему виброконтроля и диагностирования включают перед пуском ГПА.

На период разгона турбин систему виброконтроля отключают от системы управления агрегатом, чтобы в моменты прохождения резонансных частот при разгоне, рост вибрации не привел к подаче сигнала на остановку ГПА.

Однако при пуске постоянно ведут наблюдение за вибрационными характеристиками с помощью индикаторов и измерителя системы виброконтроля.

Если при запуске агрегата имели место недопустимо высокие уровни вибрации, которые не позволили вывести его на эксплуатационный режим, то перед его остановкой производится диагностирование. Анализ вибросигналов, проведенный с помощью системы диагностирования, позволит выяснить причины высокого уровня вибрации и определить мероприятия по их устранению.

Если пуск агрегата происходил штатно, и агрегат готов к эксплуатации, то он может быть остановлен для резерва, либо включен в работу газопровода. И в том и в другом случае целесообразно произвести диагностирование, результаты которого могут быть полезны в дальнейшем для прогноза изменений технического состояния ГПА ГТН-25.

После ввода агрегата в работу, в случае стабильного вибрационного состояния ГПА ГТН-25, система виброконтроля включается в защиту по параметрам вибрации.

В дальнейшем система виброконтроля непрерывно работает вместе с агрегатом, а диагностирование производят регулярно 1 раз в неделю, если не было существенного увеличения общего уровня вибрации. В случаях заметного роста вибрации и перед выводом в ремонт ГПА производится диагностирование, результаты которого используются для определения мероприятий по восстановлению работоспособности агрегата.

В эксплуатационных условиях система вибродиагностики должна находиться постоянно в рабочем состоянии. Кабели, соединяющие коммутатор с ПЭВМ и системой виброконтроля, должны быть подключены к соответствующим разъемам. Система виброконтроля должна непрерывно контролировать вибрационное состояние ГПА.

Для проведения диагностирования необходимо включить питание на блоке коммутаторов и с помощью кнопочного переключателя подключить к АЦП ПЭВМ систему виброконтроля выбранного агрегата. На ПЭВМ произвести запуск программы `gtn25.exe`.

После включения полуавтоматического режима система запрашивает номер канала. По этому запросу оператор должен ввести номер одного из 14 каналов. После указанных операций в ПЭВМ вводится вибрационный сигнал, и график его временной реализации появляется на экране ПЭВМ. С помощью клавиш управления курсором имеется возможность просматривать всю временную реализацию сигнала, а также выбрать участок сигнала для проведения спектрального анализа. После выбора участка сигнала и нажатия клавиши "ENTER" для выбранного участка сигнала вычисляется спектр и выводится на экран. Оператор имеет возможность проанализировать спектр, определить уровни спектральных составляющих, частоты и другие характеристики. После нажатия клавиши "ENTER", производится выход из графического режима и на экране появляется запрос системы о возможности ввода сигналов по другим каналам. Оператор имеет возможность ввести и проанализировать сигналы, поступающие по каждому из 14 каналов.

После включения автоматического режима система автоматически опрашивает последовательно все 14 каналов. По каждому из них определяет спектральные характеристики. Выводит на экран основные вибрационные характеристики ГПА ГТН-25 и результаты диагностирования.

5.2. Технология диагностирования основных узлов ГПА ГТН-25

Оценка технического состояния агрегата начинается с определения одного или двух его возможных состояний исправного, либо неисправного.

Агрегат находится в исправном состоянии, если измеренные уровни спектральных составляющих не превышают соответствующих максимальных уровней бездефектного агрегата, приведенных в таблице 5.5. Эталонные уровни бездефектного агрегата определены путем статистической обработки экспериментальных результатов по исследованию вибрационных характеристик ГПА ГТН-25. /103/.

Превышение эталонного уровня хотя бы в одном из диапазонов предполагает наличие дефекта. После обнаружения неисправности, следующим действием является определение ее природы. В этом случае методика оценки технического состояния предполагает определение вида дефекта и его опасности.

Вид и место дефекта определяется местом установки датчика, направлением и частотой, где имеет место превышение эталонных уровней вибрации. Величина и вероятность дефекта определяется величиной превышения эталонных уровней вибрации.

Вид и местонахождение дефектов определяется с помощью диагностических признаков, характеризующих дефекты ГПА ГТН-25, обуславливающие повышенную вибрацию агрегата. Диагностические признаки устанавливают связь между ростом определенных составляющих.

Таблица 5.5 - Максимальные уровни бездефектного агрегата

Место ус- тановки датчика	Уровни гармонических составляющих вибрации (мм/с)					
	ТНД КНД		ТВД КВД		СТ	
	1 гарм.	2 гарм.	1 гарм.	2 гарм.	1 гарм.	2 гарм.
1	2	3	4	5	6	7
1 верт.	7	3	7	3	1	1
1 попереч.	7	3	7	3	1	1
2 верт.	7	3	9	5	1	1
2 попереч.	7	3	9	5	1	1
3 верт.	7	3	10	5	1	1
3 попереч.	7	3	10	5	1	1
4 верт.	5	2	10	5	1	1
4 попереч.	5	2	10	5	1	1
5 верт.	7	3	7	3	3	2
5 попереч.	7	3	7	3	3	2
6 верт.	3	1	3	1	7	3
6 попереч.	3	1	3	1	7	3
7 верт.	3	1	3	1	7	3
7 попереч.	3	1	3	1	7	3

спектров вибрации и фазовыми соотношениями между гармониками и наличием конкретных дефектов.

Дисбаланс ротора КНД-ТНД характеризуется ростом уровня вибрации в вертикальном и поперечном направлениях на частоте вращения ТНД. Дисбаланс ротора может сопровождаться ростом второй гармоники в вертикальном и поперечном направлениях. Амплитуда колебаний в вертикальном и поперечном направлениях пропорциональна величине дисбаланса. Сдвиг фаз между первыми гармоническими составляющими вибрации подшипниковых узлов в вертикальном и поперечном направлениях близок к 90° (либо равен 90°). При увеличении дисбаланса ротора величина жесткости C , определяемая по формуле (2.10) :

$$C = \frac{m\omega_1^2\omega_2^2(A_2 - A_1)}{A_2\omega_1^2 - A_1\omega_2^2}$$

где A_1 и A_2 - соответственно, амплитуды колебаний подшипникового узла на частотах вращения его вала в вертикальном направлении при угловых скоростях вращения равных, ω_1 и ω_2 соответственно, изменяется незначительно. Место появления дисбаланса КНД - ТНД определяется местом роста вибрации, которое может быть на первом, втором, либо пятом подшипниках. Дисбаланс ротора КВД - ТВД определяется аналогично дисбалансу КНД - ТНД и характеризуется ростом уровня вибрации в вертикальном и поперечном направлениях третьего и четвертого подшипников на частоте вращения КВД - ТВД. Дисбаланс ротора КВД - ТВД может сопровождаться ростом вибрации третьего и четвертого подшипниковых узлов в вертикальном и поперечном направлениях на удвоенных частотах вращения ТВД. Сдвиг фаз между первыми гармоническими составляющими вибрации третьего и четвертого подшипниковых узлов в вертикальном и поперечном направлениях близок к 90° . При увеличении дисбаланса КВД- ТВД величина C , определенная

формулой (2.10) для третьего и четвертого подшипников изменяется незначительно.

Увеличение вертикальных зазоров в подшипниках, связанное с износом антифрикционных поверхностей вкладышей подшипников, обуславливает потерю устойчивости ротора и возникновение прецессии. Последняя, в свою очередь, характеризуется ростом вибрации на частотах, ниже частот вращения вала в подшипнике. При увеличенных зазорах в подшипниках может иметь место увеличение вибрации в поперечном, либо вертикальном направлениях на частоте вращения вала.

Разрушение антифрикционного слоя подшипникового узла характеризуется ростом шумовой составляющей в вибрационном сигнале.

Ослабление жесткости подшипниковых узлов может быть вызвано появлением трещин в конструктивных элементах опор подшипников. Этот дефект наиболее вероятен у второго и третьего подшипников.

Диагностирование ослабления жесткости осуществляется по результатам двух измерений вибрации подшипника при различных угловых скоростях вала. Измеряются амплитуды A_1 и A_2 первых гармоник при угловых скоростях ω_1 и ω_2 вращения вала.

Амплитуды первых гармоник измеряются в вертикальном и поперечном направлениях. Выбирается направление (вертикальное либо поперечное), в котором амплитуды колебаний больше. Подставляя значения этих амплитуд в формулу (2.10) определяют параметр C , характеризующий жесткость подшипникового узла. Если параметр жесткости значительно уменьшает свою величину (в два, три раза), то диагностируется ослабление жесткости подшипника. При одновременном ослаблении жесткости второго и третьего подшипников высока вероятность трещин в их опорных элементах.

Коробление корпусных деталей является причиной расцентровок и перекосов осей вращения КНД и ТНД; несовпадений (перекосов) осей вращения валов и осей симметрии подшипников; несимметрии газового потока (а также

задевание рабочих лопаток о корпус турбины). Основной причиной данного дефекта являются дефекты сборки и нарушение теплового расширения корпусных деталей. Характерным проявлением является рост вибрации во всех направлениях с преимуществом в осевом направлении на основной роторной частоте вращения. Имеет место рост вибрации на вторых гармониках.

Перекося осей вращения КНД-ТНД проявляется ростом вибрации в осевом и поперечном (либо осевом и вертикальном) направлениях на частоте вращения КНД и удвоенной частоте вращения КНД. Рост указанных параметров вибросигналов имеет место на первом, втором, пятом подшипниках.

Несовпадения осей вращения валов характеризуется ростом вторых гармоник вибрации дефектного подшипника.

Несимметрия газового потока (а также касания рабочих лопаток о корпус агрегата) приводят к росту вибрации на частотах, кратных лопаточным. Так несимметрия газового потока в КНД приводит к росту вибрации на частотах $25f_1$, $27f_1$, $29f_1$, $31f_1$, $35f_1$, $41f_1$, $47f_1$, $44f_1$, $26f_1$, $30f_1$, $36f_1$, $42f_1$, $48f_1$, $52f_1$.

Несимметрия газового потока КВД приводит к росту вибрации третьего подшипника на частотах $63f_2$, $75f_2$, $66f_2$, $68f_2$, $72f_2$, $74f_2$, $76f_2$. Несимметрия в ТВД приводит к росту вибрации четвертого подшипника на частотах $90f_2$, и $16f_2$. Несимметрия в ТНД приводит к росту вибрации пятого подшипника на частотах $61f_1$, $62f_1$ (f_1 - частота вращения ТНД, f_2 - частота вращения ТВД).

Перспективным для диагностирования ГПА ГТН-25 является измерение собственных частот колебаний конструктивных элементов на работающем агрегате. Значения собственных частот представляют очень важную информацию для их диагностирования.

По изменениям собственных частот колебаний лопаток можно судить об их техническом состоянии. Значения собственных частот колебаний станин, собранных подшипниковых узлов, навесного оборудования позволяют

судить о жесткости крепежа, потере прочности, вследствие усталости и других дефектах.

Собственные колебания конструктивных элементов возбуждаются толчками и ударами, как правило, имеющими место во время работы агрегатов. Частоты собственных колебаний при изменении режима работы машины не изменяются (или изменяются незначительно) и это свойство может быть использовано для выделения из общего вибрационного сигнала составляющих, источником которых являются собственные колебания. Для определения собственных частот необходимо сопоставить два (либо более) спектра, измеренных на двух (либо более) различных режимах работы ГПА с небольшим временным интервалом. При сопоставлении спектров выдаются гармонические составляющие, частоты которых изменяются пропорционально частотам вращения турбин и гармонические составляющие, частоты которых не изменяются при изменении частот вращения. Найденные собственные частоты после определенной наработки агрегата сравниваются с собственными частотами, которые имели место после ремонта (либо установки ГПА).

Таким образом, предлагаемая методика позволяет произвести оценку технического состояния агрегатов и установить причины, обуславливающие повышенный уровень вибрации, позволяет предвидеть и планировать объемы ремонтных работ (например, учитывать время, необходимое для балансировки ротора), своевременно планировать вывод агрегата из эксплуатации при дефектах подшипниковых опор, целенаправленно совершенствовать технологию обслуживания и ремонта ГПА и т.д.

Пример 1. В таблице 5.6 приведены параметры вибрации подшипниковых узлов ГПА ГТН-25, стационарный № 3, КС Гребенковская, определенные с помощью разработанной системы виброконтроля и диагностики. Наибольший уровень вибрации 7,5 мм/с на 2-м подшипнике. Основной вклад в вибрацию вносит составляющая на частоте 67 Гц вращения вала КНД-ТНД 4,4 мм/с.

Таблица 5.6 - Параметры вибрации подшипниковых узлов ГПА ГТН-25 № 3

Номер подшипника	Направление	Общий уровень вибрации в диапазоне 10-1000 Гц (мм/с)	Уровень вибрации на частоте вращения вала КНД-ТНД (мм/с)	Уровень вибрации на частоте вращения вала КВД-ТВД (мм/с)
1	2	3	4	5
1	верт.	3.9	3.4	0.7
	попереч.	2.7	1.9	0.7
2	верт.	7.5	4.4	1.0
	попереч.	3.3	1.9	0.8
3	верт.	1.7	1.7	0.9
	попереч.	3.5	2.6	0.9
4	верт.	6.5	1.3	0.7
	попереч.	4.2	2.5	0.8
5	верт.	2.5	0.5	0.5
	попереч.	3.0	1.0	0.6
6	верт.	4.0	1.5	0.5
	попереч.	3.9	1.5	0.5
7	верт.	1.2	1.3	0.3
	попереч.	2.2	1.4	0.3

На всех подшипниках общий уровень вибрации не превышает предупредительного и аварийного уровней (соответственно равных 15,0 мм/с и 25,0 мм/с).

Уровень вибрации на частотах вращения вала КВД-ТВД низкий.

Согласно ГОСТ 21199-82 агрегат № 3 КС Гребенковская, имеющий вибрационные характеристики, приведенные в таблице 6, может находиться в эксплуатации.

На протяжении 1992-1999 гг. ведется ежедневный контроль уровней вибрации по 7 подшипникам с двухчасовой периодичностью. Результаты контроля уровней вибрации заносятся в журналы для дальнейшего анализа и обработки. Агрегат номер 3 во втором полугодии не имел превышения аварийного и предупредительного уровней вибрации.

Пример 2. В таблице 5.7 приведены параметры вибрации подшипниковых узлов ГПА ГТН-25, стационарный № 2, КС Гребенковская, определенные с помощью разработанной системы виброконтроля и диагностики. Наибольший уровень вибрации 13.6 мм/с на 3-м подшипнике. Основной вклад в вибрацию вносит составляющая на частоте 81 Гц вращения вала КВД-ТВД 13.0 мм/с. На 3-м и 4-м подшипниках уровень вибрации в вертикальном и поперечном направлениях на частоте 81 Гц высокий, что соответствует дисбалансу вращающихся элементов КВД-ТВД. /96,99,103/.

5.3. Результаты внедрения и экономическая эффективность

Регулярные виброобследования ГПА ГТН-25 начаты в 1990 г. и проводятся по настоящее время на компрессорных станциях Гребенковская (Лубенское УМГ) и с 1994 года на Ромненской (Сумского УМГ) с помощью системы виброконтроля и диагностирования.

Таблица 5.7 - Параметры вибрации подшипниковых узлов ГПА ГТН-25 № 2

Номер подшипника	Направление	Общий уровень вибрации в диапазоне 10-1000 Гц (мм/с)	Уровень вибрации на частоте вращения вала КНД-ТНД (мм/с)	Уровень вибрации на частоте вращения вала КВД-ТВД (мм/с)
1	2	3	4	5
1	верт.	4.2	3.7	1.8
	попереч.	2.2	1.3	0.1
2	верт.	5.3	4.1	0.4
	попереч.	7.2	7.1	0.1
3	верт.	6.2	5.0	6.0
	попереч.	13.6	0.1	13.0
4	верт.	8.7	2.3	8.2
	попереч.	4.4	0.5	4.2
5	верт.	8.2	5.3	2.2
	попереч.	5.7	5.0	3.0
6	верт.	3.7	0.5	3.6
	попереч.	2.4	0.5	2.3
7	верт.	2.1	0.3	1.8
	попереч.	1.6	0.1	1.3

В настоящем параграфе представлены результаты виброобследований и диагностирования основных узлов ГПА ГТН-25. Приведены отдельные конкретные примеры использования разработанной в диссертации системы виброконтроля. Капитальный ремонт ГПА ГТН-25 стационарный N 2 КС Гребенковская был завершён в августе 1990 г. Агрегат находился в эксплуатации с сентября 1990 г. по март 1991 г. В ходе проведенных виброобследований за данный период были сделаны рекомендации для остановки агрегата и проверки его технического состояния. С марта 1991 г. по апрель 1992 г. агрегат находился в аварийно-восстановительном ремонте. В ноябре 1991 г. были предприняты пробные запуски после ремонта. С 12 по 13 ноября 1991 г. проведен повторный запуск. Контролировался уровень вибрации пяти подшипниковых опор (вертикальное и поперечное направление). Одновременно контролировалась вибрация корпуса агрегата с помощью штатной аппаратуры. Измерения проводились на частотах вращения: КВД 58 Гц (3500 об/мин), КНД 35 Гц (2100 об/мин) и СТ 21 Гц (1300 об/мин). На корпусе агрегата на этом режиме вибрация составляла: в 1-й точке -В 11 мм/с и П 7 мм/с; соответственно, во 2-й точке 7,5 мм/с и 7 мм /с; в 3-й точке 4 мм/ с и 2 мм/с; в 4-й точке 3,5 мм/с и 2,0 мм/с. Общие уровни виброскорости подшипниковых опор ГТН-25 в диапазоне от 20 Гц до 1000 Гц приведены в табл. 5. 8.

Спектральный анализ высокочастотных составляющих выявил на 1-м и 2-м подшипниках максимальный уровень виброускорения $36,4 \text{ м/с}^2$ на частоте 930 Гц, что соответствует лопаточной частоте (второй ряд лопаток КНД). Причина - касание лопатками корпуса. Обнаружены колебания подшипников на низких частотах до 10 Гц. Амплитуда колебаний 1-го и 2-го подшипников составляет 900 мкм.

Наблюдался высокий уровень вибрации с частотой 65-67 Гц на 1, 2 и 5-м подшипниках. Колебания с этой частотой не равны гармоникам частот вращения роторов КНД, КВД.

Таблица 5.8 - Общие уровни виброскорости подшипников ГПА ГТН-25

Номер подшипника	Направление	Виброскорость, (мм/с)
1	2	3
1	Верт.	15.2
	Попереч.	10.2
2	Верт.	16.8
	Попереч.	15.3
3	Верт.	11.7
	Попереч.	4.6
4	Верт.	11.9
	Попереч.	2.7
5	Верт.	14.5
	Попереч.	3.0

Причиной является ослабление жесткости в системе ротор-подшипник-корпус.

На номинальный режим работы агрегат вывести не удалось из-за высокого уровня вибрации.

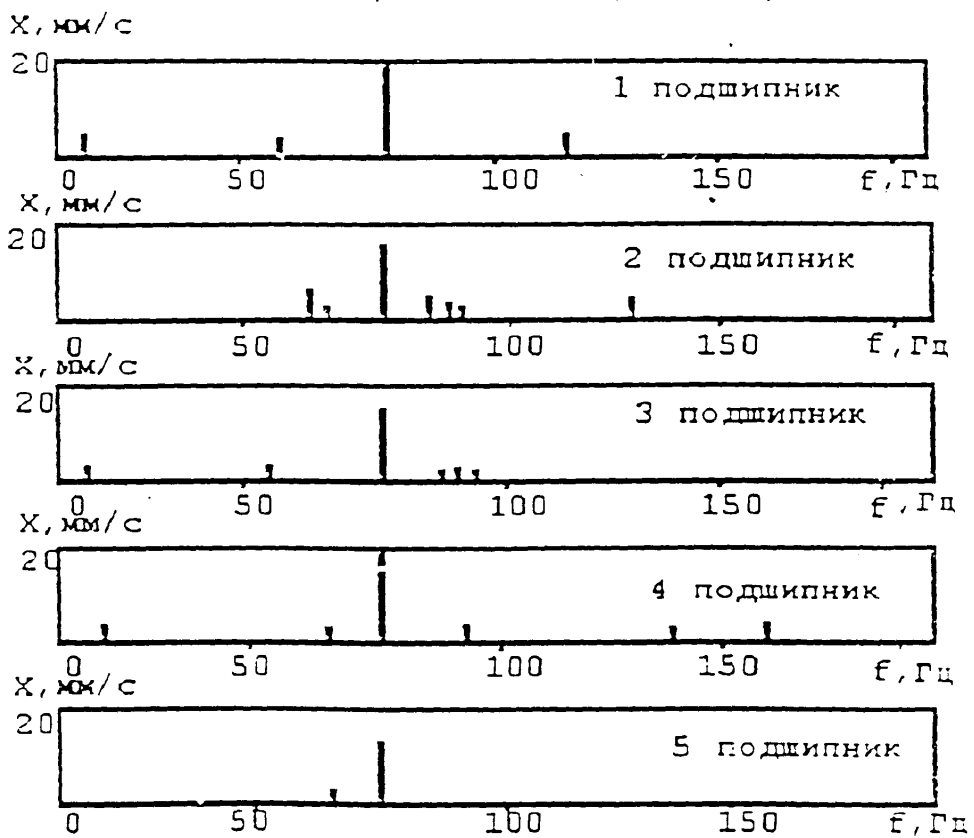
Агрегат остановлен для устранения выявленных дефектов 22 ноября 1991 г. были проведены повторные виброобследования агрегата станц. № 2. Было установлено: главным источником вибрации агрегата на режимах работы, близких к номинальному, является вал КВД-ТВД. Причиной вибрации стал дисбаланс ротора КВД-ТВД. Уровень вибрации на 4-м подшипнике на частотах вращения вала КВД-ТВД в вертикальном направлении достигает 20 мм/с, в поперечном 22 мм/с. Уровень вибрации на других частотах менее 5 мм/с. агрегат имеет собственную (резонансную) частоту системы ротор-подшипник-корпус-фундамент, равную 65-67 Гц. Во время разгона ротора КВД-ТВД при оборотах 65-67 Гц на подшипниках вибрация достигает: в вертикальном направлении более 30 мм/с, а в поперечном более 20 мм/с. Следует отметить, что собственные (резонансные) частоты 65-67 Гц находятся вблизи частоты вращения вала КВД-ТВД (при номинальном режиме работы ГПА).

Наибольший уровень виброскорости на частотах 65-67 Гц имеет место на 1-м и 4-м подшипниках (смотри рис. 5.18 , 5.19 ,5.20 , 5.21).

Причиной попадания собственной (резонансной) частоты в полосу частот вращения ГТУ является неудовлетворительная податливость сопряжений «корпус агрегата-подшипник», недостаточная жесткость корпуса.

Агрегат остановлен для устранения дефектов основных узлов. 10 января 1992 г. были проведены виброобследования агрегата станц. № 2 после устранения дефектов и установлено следующее: основным источником вибрации является вал КВД – ТВД . Вибрации на частотах вращения КВД - ТВД на всех подшипниках значительно выше, чем на других частотах. Наибольший уровень вибрации на 4-м подшипнике. Предполагаемой причиной высокой

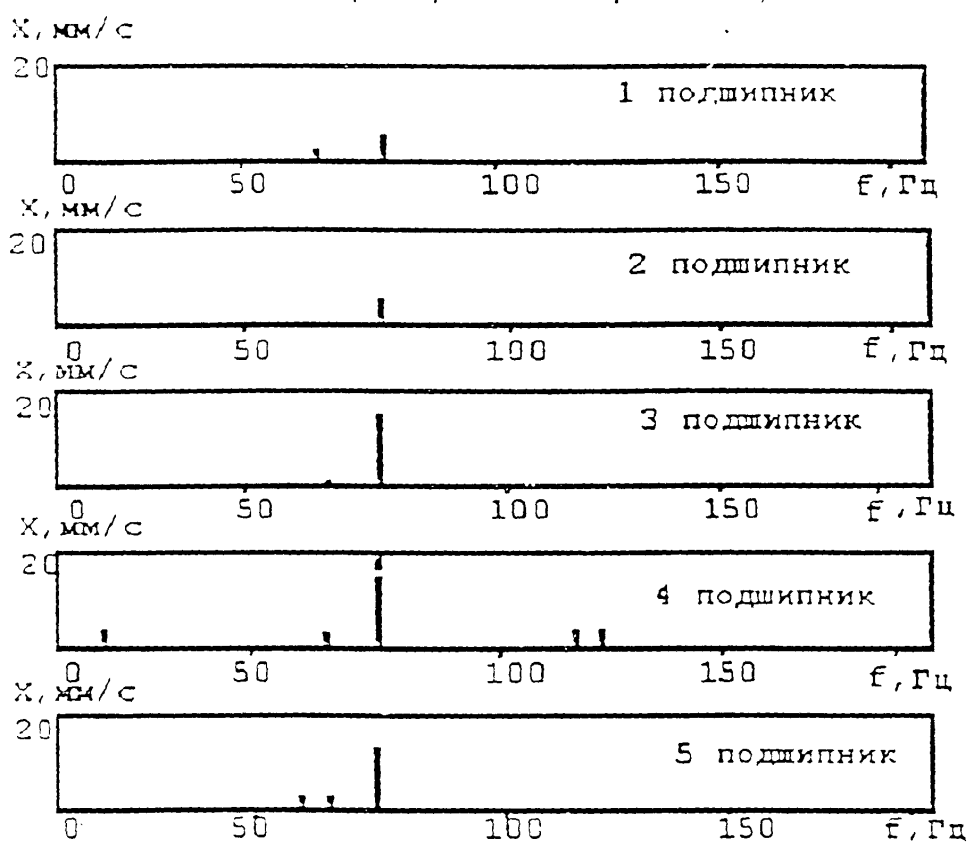
Составляющие спектра вибрации подшипников
ГПА ГТН-25 ст. № 2 КС Гребенковская
(вертикальное направление)



Режим: КВД - 63 Гц
КНД - 39 Гц
СТ - 25 Гц

Рис. 5.18

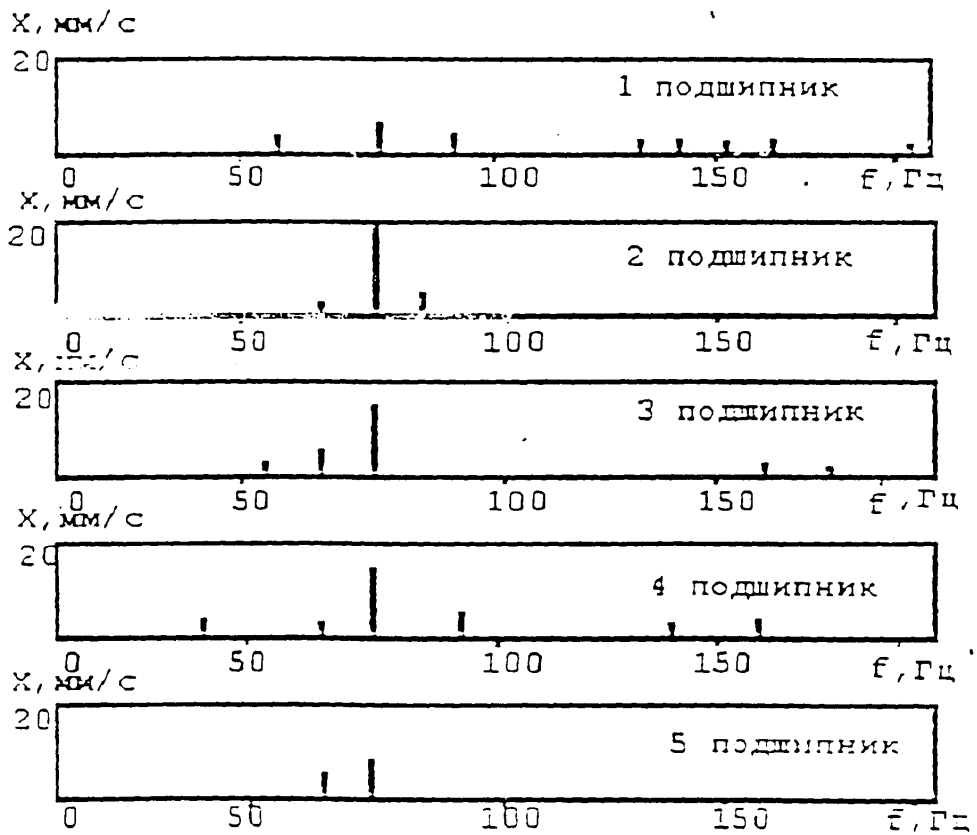
Составляющие спектра вибрации подшипников
ГПА ГТН-25 ст. № 2 КС Гребёнковская
(поперечное направление)



Режим: КВД - 63 Гц
КНД - 39 Гц
СТ - 25 Гц

Рис. 5.19

Составляющие спектра вибрации подшипников
ГПА ГТН-25 ст. № 2 КС Гребанковская
(вертикальное направление)



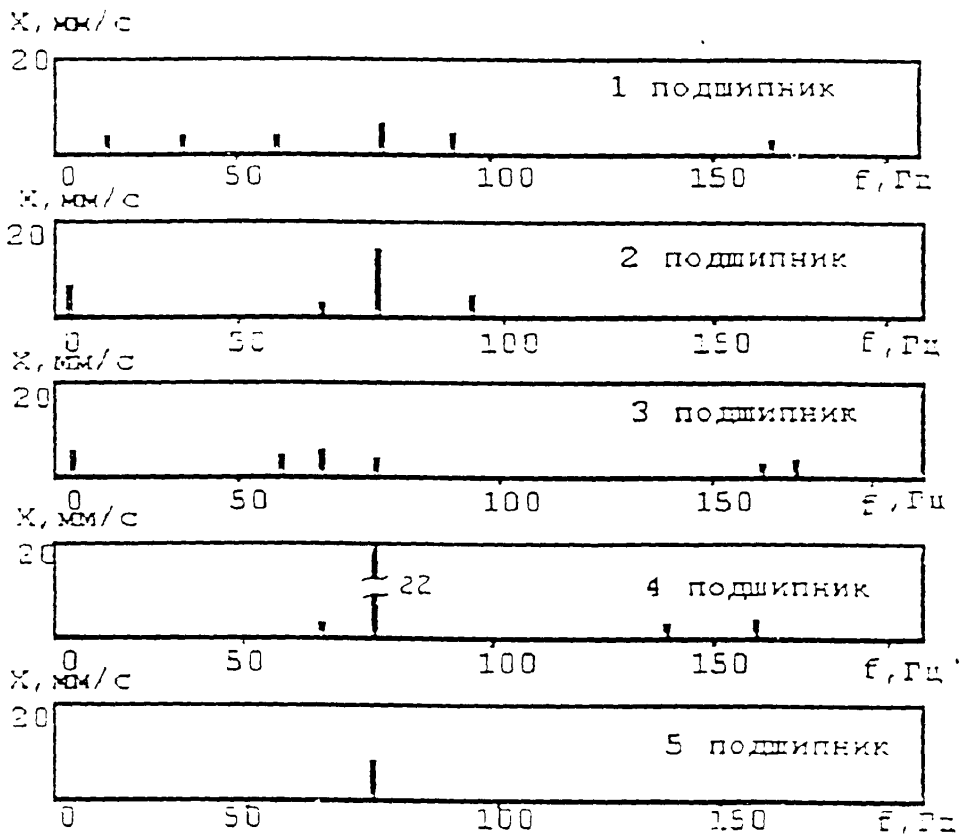
Режим: КВА - 78 Гц

КНД - 67 Гц

СТ - 61 Гц

Рис. 5.20

Составляющие спектра вибрации подшипников
 ГПА ГТН-25 ст. № 2 КС Гребенковская
 (поперечное направление)



Режим: КВД - 78 Гц
 КНД - 67 Гц
 ОТ - 61 Гц

Рис. 5.21

вибрации агрегата является дисбаланс вращающихся элементов вала КВД-ТВД, предположительно в районе турбины.

В таблице 5.9 приведены уровни вибрации подшипников на частоте, равной частоте вращения КВД-ТВД (на режиме 3600 об/мин силовой турбины).

Спектры вибрации подшипников ГПА ГТН-25 стационарный № 2 представлены на рис. 5.22, 5.23.

Роторы КВД-ТВД и КНД-ТНД отправлены для балансировки на завод изготовитель (г. Санкт-Петербург).

14 марта 1992 г. В результате виброобследований установлено следующее:

- вибрация на 1, 2, 4, 5 подшипниках не превышает уровней, допустимых при эксплуатации;
- вибрация на 3-м подшипнике превышает границу предупредительного уровня в вертикальном и поперечном направлениях. Наиболее вероятной причиной повышенной вибрации является дисбаланс вала КВД-ТВД в районе КВД.

С апреля 1992 г. по январь 1993 г. агрегат находился в эксплуатации.

Ниже приведены результаты виброобследований, проведенных 10 сентября 1992 г., когда уровень 3-го подшипника приближался к предельно-допустимому значению 14,9 мм/с и 5-го подшипника 10,5 мм /с.

Основной причиной вибрации 3-го подшипника является неуравновешенность вращающихся элементов КВД.

Причиной вибрации 5-го подшипника является два одновременно действующих фактора: первый 5-й подшипник имеет собственную (резонансную) частоту, равную 85 Гц; второй неудовлетворительно урановешенный вал КВД-ТВД создает вынужденную периодическую нагрузку с частотой 77 Гц (частота вращения вала КВД - ТВД 4260 об/мин). Близость значений резонансной частоты подшипника (85 Гц) и частоты вынужденной нагрузки (77 Гц) создает эффект биения и высокий уровень вибрации. Кроме того, на 5-м

Таблица 5.9 - Уровни вибрации на частоте вращения КВД-ТВД подшипников ГТН-25

Номер подшипника	Общий уровень вибрации (мм/с)		Вибрация на частоте вращения КВД-ТВД (мм/с)	
	вертикальное	поперечное	вертикальное	поперечное
1	2	3	4	5
1	10.1	7.3	9.5	6.8
2	16.9	8.2	15.6	8.1
3	6.7	3.5	6.6	3.3
4	16.3	17.3	15.8	16.7
5	7.8	11.2	7.5	10.8

Составляющие спектра вибрации подшипников
ГПА ГТН-25 ст. № 2 КС Гребенковская
(поперечное направление)

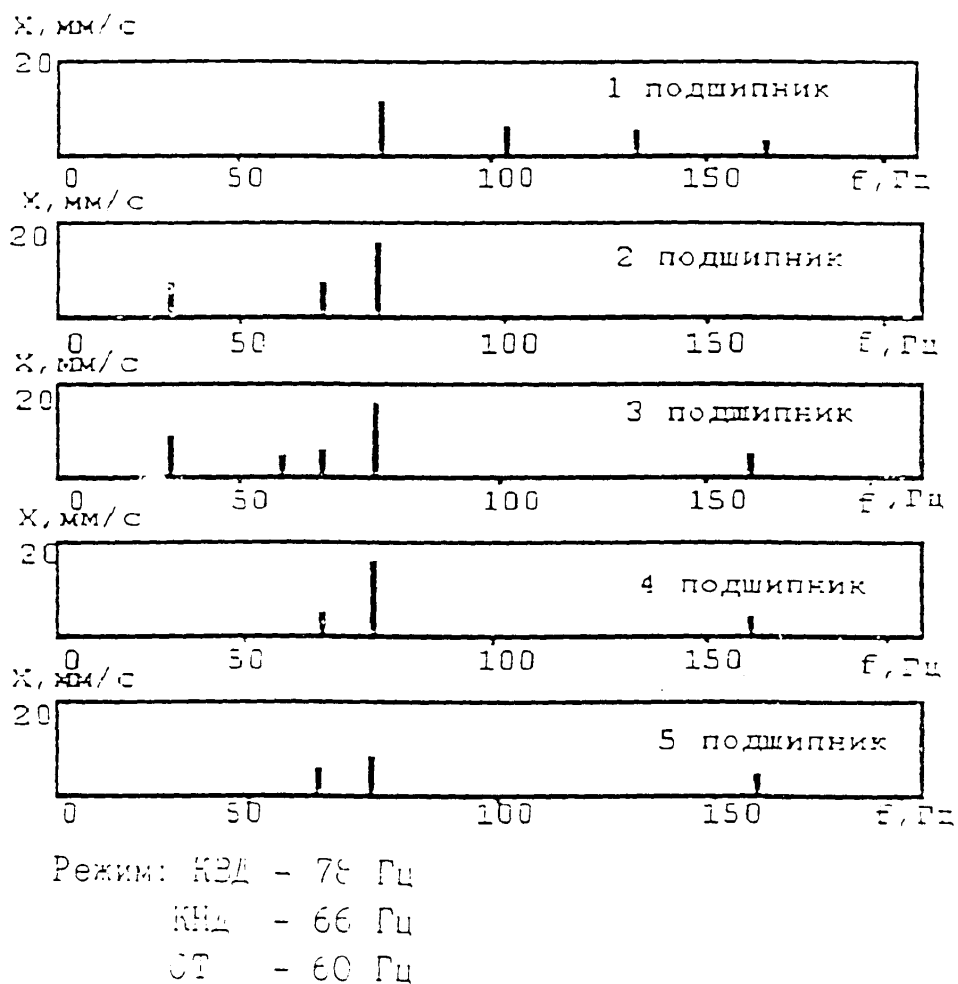
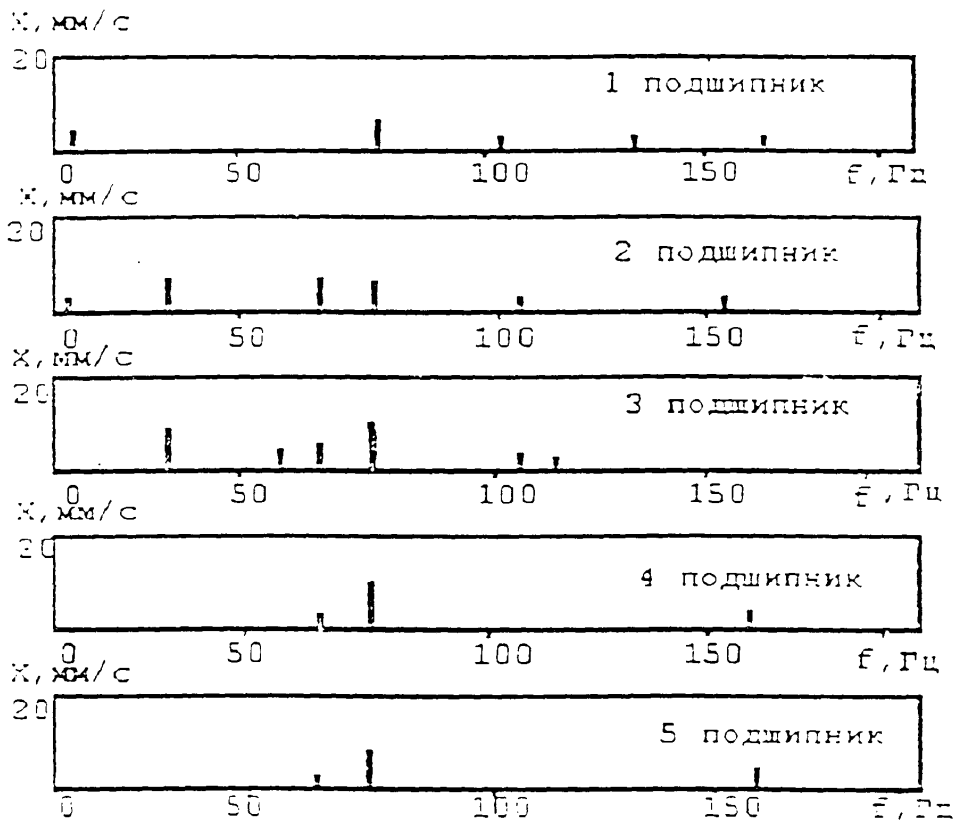


Рис. 5.22

Составляющие спектра вибрации подшипников
ГПА ГТН-25 ст. № 2 КС Гребенковская
(вертикальное направление)



Режим: КВЛ - 78 Гц
КНД - 66 Гц
СТ - 60 Гц

Рис. 5.23

подшипнике регистрируется высокий уровень вибрации на частоте следования рабочих лопаток ТНД.

Результаты виброобследований 10 ноября 1992 г. подтвердили, что 3-й и 5-й подшипники имеют высокий уровень вибрации. Зафиксировано, что на 5-м подшипнике в высокочастотном диапазоне на частоте 3900 Гц (частота следования рабочих лопаток ТНД) достигается уровень вибрации 90 м/с^2 , что на порядок выше уровня высокочастотной вибрации на 1-м ... 4-м подшипниках на частотах следования рабочих лопаток КВД, КНД, ТВД. Высокая вероятность того, что происходит задевание лопаток ТНД о корпус агрегата.

26 декабря 1992 г. на 3-м подшипнике на частоте вращения КВД-ТВД зарегистрирован уровень вибрации ($12,0 \dots 15,0 \text{ мм/с}$), близкий к границе предупредительных значений.

Вибрация 5-го подшипника характеризуется хаотическими ударами высокой интенсивности. Источником вибрации 5-го подшипника являются повторяющиеся задевания вращающихся и неподвижных элементов конструкции в районе ТНД.

На 2-м подшипнике существенно вырос уровень вибрации по сравнению с данными виброобследований агрегата, проведенных 10 ноября 1992 г.

С 6 января 1993 г. по март 1994 г. агрегат станц. № 2 находился в аварийно-восстановительном ремонте.

26.02.94 г. и 30.03.94 г. в результате виброобследований установлено, что на эксплуатационных режимах общий уровень вибрации не превышает границу допустимых значений на всех подшипниках (1, 2, 4, 5, 6, 7) за исключением 3-го подшипника (18 мм/с). С помощью спектрального анализа установлено, что основным источником вибрации является дисбаланс вала КВД-ТВД.

13.05.94 г. установлено, что на эксплуатационных режимах общий уровень вибрации 3-го подшипника превышает аварийный уровень и достиг 34 мм/с . Причина : дисбаланс ротора КВД-ТВД.

Установленные дефекты при разборке подтвердились. Проведено их устранение, балансировка роторов. Агрегат находился в ремонте с мая 1994 г. по ноябрь 1994 г.

31.10.94 г. агрегат проходил 72 часовые испытания после ремонта. Общий уровень вибрации на подшипниках меньше уровня предупреждения (15 мм/с) в 2...7 раз. Остается остаточный дисбаланс. Агрегат находился в ремонте с декабря 1994 г. по март 1995 г.

29.03.95 г. Обследование было приурочено к приемке агрегата из ремонта. Уровни вибрации ниже предупредительного. Техническое состояние агрегата нормальное. Уровни вибрации подшипников агрегата станц. № 2 на 29.03.95 г. приведены в таблице 5.10.

Агрегат станц. № 3 Гребенковской КС, оснащенный системой виброконтроля и диагностирования, на апрель 1995 г. наработал более 36000 часов. Техническое состояние удовлетворительное. Уровни вибрации подшипников приведены в таблице 5.11.

На КС Ромны 18.06.94 г. была введена в эксплуатацию система виброконтроля и диагностирования на агрегате стационарный № 1 и успешно эксплуатируется по настоящее время. Уровни вибрации находятся в пределах нормы и приведены в таблице 5.11а.

В результате вибрационного обследования ГПА ГТН-25 ст. № 2 Гребенковской КС, которое было проведено 20.05.97 г. после балансировки ротора КВД-ТВД в собственных подшипниках на номинальной частоте вращения КВД утверждается следующее. Запись сигналов вибрации проведена после одного и после двух часов работы агрегата. В результате анализа спектров вибрации выявлены дисбаланс КВД в районе 3-го подшипника.

Повышенный уровень вибрации других подшипников обусловлен передачей вибрации от ротора КВД-ТВД. При последующей работе агрегата наблюдалось незначительное улучшение вибрационного состояния за счет выравнивания температурных напряжений. Анализ теплотехнических параметров ГПА № 2 по показаниям штатных приборов (давление за КВД, температуры перед ТВД ,

Таблица 5.10 - Уровни вибрации подшипников ГПА ГТН-25 стационарный № 2 Гребенковской КС по состоянию на 29.03.95 г.

Номер под-шип-ника	Нап равле ние	Общ ий уро вень, мм/с	Уровни гармоник, мм/с					
			1 СТ	1 ТНД	1 ТВД	2 СТ	2 ТНД	2 ТВД
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	В	6,5	0,15	5,41	6,29	0,3	0,25	0,35
	П	3,4	0,3	2,91	1,5	0,05	0,15	0,23
2	В	9,1	0,82	7,22	6,2	0,2	0,87	0,68
	П	5,8	0,45	4,59	3,92	0,01	0,67	0,42
3	В	10,1	0,35	3,95	8,45	0,1	0,65	0,13
	П	7,4	0,08	3,15	6,55	0,12	0,51	0,13
4	В	10,0	0,25	1,2	6,81	0,15	0,23	0,71
	П	3,7	0,35	0,29	4,07	0,18	0,13	0,82
5	В	5,7	0,45	3,05	4,72	0,27	0,45	0,65
	П	5,5	0,41	4,2	5,13	0,23	0,37	0,55
6	В	5,8	1,06	0,36	4,3	0,45	0,17	0,39
	П	4,7	0,85	0,47	3,28	0,39	0,12	0,41
7	В	1,7	0,71	1,13	0,87	0,21	0,11	0,35
	П	1,4	0,81	1,24	1,02	0,15	0,10	0,32

Таблица 5.11. - Уровни вибрации подшипников ГПА ГТН-25 стационарный N 3 Гребенковской КС по состоянию на 28.03.95 г.

Номер подшипника	Уровни вибрации, мм/с	
	Вертикальное направление	Поперечное направление
1	2	3
1	4.1	2.0
2	5.6	2.2
3	4.4	1.0
4	1.8	3.6
5	1.6	2.1
6	1.6	1.9
7	1.0	1.1

Таблица 5.11а - Уровни вибрации подшипников ГПА ГТН-25 стационарный N 1 Ромненской КС по состоянию на 4.05.95 г.

Номер подшипника	Уровни вибрации, мм/с	
	Вертикальное направление	Поперечное направление
1	2	3
1	8.0	4.2
2	7.6	6.9
3	11.0	5.6
4	7.7	3.4
5	8.2	8.6
6	6.5	2.4
7	2.3	1.7

за ТНД и за СТ) позволил предположить наличие нарушений в проточной части, что привело к изменению газодинамических процессов, которые могли вызывать вибрацию, в том числе и на частоте вращения КВД, совместно с вибрацией от дисбаланса.

На агрегате ст. № 2 Гребенковской КС, которые регулярно проводились до остановки 11.08.97 г., получены следующие результаты. Агрегат № 2 имеет повышенный уровень вибрации на частоте вращения КВД, который обусловлен остаточным дисбалансом после балансировки в собственных подшипниках и, возможно, аэродинамическими силами в проточной части ГПА.

В результате вибрационных обследований ГПА ГТН-25 № 3 КС Гребенковская по результатам обследований 12.08.97 г. имел место повышенный уровень вибрации 5-го подшипника на частоте вращения СТ, а также значительная зависимость вибрации от температуры атмосферного воздуха. В спектре вибрации регистрируется повышенный уровень шумов в полосе частот 400-1000 Гц. Подобные явления наблюдались на этом агрегате и ранее. Эти признаки связаны с возникновением напряжений в корпусе агрегата вследствие заземления компенсатора газахода.

В результате вибрационных диагностирований ГПА ГТН-25 ст. № 2 КС-32П Ромненская, проводившихся регулярно с 6.03.97 г. после ремонта ГПА, выявлено, что уровень вибрации на частоте вращения КНД снизился и не превышал 14 мм/с. В то же время возрос уровень гармоник и негармонических составляющих частот вращения. В различные моменты записи их уровень изменялся в несколько раз на 4,5,6 подшипниках. Диагностируется перекос валов КНД и ТНД. Диагноз подтверждается нестабильностью уровней вибрации на частотах вращения КНД на 5 подшипнике в вертикальном и поперечном направлениях. Уровни вибрации нестабильны во времени. Путем выполнения центровки валов КНД и ТНД вибрация устранена.

По результатам комплексных обследований ГПА ГТН-25 Ромненской КС, проведенным 24.06.97 г. при нагрузке агрегата техническое состояние агрегата было хорошее.

В результате вибрационных диагностирований ГПА ГТН-25 ст. № 1 Ромненской КС, проведенных 6.03.97 г. после капитального ремонта, выявлено, что после капитального ремонта агрегат имел место высокий уровень вибрации.

Средствами диагностирования разработанной стационарной системы виброконтроля произведен анализ вибрации. По результатам диагностирования предполагалось, что причиной очень высокого уровня вибрации был дисбаланс КВД в районе третьего подшипника. Вероятной причиной дисбаланса предполагалось, что вибрация является следствием прогиба ротора, возникшего в результате длительного простоя агрегата в ремонте. На это указывало то, что после нескольких пусков уровень вибрации снизился до 16 мм/с с 24 мм/с. В то же время возрос уровень высших гармоник и негармонических составляющих частот вращения. В различные моменты времени уровень изменялся в несколько раз на 4,5,6 подшипниках. На 5-м подшипнике в вертикальном и поперечном направлениях нестабильны значения вибрационных параметров во времени.

По результатам анализа технического состояния ГПА 12.08.97 г. техническое состояние агрегата было удовлетворительным. В спектре вибрации ГПА № 1 наблюдается вторая гармоника частоты вращения КВД при незначительном общем уровне вибрации.

Результаты вибрационного диагностирования ГПА ГТН-25 ст. № 3 Ромненской КС, проведенные 29.09.97 г. показали, что низкочастотные спектры вибрации подшипников ГПА указывают на их удовлетворительное их состояние. Анализ высокочастотного спектра вибрации показывает наличие на опорном подшипнике (ОП) ТНД значительного уровня вибрации с частотой следования лопаток ТНД (вертикальная 0.8 мм/с, поперечная 1.44 мм/с). Ранее на этом подшипнике наблюдались кратковременные повышения вибрации до аварийного уровня, которые прекратились при снижении температуры наружного воздуха. Такие явления могут быть вызваны близостью либо касанием лопаток ротора ТНД стенок проточной части. На ОП СТ и опорно - упорном подшипни-

ке (ОУП) СТ наблюдался высокий уровень вибрации с частотой следования лопаток СТ (на ОП вертикальная вибрация 0,33, поперечная 3,04 мм/с, на ОУП вертикальная 1.05, поперечная 1.0 мм/с).

Результаты вибрационного диагностирования нагнетателя 650-22-2 ГПА ГТН-25/ДН80Л ст. № 1 Ромненской КС, проведенные 2.06.99 г. показали наличие незначительного уровня вибрации на частоте равной половине частоты вращения ротора нагнетателя, что указывало на автоколебательные процессы в подшипниках. Путем замены уплотнительных прокладок автоколебания были устранены.

В процессе эксплуатации системы выполнено большое количество других диагностирований технического состояния ГПА ГТН-25 на КС.

Проводился контроль метрологических характеристик, надзор за эксплуатацией и анализ работы системы виброконтроля.

В процессе исследовательской эксплуатации диагностической системы были выявленные некоторые недостатки, для устранения которых внесены изменения в конструкцию входных цепей системы с целью повышения надежности и защиты от помех и электрических перегрузок входов сигналов. Коррекция технических характеристик, проведенная на основании результатов исследования системы виброконтроля, включала следующее.

По результатам анализа работы системы виброконтроля ГПА возникла необходимость в разработке и изготовлении датчиков вибрации с большей рабочей температурой. В результате была проведенная замена датчиков вибрации и усилителей заряда.

При исследовании работы устройства виброконтроля было выявлено, что высокий уровень вибрации, в значительной мере обусловлен колебаниями на инфранизких частотах (ниже 10 Гц). С целью коррекции технических характеристик были изготовленные и установленные фильтры низких частот в каналы измерения.

Проведена коррекция динамических характеристик устройства для согласования с коэффициентами передачи. Опробование устройства с датчиками и

усилителями проведены в лабораторных условиях с помощью вибрационного стенда ВЭДС-10А.

Проведено опробование устройства при кратковременном отключении сети 220В, 50Гц, которое возникало в процессе эксплуатации. В результате устранена возможность прохождения ошибочных сигналов предупреждения и аварийной сигнализации.

Изменения коэффициентов передачи функциональных блоков, выявленные в процессе контроля динамических и амплитудно-частотных характеристик, как оказалось, вызванные изменением параметров переходных электролитических конденсаторов. Поэтому в функциональных блоках проведена замена типов конденсаторов.

Корректировалась диагностическая программа, в которую вносились изменения с учетом опыта предыдущей эксплуатации.

Проводилось обучение персонала КС работе с диагностической системой. Результаты диагностирования регистрировались в журнале и заносились в базу данных. В сложных случаях к анализу полученной информации привлекались специалисты для более детального анализа состояния ГПА. Анализ проверок показал, что аппаратные средства системы имеют удовлетворительное техническое состояние в течение длительного периода.

Приведенные выше результаты виброобследований ГПА ГТН-25, полученные с помощью системы виброконтроля и диагностирования, подтвердили их высокую точность и достоверность. После изготовления и монтажа системы виброконтроля и диагностики эксплуатировались на компрессорных станциях. За время эксплуатации системы выявили свои высокие функциональные возможности и высокую надежность.

Результаты внедрения показали, что одна из важнейших технологических операций, выполняемых при ремонте газоперекачивающих агрегатов (ГПА), а именно, устранение вибрации существенно облегчается при использовании разработанной системы диагностирования.

Стационарные автоматизированные вибродиагностические системы для по-

стоянного мониторинга ГПА очень удобны в эксплуатации и обладают достаточно широкими возможностями. Практика показывает, что стационарные системы контроля и диагностирования находят все более широкое применение. В настоящее время многими организациями проводятся работы по созданию, освоению и испытанию стационарных диагностических систем. Однако многие программно-аппаратные комплексы, разрабатываемые различными производителями, не адаптированы для выполнения вибродиагностических исследований ГПА, а экспертные системы не обеспечивают диагностирование газовых турбин, центробежных нагнетателей и других видов оборудования. Методы диагностирования, разработанные в диссертации, могут быть широко использованы в стационарных системах вибродиагностики.

Результаты внедрения также показали актуальность создания вибродиагностических систем позволяющих объединить их единой информационной сетью. Для этого необходим единый подход, например на базе стандарта MIMOSA (Machinery Information Management Open System Alliance - международного стандарта описания диагностической информации, который был принят в 1996г.).

На основании изложенных результатов и, учитывая опыт работы по устранению повышенной вибрации ГПА, следует отметить, что при совершенствовании стационарных систем вибродиагностики необходимо:

- ввести нормирование вибрации ГПА не только по общему уровню, но и по другим вибрационным характеристикам, что должно быть отражено в нормативной документации;
- использовать современные информационные технологии для формирования баз данных вибродиагностической информации. Необходимо создать базу данных комплексных обследований ГПА. База данных должна быть доступна для всех специалистов по вибродиагностике;
- периодические диагностирования ГПА должны быть обязательной технологической операцией в условиях эксплуатации. Технологический уровень этих операций требует совершенствования. Порядок выполнения этих опера-

ций должен быть отражен в нормативной документации.

Принятая на компрессорных станциях система планово-предупредительных ремонтов (ППР) обуславливает значительные эксплуатационные затраты. Использование отдельных элементов обслуживания ГПА «по состоянию» на основе разработанных в диссертации положений, позволило получить экономический эффект.

Приведенные выше результаты виброобследований ГПА ГТН-25, полученные с помощью системы виброконтроля и диагностирования, подтвердили их высокую точность и достоверность. После изготовления и монтажа система виброконтроля и диагностики была испытана в условиях эксплуатации на компрессорной станции Гребенковская. За время испытаний система выявила свои высокие функциональные возможности и высокую надежность.

Только за 1999 год применение системы дало годовой экономический эффект 280 тыс. грн. на один агрегат. Утвержденный расчет эффективности приведен в Приложении. В настоящее время системами виброконтроля и диагностики оснащаются ГПА большой единичной мощности других КС /96, 99/ .

ВЫВОДЫ

Основные результаты и выводы, полученные в работе, состоят в следующем.

1. Решена важнейшая задача - создание системы вибрационного диагностирования газоперекачивающих агрегатов большой мощности в условиях эксплуатации. На основе результатов теоретических и экспериментальных исследований динамических особенностей ГПА/76 и вибрационных характеристик, определяющих виброактивность его основных узлов, выявлены вибродиагностические признаки, повышающие достоверность диагностирования.

2. Усовершенствована методика, использующая параметры пространственных колебаний узлов агрегатов для определения их дефектов. Усовершенствованы методы оценки жесткости и фазовых сдвигов между колебаниями с частотой вращения валов, что позволяет разделить такие дефекты, как дисбаланс, несоосность валов и изменение жесткостных характеристик, имеющих общий диагностический признак - амплитуду колебаний с частотой вращения валов.

3. Предложена теоретически обоснованная методика, позволяющая проанализировать силовые воздействия, возмущающие вибрацию в узлах ГПА/76 путем расчетов на основании измерения вибрационных перемещений подшипников с учетом влияния демпфирования масляного слоя, податливости опор и роторов. Получены формулы для разделения возбуждающих силовых воздействий на составляющие, в частности, центробежных сил и периодических сил, действующих вдоль некоторого фиксированного направления. Расчетные характеристики возмущающих сил, полученные по результатам измерения вибрационных перемещений являются диагностическими признаками, позволяющие выявить причины роста вибрации агрегатов.

4. Разработана методика для определения изменений свойств вибросигналов, применение которой в системах виброконтроля ГПА/76 позволило избавиться

необоснованных остановок агрегатов, возникающих при случайных кратковременных всплесках вибрации. При реальной опасности для агрегата методика позволяет формировать аварийные сигналы для остановки агрегатов, что особенно актуально для трехвальных двигателей ГПА/76, имеющих нестабильные вибрационные характеристики. Разработаны оптимальные функциональные схемы аппаратных и программных средств для систем виброконтроля и вибродиагностики ГПА/76.

5. На основании зависимостей, полученных в ходе экспериментальных и теоретических исследований, разработана методика организации виброконтроля и диагностирования трехвальных двигателей ГПА/76.

6. Разработаны технология и порядок виброконтроля и диагностики ГПА/76 в условиях эксплуатации на компрессорных станциях магистральных газопроводов.

7. Результаты работы внедрены на компрессорных станциях ДК «Укртрансгаз». Экономический эффект обеспечивается увеличением межремонтного периода, снижением затрат на ремонт, снижением потребления газа на собственные нужды (Б1-3). Имеется документально подтвержденный экономический эффект, составивший в 1999 году 280 тыс. грн. на один агрегат (А). В настоящее время системы виброконтроля, разработанные на базе диссертации, эффективно эксплуатируются на большинстве компрессорных станций, оснащенных ГПА 25/76 и имеют наработку свыше 40 тыс.ч., а также на ГПА с конвертируемыми судовыми двигателями ДЖ-59, N= 16 МВт и имеют наработку свыше 20 тыс. ч.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Вибрации в технике: Справочник в 6 т./Ред. В.Н.Челомей.-М.: Машиностроение, 1981.-Т.5:Измерения и испытания/Под ред. Генкина М.Д.-496 с.
2. Вибрация энергетических машин:Справочное пособие/Под ред. Григорьева Н.В.-Л.:Машиностроение, 1974.-464 с.
- 3.Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов /Ф.Я.Галицкий, М.А.Иванова, А.Г.Соколова, Е.Н.Хомякова. М.: Наука,1984.113 с.
4. Васильев Ю.И., Бесклетный М.Е., Игуменцев Е.А. и др. Вибрационный контроль технического состояния газотурбинных газоперекачивающих агрегатов.-М.,Недра,1987.-196 с.
5. Зарицкий С.П. Диагностика газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом.-М.:Недра,1987.-198 с. Экономия топлива и электроэнергии.
6. Биргер И.А. Техническая диагностика.М.:Машиностроение,1978.
7. Васильев Ю.Н., Зарицкий С.П. Основные тенденции развития газотурбинных установок для газоперекачивающих агрегатов//Транспорт и хранение газа:Реф.информ./ВНИИЭГазпром.-1978.-N7.-С 19-28.
8. Бойко М.В., Полищук О.Ф., Сапрыкин С.А., Соляник В.Г. Система аварийной защиты по вибрационному состоянию узлов ГПА ГТН -25//Нефтяная и газовая промышленность.-1992.-N 4.С 41.
9. Сапрыкин С.А., Бойко М.В., Полищук О.Ф., Соляник В.Г. Система защиты ГПА ГТН-25 от вибрационных перегрузок /Информационный листок N 151-93.-Харьков (Харьковский ЦНТЭИ).
10. Сапрыкин С.А., Бойко М.В., Полищук О.Ф., Соляник В.Г. Система виброконтроля ГТН-25// Обеспечение экологической и безопасной эксплуатации газотранспортной системы Украины: Тез.докл. Научно-технической конференции.-Черкассы, 1992.-С.41.

11. Патент России N 2052784. Устройство для контроля вибрации (от 20 января 1996 г.) Бойко М.В., Козак С.Р., Полищук О.Ф., Сапрыкин С.А., Соляник В.Г.

12. Вертепов А.Г., Зарицкий С.П. Параметрическое диагностирование проточной части газотурбинных установок и центробежных нагнетателей. Обз.информ. Сер. Транспорт и подземное хранение газа.-М.: ВНИИЭГазпром,1989.-Вып.4.-46с.

13. Отт К.Ф., Пиотровский А.С. Параметрическая диагностика состояния элементов газотурбинных ГПА в условиях эксплуатации ВНИИЭГазпром,1988.- Вып.11.-С.1-8(сер. Транспорт и подземное хранение газа).

14. Разработка метода параметрической диагностики газоперекачивающих агрегатов и взаимодействия магистральных газопроводов с окружающей средой:Отчет МИНХиГП по теме N48/30-84.-М.,1986.-163с.

15. Ильин В.А., Сорокин И.А. Подсистема трибодиагностики узлов ГПА //Газовая промышленность.-1985.-N8.-С 35-37.

16. Малофеев В.П. Диагностика технического состояния газовых компрессоров магистральных газопроводов по анализу продуктов изнашивания в смазочном масле: Авторефер.диссертации канд.техн.наук.-М.,1981.-41с.

17. Хансен Дж.С. Проверка состояния подшипников//Нефть, газ и нефтехимия за рубежом,1985.-N1.-С. 68-71.

18. Шарипов В.Г. Перспективы применения ультразвука для контроля дефектов деталей газотурбинных установок//Транспорт и хранение газа: Реф.информ./ВНИИЭГазпром.-1976.-N11.

19. Седых З.С., Дельсаль В.П., Терентьев А.Н. и др. Повышение надежности газоперекачивающих агрегатов путем совершенствования систем технического обслуживания и ремонта //Газовая промышленность:/ВНИИЭГазпром, М. 1980,-Вып.10.-С. 3-9 (Реф.сб. Транспорт и хранение газа).

20. Костин В.И. Повышение технического и организационного уровня

ремонта ГПА//Газовая промышленность,1987-N6-C.30-32.

21. Устройство непрерывного контроля и диагностики газотурбокомпрессора. Royce books orders for DATM 4 condition monitoring systems//Gaz Turbine World.-1989.-19.-N 5.C 30.

22. Сапрыкин С.А., Бойко М.В. Вибрационные системы диагностики ГПА//Нефтяная и газовая промышленность.-1991.-N1.-C 49-50.

23. Куприянов С.Б., Масягин В.Е., Чарный Ю.С. Техничко-экономические вопросы диагностирования газоперекачивающих агрегатов//Газовая промышленность:Обзорн.информ./ВНИИЭГазпром.-1987.-Вып.8.-51с.(сер. Транспорт и хранение газа).

24. Нормы вибрации. Оценка интенсивности вибрации газоперекачивающих агрегатов в условиях эксплуатации на компрессорных станциях Министерства газовой промышленности/ВНИИЭГазпром,М.,1985. -16с.

25. Регламент измерений, необходимых для технической диагностики газоперекачивающих агрегатов, технологических обвязок и общестанционного оборудования компрессорных станций/ВНИИЭГазпром, М.,1984.-46с.

26. Бычков О.Д. Контроль внутренних поверхностей.М.:Энергия, 1985.-116с.

27. Дельсаль В.П., Табашков Ю.И., Рыбак В.С. Применение оптических приборов для диагностики газотурбинных газоперекачивающих агрегатов на компрессорных станциях магистральных газопроводов// Газовая промышленность: Обзорн.информ./ВНИИЭГазпром.-1983.-Вып. 1.-26с.(сер. Транспорт и хранение газа).

28. Иста Йосло. Виброконтроль машин с вращающимися валами//Кэйсо, Instruvention.-1977.Bd, Nr.7.-S. 22-26.

29. Bayes J.D. Noise and vibration analysis of reciprocating machines//Noise and vibr. Worldwide.-1981.-vol.12, No 3.-P.90-92.

30. Лисицын И.С. Вынужденные колебания гибких роторов на анизотроп-

ных опорах//Энергомашиностроение,1980.-N2.-С. 8-10.

31. Петров В.П., Лавров В.В., Лось В.А. Расчет на вибрацию многопролетных роторов турбоустановок//Энергомашиностроение, 1977.-N5.-С. 19-21.

32. Поздняк Э.Л. Автоколебания роторов со многими степенями свободы//Механика твердого тела,1977.-N 2,-С. 40-50.

33. Бесклетный М.Е., Игуменцев Е.А. Вибрационная диагностика местонахождения дисбаланса газотурбинной установки ГТ-750-6//Энергомашиностроение,1980.-N4.-С. 27-29.

34. А.С. СССР N 1397759 Устройство для определения амплитуды и фазы дисбаланса / Кожевников П.С., Микиртычев С.К., Свиреденко А.В., Бузылев А.Н.-опубл. 23.05.88 Бюл. 19.

35. Власов С.М., Дерябин В.И., Старцев В.В. и др. Оценка вибрационного состояния лопаточного аппарата осевого компрессора газотурбинной установки по косвенным признакам.-Уральский политехнический институт,1989.

36. Бесклетный М.Е., Игуменцев Е.А. Вибрационная диагностика лопаток ГТУ по предельным уровням крутильных колебаний ротора//Проблемы прочности,1981.-N12.-С 114-117.

37. Васильев Ю.И., Христензен В.Л., Игуменцев Е.А. Предупреждение поломки рабочих лопаток газотурбинных ГПА//Газовая промышленность. Серия: Транспорт, хранение , использование газа в народном хозяйстве. Экспресс-информация.-1982.-N3.-С 21-24

38. А.С. СССР N718746 Устройство для вибрационного испытания лопатки турбомашин/Равин А.А., Мясников Ю.Н., Чекалов Ю.Н., Нелепин Р.А.-опубл. в Б.И. 28.02.80.

39. Старцев В.В., Дерябин В.И., Власов С.М. Оценка вибрационного состояния лопаточного аппарата осевого компрессора ГТУ по косвенным признакам.-М.,1989.-10 с.-Деп. в ВНИИЭГазпроме 26.09.89, N 1195-гз89.

40. А.С. N 1296890 (СССР) Способ определения жесткости подшипниковых опор /Бойко М.В., Сапрыкин С.А., Полищук О.Ф., Нефёдов А.А.-Опубл.в Б.И.-1987.-N10.
41. Костин В.И., Игуменцев Е.А., Комардинкин В.П., Христензен В.Л. Вибродиагностическая система обнаружения дефектов ГПА.- М.:ВНИИЭГазпром,1987,Вып.2.-С.3-9(Сер. Транспорт и подземное хранение газа).
42. Григорьев И.В., Рогачев В.М. Об устойчивости и колебаниях сложных роторных систем с подшипниками скольжения.-В кн.: Колебания и динамическая прочность элементов машин.М.,Машиностроение,1976.-С. 88-98.
43. Фрейман В.Б. Техническая диагностика состояния конструктивных узлов крепления вертикальных камер сгорания ГТУ типа ГТК-10.- М.:ВНИИЭГазпром, 1987.-Вып.9.-С.1-4 (Сер. Транспорт и подземное хранение газа).
44. Разработка методов технической вибродиагностики систем ГПА- фундамент: Отчет МИНГиГП по теме N 126 30-84.-М.,1986.-54с.
45. Симоновский В.И., Барнев С.В. Оценка дисбаланса и расцентровок роторов многовальных компрессорных установок по данным измерений на опорах//Тез. докл. 8 Всес. научн.-техн.конф. "Создание компрессорных машин и установок, обеспечивающих интенсивное развитие отраслей топливно-энергетического комплекса", Сумы,1989,ч.2.-С. 56-90.-Рус.
46. А.С. СССР N 1652861 Устройство диагностики турбомашин/Рындак В.К., Сидорин Г.Н., Кукушкин И.В. и др.-опубл. 30.05.91 в Б.И. N20.
47. А.С. СССР N 1114143 Способ диагностики газотурбинного двигателя газоперекачивающего агрегата/Коровин А.С., Пак В.Д.-публ. 30.11.90. Бюл. N 44.
48. А.С. СССР N 1490542 Способ контроля технического состояния газотурбинной установки/Щуровский В.А., Корнеев В.И., Сеницын Ю.Н.-опубл.

30.06.89 в Бюл. N24.

49. А.С. СССР N 1816986 Способ вибродиагностирования газотурбинных двигателей/Ремизов В.В., Сула А.С., Михайлов В.В., Шестериков А.В. -опубл. 23.05.93 Бюл. N19.

50. А.С. СССР N 1820273 Способ обнаружения частиц в масляном зазоре пары скольжения/Штурм Адольф, Бод Манфред, Улеманн Штефан, Пауль Ральф, Диттрих Бернд и др.-опубл. 07.06.93 в Бюл. N 21.

51. А.С. СССР N 1377651 Способ раннего обнаружения дефектов турбомашин/Збродов Н.А., Игуменцев Е.А., Костин Е.А., Сидоренко В.И., Тихонов В.Г., Христензен В.Л.-опубл. 28.02.88 в БИ N 8.

52. Зарицкий С.П., Суслина Г.К. Диагностирование технического состояния газотурбинного тракта ГТУ по расходу тепла.-В кн.: Транспорт газа в северных районах/М.,ВНИИГаз,1982.-С. 72-88.

53. Линц В.П. Техническая диагностика машин.-М.:Знание,1971.48 с.

54. Лебедев А.В., Бородин Ю.П., Зазулин В.А. Методы и средства безмонтажной диагностики//Приборы и системы уравнения.-1977.N3.-С. 56-58.

55. Павлов Б.В. Акустическая диагностика механизмов.- М.:Машиностроение,1971.-224 с.

56. Макс Ж. Методы и техника обработки сигналов при физических измерениях: В 2 т.:Пер. с франц.-М.:Мир,1983.-Т.1.-312 с.

57. Приборы и системы для измерения вибрации, шума и удара: Справочник в 2-х кн./Под ред. Клюева В.В.-М.:Машиностроение, 1978.-Кн.2-439 с.

58. Соколова А.Г. Методы и средства технической диагностики. -Обзорн. информ./ЦНИИТЭИприборостроения.-1981.-N1.-С 38.-(Сер. ТС-5)

59. Электронная аппаратура:Фирменный каталог/Фирма "Брюль и Кьер".-Нэрум,1983/1984.734 с. Дания.

60. Якубович В.А. Виброизмерительная аппаратура за рубежом. Обзорн. информ. /ВНИИОЭНГ.-1980.-55 с.- (Сер. Автоматизация и телемеханизация

нефтяной промышленности.

61. Смирнов В.А., Крейн А.З. Моделирование вибрационных процессов газоперекачивающих агрегатов//Газовая промышленность:Обзорн. информ./ВНИИЭГазпром.-1985.-Вып.11.-67с.(Сер. Транспорт и хранение газа).

62. Комардинкин В.П.,Радчик И.И.,Ровинский В.Д.,Смирнов В.А. Вибрационная надежность газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом//Газовая промышленность: Обзорн. информ./ВНИИЭГазпром.-1982.-вып.3.-47с.(сер. Транспорт и хранение газа).

63. Дубинский В.Г., Зарицкий С.П., Тихонов А.Д. Организационные и методические принципы развития диагностирования газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом.//Газовая промышленность: Обзорн.информ./ВНИИЭГазпром.-1986.-Вып.3.-65с. (сер. Транспорт и хранение газа).

64. Рыгалин В.Г. Современные методы и средства вибрационного контроля//Приборы, средства автоматизации и системы управления:Обзорн.информ./ЦНИИТЭИприборостроения.-1986.-Вып.2.-47с. сер. ТС-7 Машины и приборы для измерения механических величин).

65. Дубинский В.Г., Зарицкий С.П. Солнышкин Б.Г., Тихонов А. Д., Чарный Ю.С., Шульман М.Х. Системы автоматизированного контроля технического состояния газоперекачивающих агрегатов //Газовая промышленность:Обзорн.информ./ВНИИЭГазпром.-1985.-Вып.4.-31с. (сер. Автоматизация, телемеханизация и связь в газовой промышленности).

66. Максименко С.В., Поляков Т.Н., Труфанов А.Н. Методы и средства технической диагностики оборудования компрессорной станции: Обзорн.информ. Сер. Транспорт и подземное хранение газа.М.:ВНИИЭГазпром.1990.66с.

67. Бесклетный М.Е., Игуменцев Е.А., Бойко М.В., Душкин Е.Н., Сапрыкин С.А. Система контроля и диагностики вибрационного состояния ГПА//Газовая промышленность.-1987.-N10.-С. 30,31,33.

68. Бойко М.В. Исследование вибрационных характеристик газоперекачивающих агрегатов ГТН-25//Газовая промышленность.Серия: Транспорт и подземное хранение газа. Экспресс-информация.-1987.Вып.10.-С.8-13.

69. Петрович В.И. Виброаппаратура для диагностики энергетического оборудования //Приборы и системы управления.-1989.-N5.-С 24-26.

70. Сапрыкин С.А., Бойко М.В., Нефёдов А.А. Исследование надежности ГПА ГТН-25 в условиях эксплуатации//Нефтяник.1991.-N11.С 20-21.

71. А.С. N 1727013 (СССР) Способ вибрационного контроля машин /Бойко М.В., Сапрыкин С.А., Полищук О.Ф., Божко А.Е.-Опубл. в Б.И.-1992.-N14.

72. Tobin, Neny G Overview of trasdicera fnd sensors diagnostics.-SAE Priprints, a.a., N 700495, 10 p.p. ill//Надежность и контроль качества:экспресс-информация/ВИНИТИ.-1981.-N10.С. 8-18.

73. Разработка системы аварийной защиты по вибрационному состоянию узлов ГТН-25 (отчет) 41.103/91,92, N Гос.регистрации 01 00 272 04, Укрниигаз, Сапрыкин С.А., Бойко М.В. Харьков 1992.70с.

74. Авторский надзор за освоением системы аварийной защиты по вибрационному состоянию узлов ГТН-25, корректировка технической документации опытной партии (отчет) 41.365/92,92, N Гос.регистрации UA 01 000 136 P, Укрниигаз, Сапрыкин С.А., Бойко М.В., Харьков, 1992.-32с.

75. Методические указания по определению экономической эффективности использования в газовой промышленности новой техники, изобретений и рационализаторских предложений (Раздел III).-М.:ВНИИЭГазпром,1980.-108с.

76. Нормы вибрации. Оценка интенсивности вибрации газоперекачивающих агрегатов в условиях эксплуатации на компрессорных станциях Министерства газовой промышленности.-М.:ВНИИЭГазпром,1985.-17с.

77. Бондаренко Г.А., Крившич М.Г., Петров В.В., Стеценко А.А. Вибрации центробежных нагнетателей природного газа. Нормы и методика оценки вибрационного состояния. М.-: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1990г.-

20с.(Обз.информ. сер. ХМ-5).

78. Молокова Л.Д. Испытательное оборудование и приборы виброметрии зарубежных фирм.М.,1986.-Вып.2.-12с./Э.И. ЦНИИТЭИприборостроения (ТС-7 "Машины и приборы для измерения механических величин").

79. Приборы для вибрационного контроля роторных машин //Пуранто эндзиния-Plant End.-1991.-23.-N 3. С 1-3.

80. Тухбатулин Ф.Г., Игуменцев Е.А. Автоматизированные вибродиагностические приборы и системы газоперекачивающих агрегатов. Тез.докладов. Третья международная деловая встреча "Диагностика-93", Ялта,1983.С 171-172.

81. Панич А.Е. Перспективы использования пьезоэлектрических датчиков для систем виброакустического контроля, диагностики и аварийной защиты газоперекачивающего оборудования и трубопроводных сетей: Тез.докладов. Третья международная деловая встреча "Диагностика-93", Ялта,1983.С 195-196.

82. А.С. СССР N 805104 Способ определения технического состояния газотурбинного газоперекачивающего агрегата/Зарицкий С.П., Шуровский В.А., Деев В.С., Корнеев В.И.-опубл. 15.02.81.

83. Vibration checker series/Oimatsu Akiharu. Kubogama Kiyoshi//NKK Teehn Rev.-1983.-N 55.-С 60-61 (англ.).

84. Сергеев К.Н., Серебрянный Ф.М., Столяров Ю.Г., Чесноков Т.А. Аппаратура контроля вибрации комплекса систем вибрационного контроля и диагностики вращающихся деталей машин и механизмов. -В кн: Современ. состояние и перспективы развития методов и средств виброметрии и вибродиагностики, Минск, 1989.-С 48-49.

85. Приборы для вибрационного контроля роторных машин//Пуранто эндзиния=Phant Enl.-1991.-23.-N 3.-С. 12-13.

86. Метод диагностики состояния машин на основе анализа переходных процессов. Vibration based diagnostics of machine transients/Lyon Richard

Н.//Sound and V.br.-1988.-22,N 9.-С. 18-22-Англ.

87. Диагностика турбомашин с использованием экспертных систем. Export system based diagnjsis of turbomachinery/White M.F.,Steinebach C./VDJ-Ber.-1987.-N 644.-С. 43-62.-Англ.

88. Строганов М.П., Шкодырев В.П., Ляпощенко В.А., Красиловец Н.В. Система для измерения параметров вибросигналов на базе микропроцессорных устройств.-Датчики систем измерения, контроля и управления: Межвуз. сб. науч. трудов Пензенского политехнического института,1983.-Вып. N 3.-С. 138-141.

89. Прохоров А.В., Онучин М.Ф. Компрессорные машины с микропроцессорными системами управления, контроля и защиты //Химическое и нефтяное машиностроение,1993.-N3.-С 20-24.

90. Зарицкий С.П., Исерлис Ю.Э., Малинин В.А. Автоматизированные системы технической диагностики оборудования КС //Газовая промышленность,1992.-N4.-С. 27-28.

91. Портативный измеритель вибрации. Handy vibration monitor //Steel Fiones.-1992.-220,N 8&-С. 388.-Англ.

92. Прибор для измерения параметров вибрации. Sistema de medida de vibracions for laser//Met. y. dec.-1992.-56,N 645.-С 107.-Исп.

93. Электронные системы вибродиагностики и защиты оборудования. Electronie Vibration Alarm and Protection Control Systems. "Turbomach. Int.", 1987,28.-N1.-С.13.-Англ.

94. Контрольно-сигнальная виброизмерительная аппаратура. Vibration checker series/Oimatsu Akiharu, Kuboyama Kiyoshi//NKK Techn.Rev.-1989.-N 55.-С.60-61.-Англ.

95. Бассвиль М., Вилски А. Обнаружение изменения свойств сигналов и динамических систем. -М.: Мир,1989,-279 с.

96. Сапрыкин С.А., Соляник В.Б., Черный И.Ф., Гарагуль А.А. Анализ

результатов диагностирования основных узлов ГПА ГТН-25. Нафта та газ України-96. Матеріали науково-практичної конференції (Харьков, 14-16 мая 1996 г.). В 3-х томах; Харьков: Украинская нефтегазовая академия (УНГА). - 1996.-ТОМ 3. - С 151.

97. Сапрыкин С.А., Бойко М.В., Полищук О.Ф., Соляник В.Г. Система защиты ГПА ГТН-25 от вибрационных перегрузок //Информационный листок N151-93. Харьков (Харьковский ЦНТЗИ).

98. Андронов А.А., Витт А.А., Хайкин С.Є. Теория колебаний. – М.: Наука, 1959. – 915 с

99.Сапрыкин С.А., Бойко М.В., Полищук О.Ф., Гарагуль А.А., Соляник В.Г. Система контроля и диагностирования газотурбинных двигателей большой единичной мощности //Совершенствование энергетических и транспортных турбоустановок методами математического моделирования, вычислительного и физического экспериментов: Тез. докл. Международной научно-технической конференции. - Змиев, 1994.-Ч.1.-С.92.

100. Кельзон А.С., Циманский Ю.П., Яковлев В.И. Динамика роторов в упругих опорах .- М.: Наука, 1982. – 280 с.

101. Сапрыкин С.А., Бойко М.В., Полищук О.Ф., Соляник В.Г. и др. Стационарная система виброконтроля и диагностирования основных узлов газоперекачивающих агрегатов большой единичной мощности. Материалы научно-практической конференции "Нефть и газ Украины-96" (Харьков, 14-16 мая 1996 г.).-1996г.- Том.3.-С.75.

102. Бабаков И.М. Теория колебаний. – М.: Наука, 1968. – 560 с.

103. Соляник В.Г. Дослідно-промислова експлуатація стаціонарної системи віброзахисту і діагностування ГПА. Нафтова і газова промисловість.-1999.-№ 1, с. 47-49.

104. Грудзь В.Я., Михалків В.Б., Соляник В.Г., Ізбаш В.І. Параметричне діагностування газоперекачувальних агрегатів великої одиничної потужності. //

Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Випуск до 100-річчя нафтогазової освіти на Україні. 1998 р.

105. 3. Соляник В.Г., Грудзь В.Я. , Шлапак Л.С., Саприкін С.О., Бойко М.В. Дослідження коливань конструктивних елементів конструктивних елементів газоперекачувальних агрегатів. Нафтова і газова промисловість. 1999.- № 4.- с. 38-39.



ЗАТВЕРДЖУЮ:
 Генеральний директор
 ДК "Укртрансгаз"
 А. Руднік
 « _____ » _____ 2000 р.

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів дисертаційної роботи Соляника Володимира Григоровича "Удосконалення вібродіагностичних методів та засобів контролю газоперекачувальних агрегатів ГПА-25/76", поданої на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за фахом 05.15.13 - Нафтогазопроводи, бази і сховища.

Даний акт складений про те, що в ДК "Укртрансгаз", відповідно до плану впровадження нової техніки, упроваджені результати дисертації В.Г. Соляника при виконанні науково-дослідних робіт:

41.103/91-92 - Розробка системи аварійного захисту по вібраційному стану ГПА ГТН-25;

41.365/92-92 Авторський нагляд за освоєнням системи аварійного захисту по вібраційному стану вузлів ГПА ГТН-25, корекція технічної документації.

Результати, отримані в дисертації, використовуються при розробці систем віброконтролю і діагностування ГПА з конвертованими судновими двигунами.

При виконанні перерахованих науково-дослідних робіт використані, отримані в дисертації: функціональні схеми побудови апаратних і програмних засобів системи віброконтролю; методика визначення змін властивостей вібросигналів; діагностичні ознаки для визначення дефектних вузлів ГПА.

Впровадження розробок здійснено на КС Гребінківська і Роменська для всіх експлуатованих ГПА ПН-25.

Річний економічний прибуток від впровадження склав 560 тис. грн. У тому числі частка автора склала 50% від цього прибутку - 280 тис. грн.

Директор Укрндігазу

Зав. економічним відділом

Зав. відділом КС і АГНКС



І.Фик

І. Мудрий

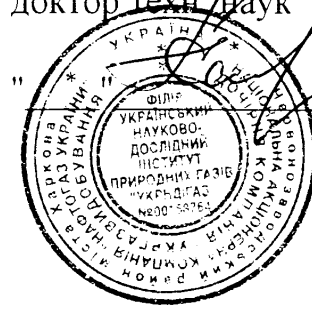
М. Бойко

ЗАТВЕРДЖУЮ

прибуток в сумі 280 тис. грн.

Директор УкрНДІгазу

доктор техн. наук



1. Фик
2000.

**РОЗРАХУНОК
ФАКТИЧНОГО РІЧНОГО ДОХОДУ (ПРИБУТКУ)
ВІД ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ
СОЛЯНИКА ВОЛОДИМИРА ГРИГОРОВИЧА "УДОСКОНАЛЕННЯ
ВІБРОДІАГНОСТИЧНИХ МЕТОДІВ ТА ЗАСОБІВ КОНТРОЛЮ
ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ ГПА-25/76" НА КС
ГРЕБІНКІВСЬКА ТА РОМНЕНСЬКА**

Договір 41.365/92-92

Зав.відділом КС і АГНКС,

канд. фіз.-мат.наук,

керівник договору

М. Бойко

Зав.відділом економіки,

канд.екон.наук

І. Мудрий

Харків, 2000.

1 Короткі відомості про захід

Прийнята на компресорних станціях (КС) система планово-попереджувальних ремонтів (ППР) обумовлює значні експлуатаційні витрати. Зростання напрацювання у міжремонтний період зі збереженням показників надійності можливе тільки при раціональній організації технічного обслуговування агрегатів.

Вдосконалення комплексної системи вібраційного діагностування стану ГПА забезпечує оперативність виявлення дефектів агрегату та своєчасне вжиття заходів з їх усунення.

Вдосконалені системи забезпечують надійність і збільшення напрацювання агрегатів в міжремонтний період і подовження терміну їх експлуатації.

2 Стадія розробки

Розрахунок фактичного доходу (прибутку) складено на стадії вдосконалення системи вібродіагностування.

3 Форми прояву економічної ефективності

Ефективність від вдосконалення заходу досягається за рахунок своєчасного виявлення несправностей і вжиття заходів для їх усунення, що дасть можливість зменшити витрати на ремонт і експлуатацію і збільшити міжремонтний період, а також підвищити безпеку експлуатації обладнання.

4 Обсяг впровадження

Розрахунок складено для 6 систем вібродіагностування на КС Гребінківська та Ромненська УМГ Київтрансгаз.

5 Вихідні дані

Показники ГПА-25/76	До	Після
	впровадження	
Середнє напрацювання ГПА до і після впровадження системи вібродіагностування, годин	9000	12000
Середня вартість ремонту, тис.грн	384.0	
Кількість працюючих агрегатів на КС	6	
Кількість ремонтів, що припадає на 1 агр. на річний період напрацювання ГПА	0.973	0.73

6 Розрахунок доходу

Фактичний дохід від застосування систем вібродіагностування визначається як

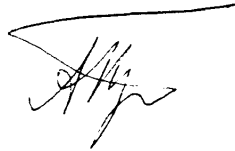
$$D = Z_p * (N_1 - N_2) * n,$$

де Z_p - середня вартість ремонту;
 N_1, N_2 - кількість ремонтів на КС.

$$D=384,0*(0,973-0,73)*6=580.0 \text{ тис.грн.}$$

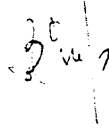
Річний економічний прибуток від впровадження склав 560 тис. грн. У тому числі частка автора склала 50% - 280 тис. грн.

Розрахунок склав
Інженер-технолог I кат.



О. Праско

Розрахунок перевірів
Молодший науковий співробітник
відділу економіки



В. Скоробагатько

Результаты исследований ГПА ГТН-25. Спектры вибрации в диапазоне 0-1000 Гц, вертикальная вибрация ГПА №3, КС Гребенковская

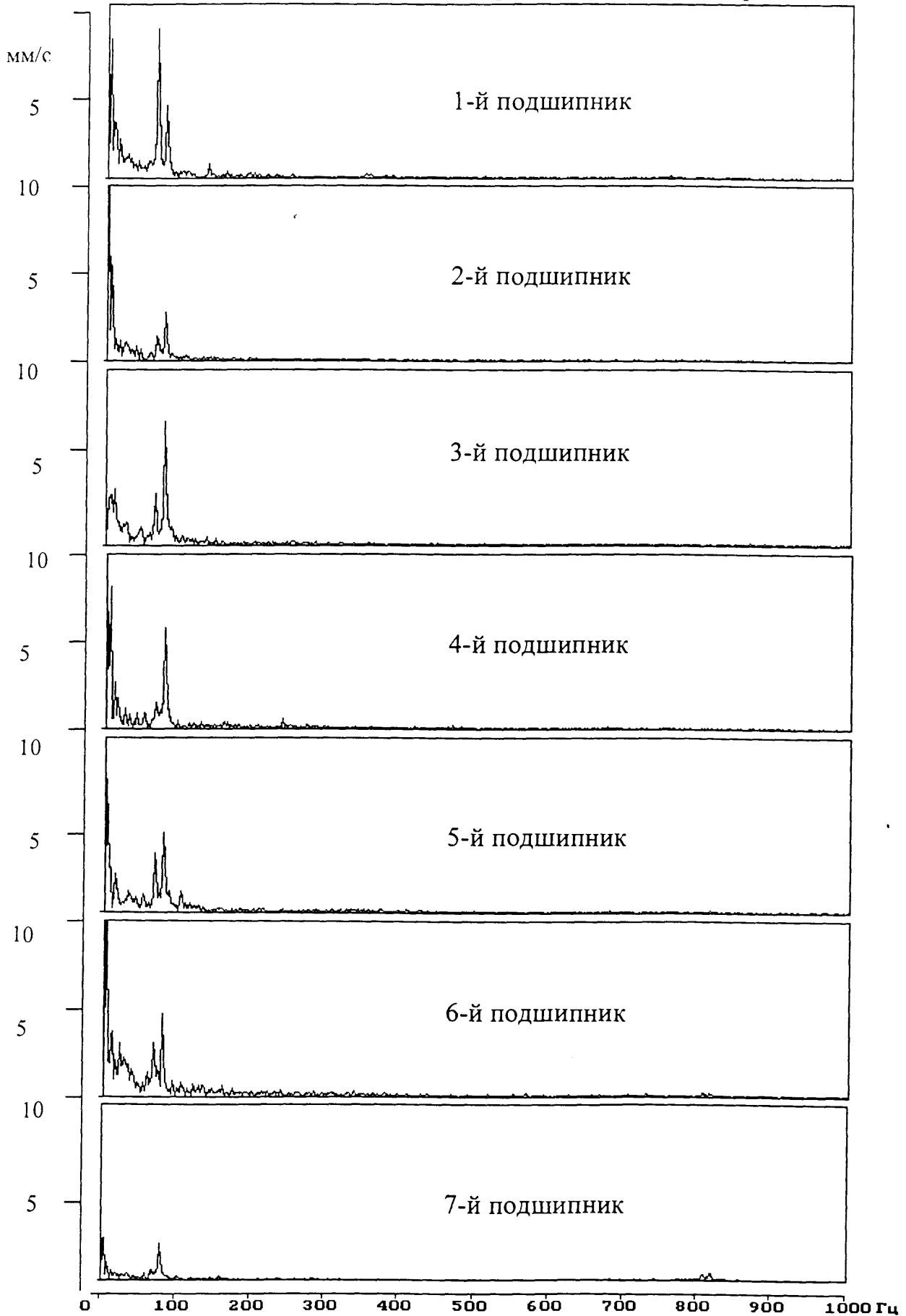


Рис. 1

Результаты исследований ГПА ГТН-25. Спектры вибрации в диапазоне 0-1000 Гц, поперечная вибрация ГПА №3, КС Гребенковская.

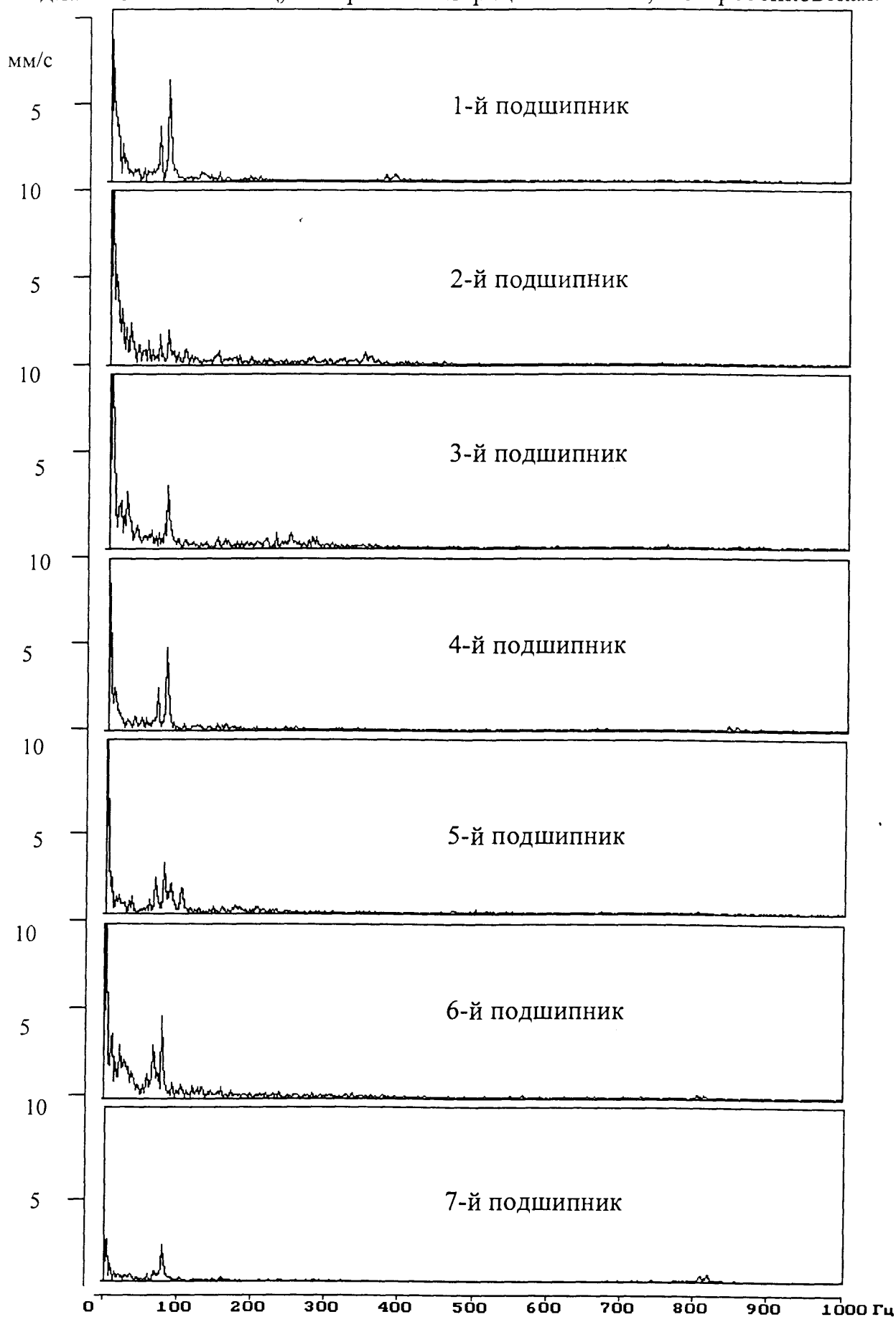


Рис. 2

Результаты исследований ГПА ГТН-25. Спектры вибрации в диапазоне 0-16000 Гц, вертикальная вибрация ГПА №3, КС Гребенковская.

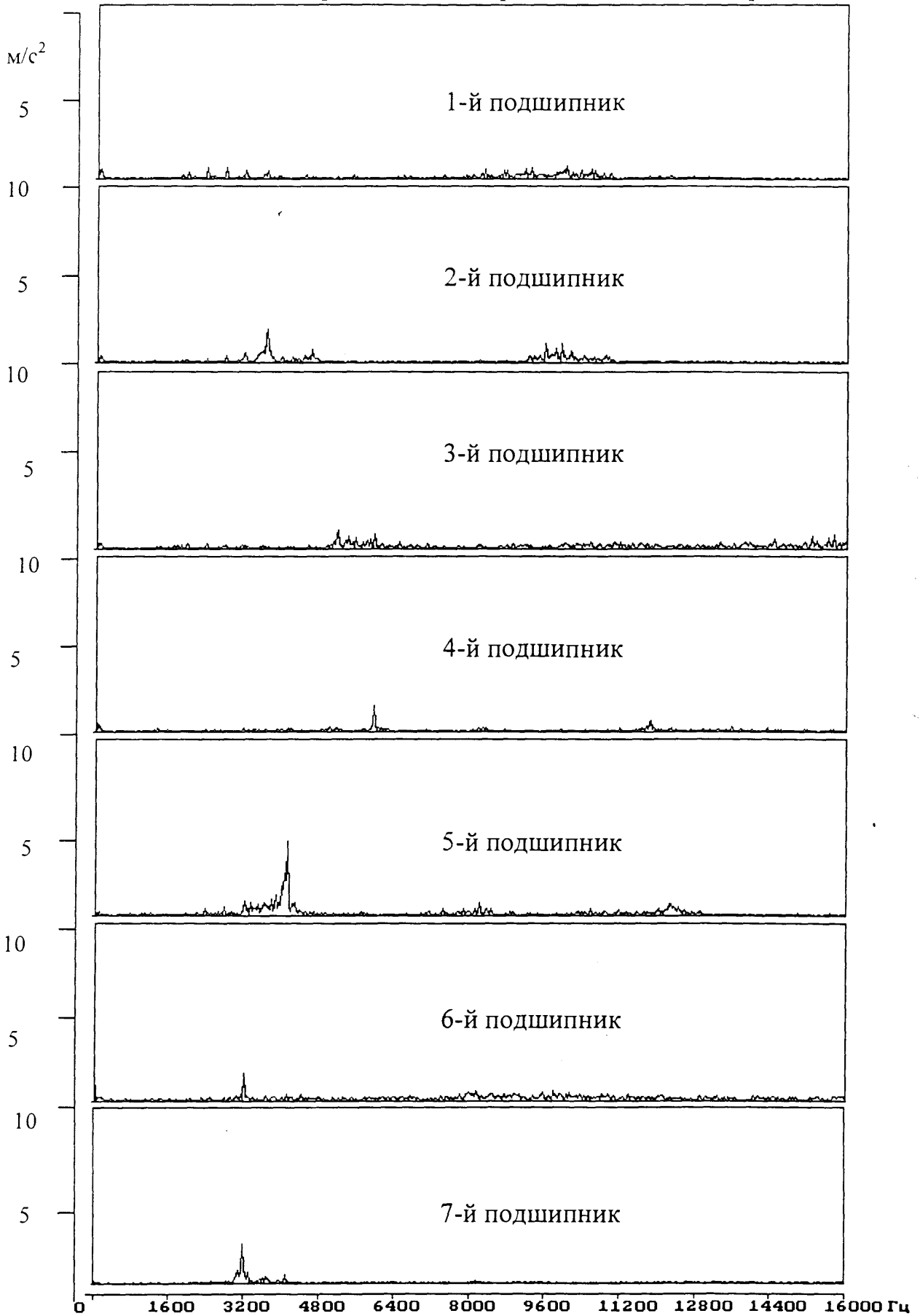


Рис. 3

Результаты исследований ГПА ГТН-25. Спектры вибрации в диапазоне 0-16000 Гц, поперечная вибрация ГПА №3, КС Гребенковская.

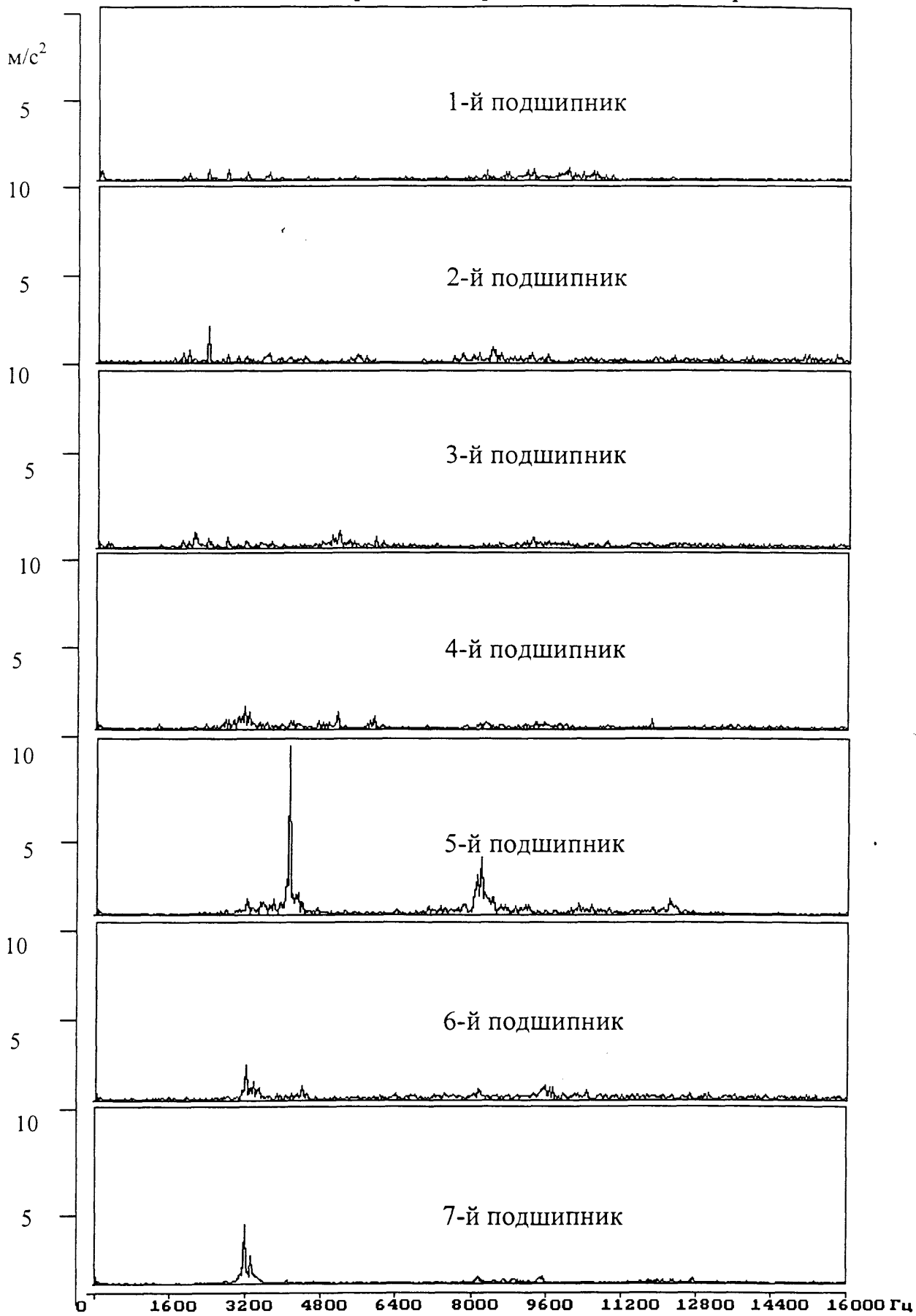


Рис. 4

Результаты исследований ГПА ГТН-25. Спектры вибрации в диапазоне 0-1000 Гц, вертикальная вибрация ГПА №1, КС Гребенковская.

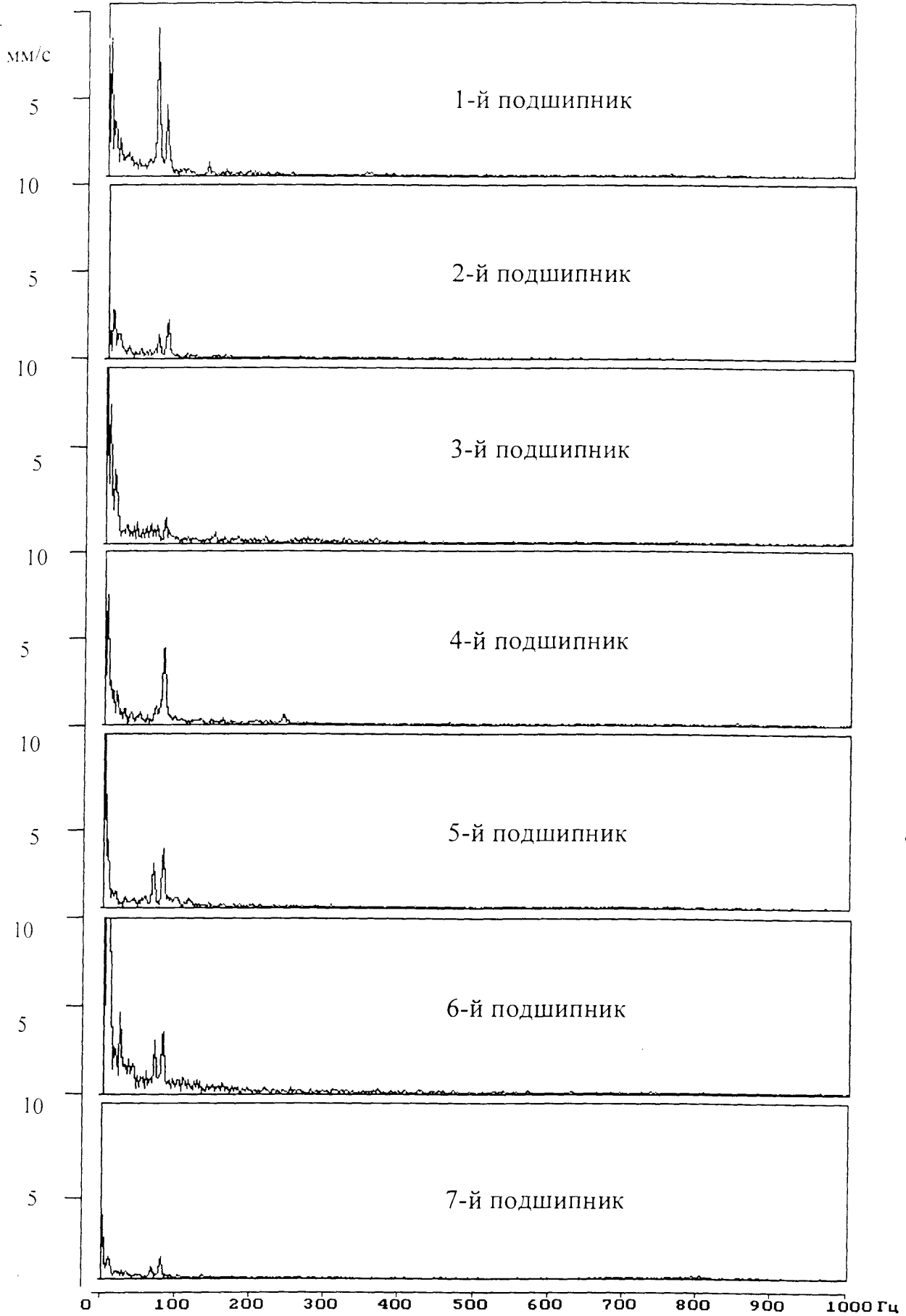


Рис. 5

Продолжение приложения В
Результаты исследований ГПА ГТН-25. Спектры вибрации в
диапазоне 0-1000 Гц, поперечная вибрация ГПА №1, КС Гребенковская.

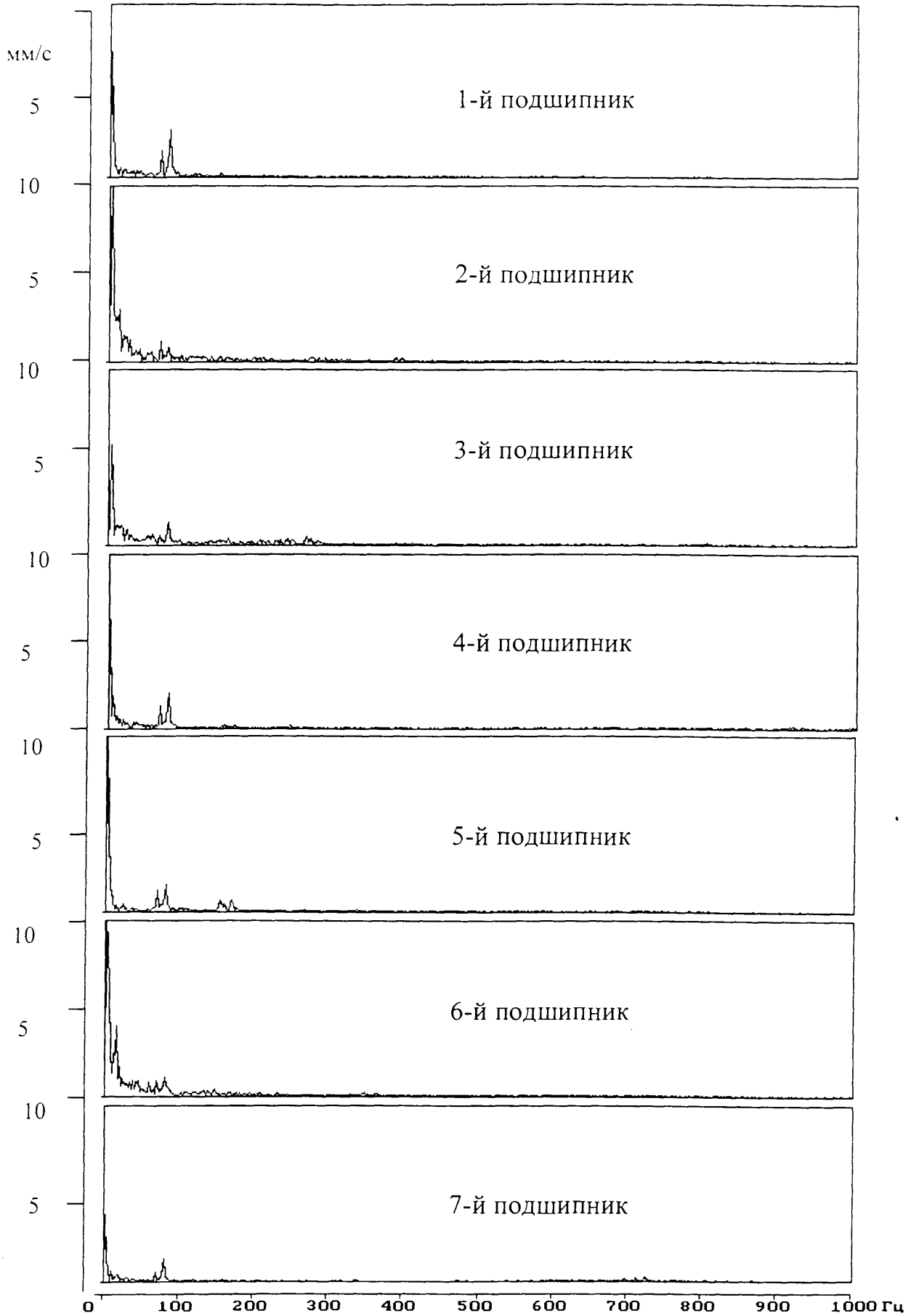


Рис. 6

Результаты исследований ГПА ГТН-25. Спектры вибрации в диапазоне 0-1000 Гц, поперечная вибрация ГПА №1, КС Гребенковская.

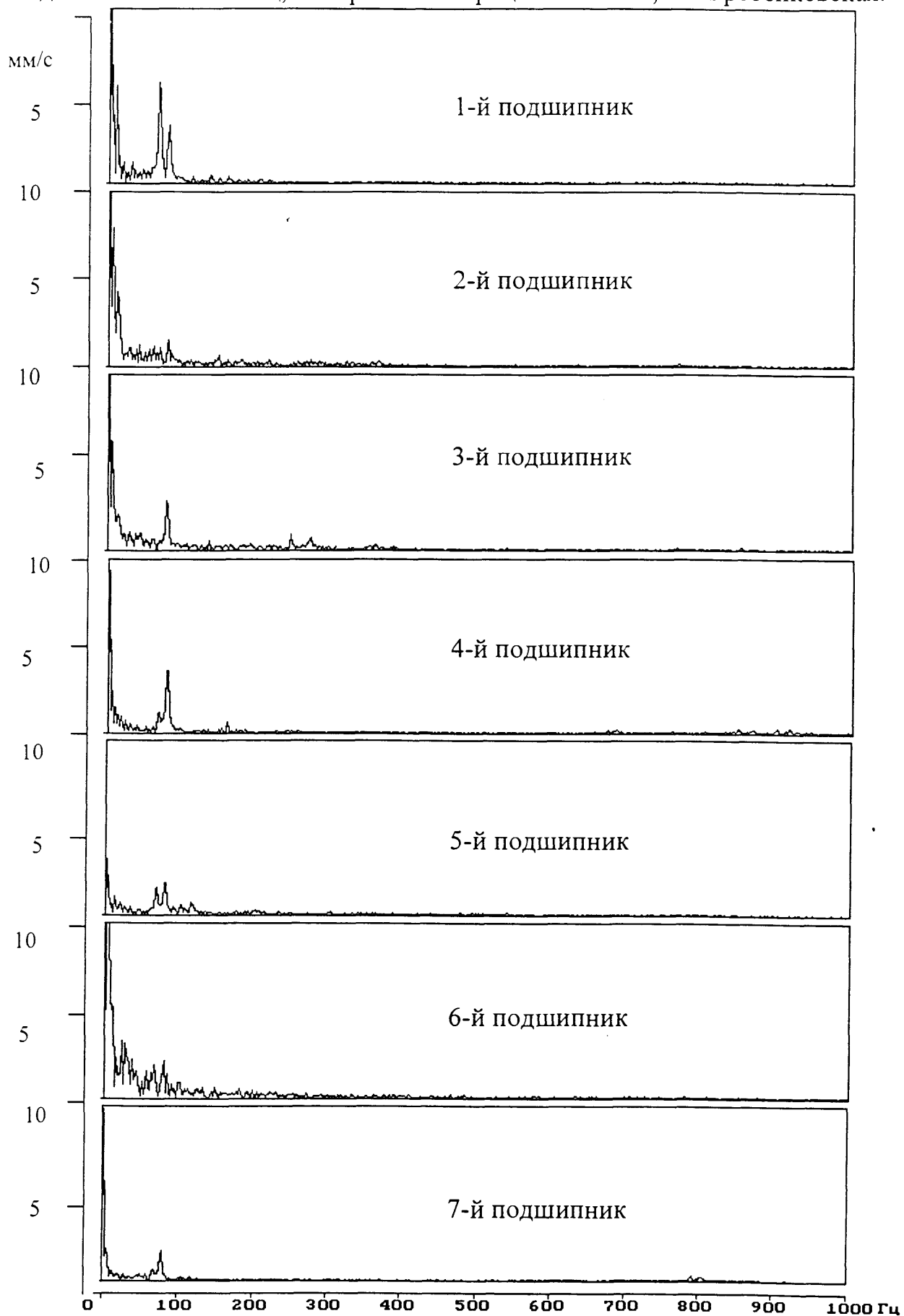


Рис. 7

Продолжение приложения В
Результаты исследований ГПА ГТН-25. Спектры вибрации в
диапазоне 0-16000 Гц, вертикальная вибрация ГПА №1, КС Гребенковская.

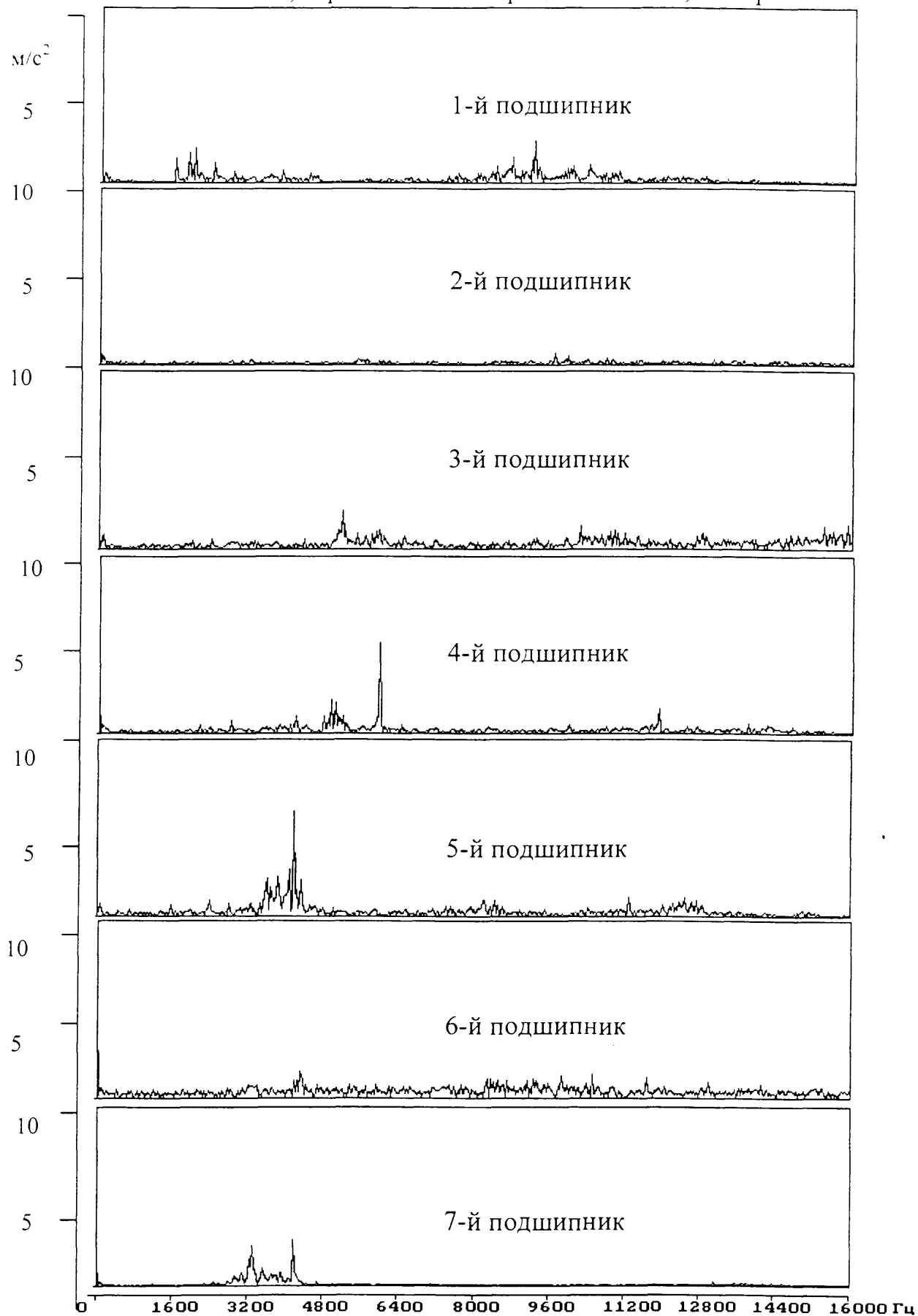


Рис. 8

Результаты исследований ГПА ГТН-25. Спектры вибрации в диапазоне 0-16000 Гц, поперечная вибрация ГПА №1, КС Гребенковская.

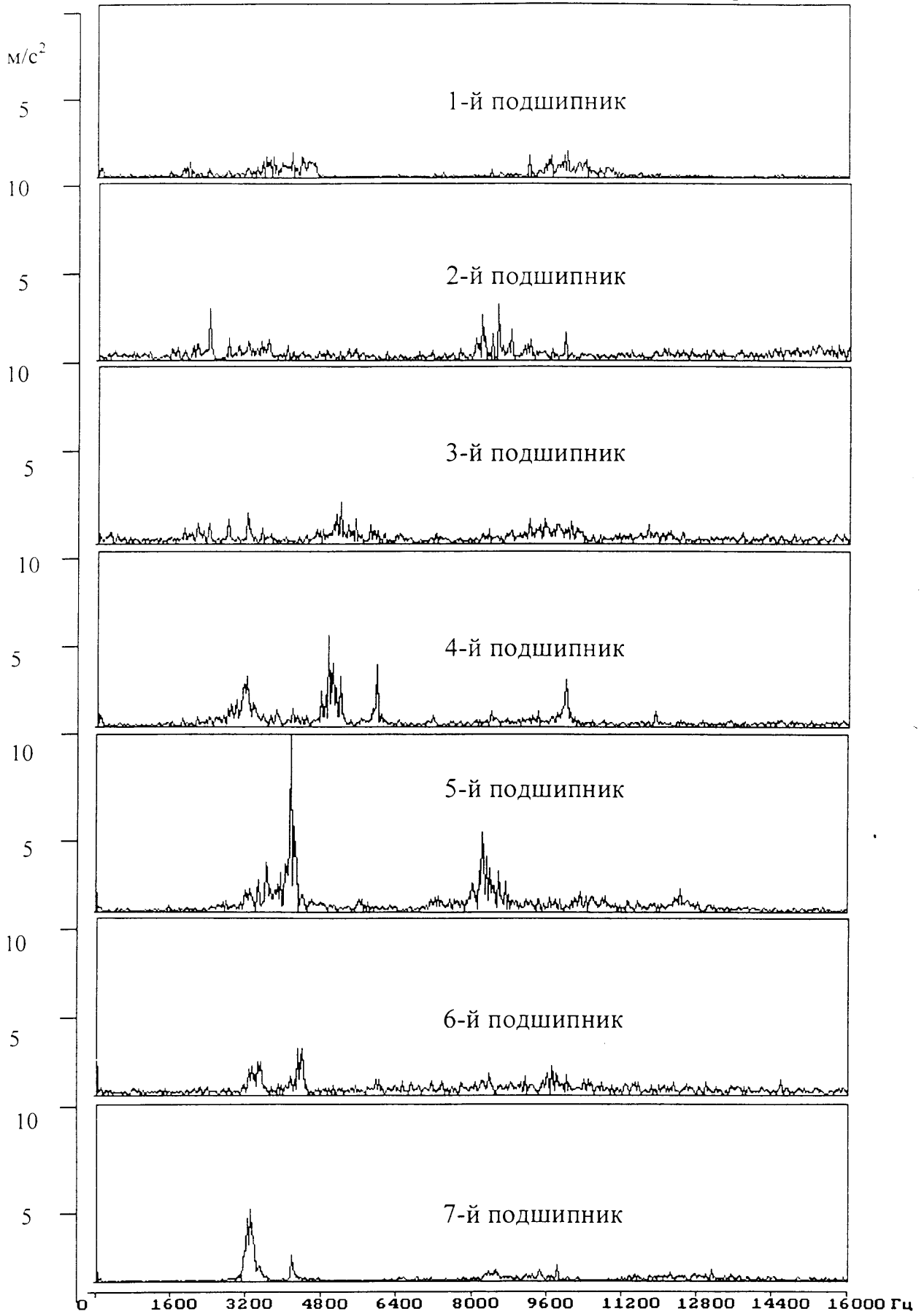


Рис. 9

Результаты исследований ГПА ГТН-25. Спектры вибрации в диапазоне 0-1000 Гц, вертикальная вибрация ГПА №2, КС Гребенковская.

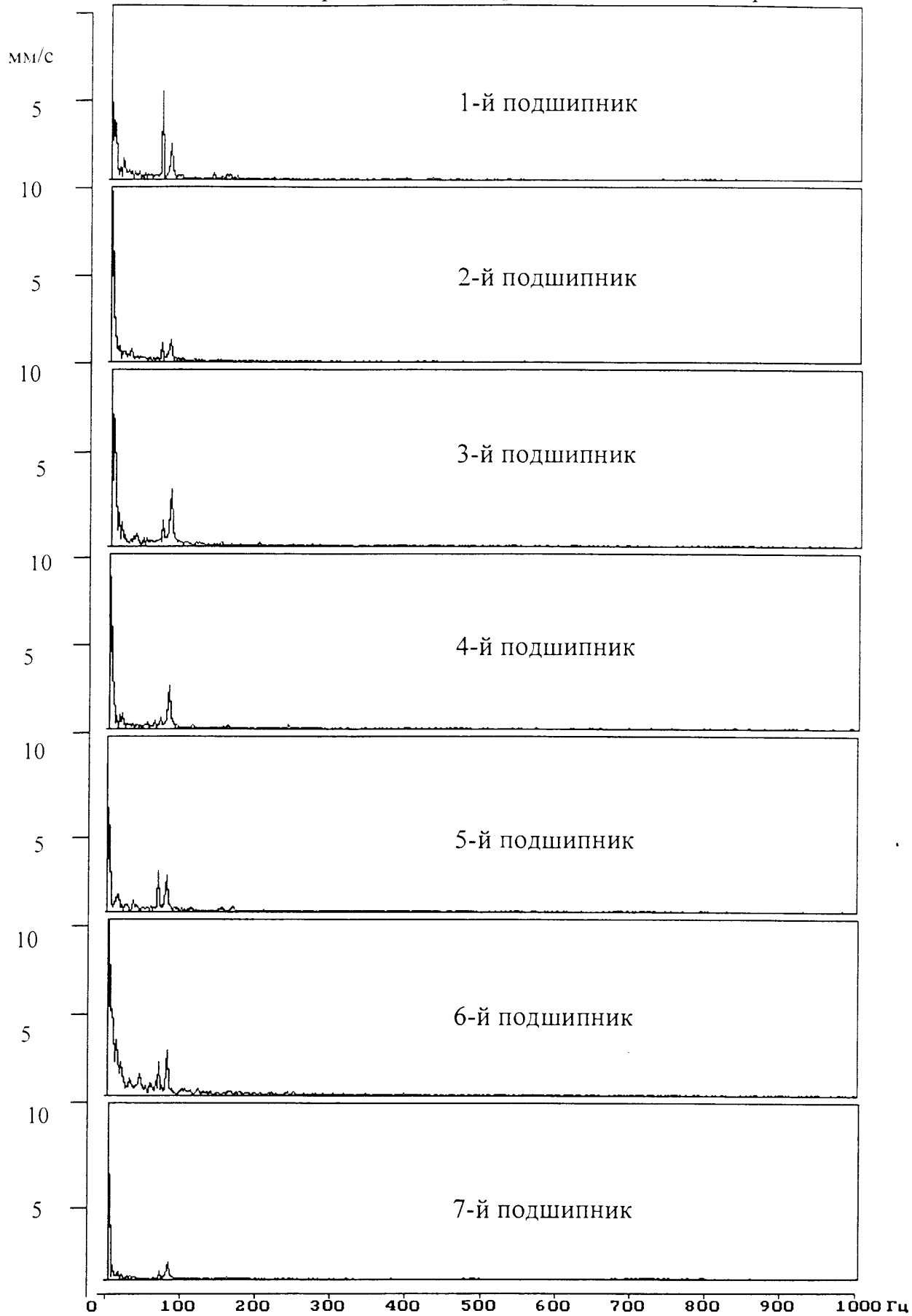


Рис. 10

Результаты исследований ГПА ГТН-25. Спектры вибрации в диапазоне 0-1600 Гц, вертикальная вибрация ГПА №2, КС Гребенковская.

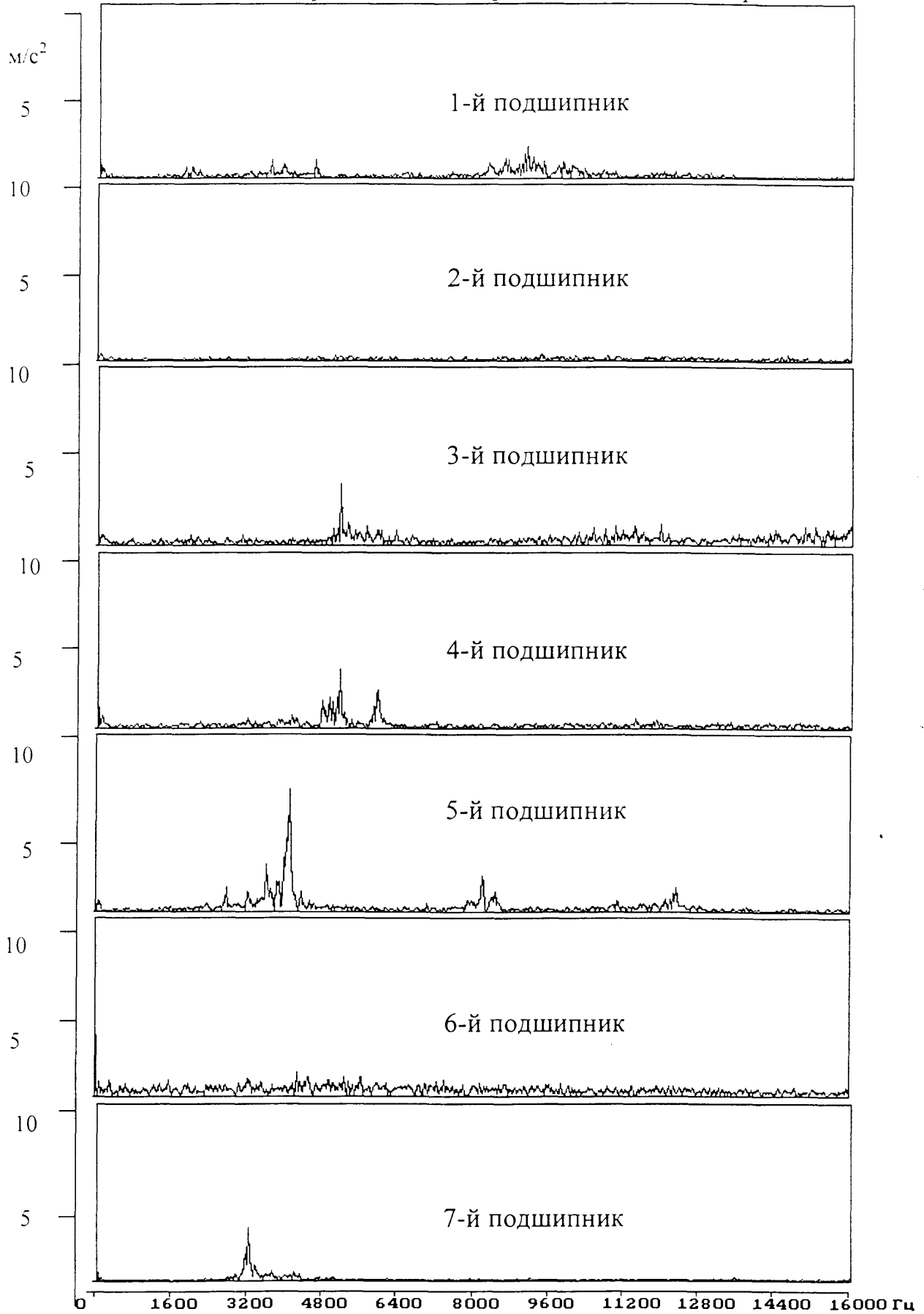


Рис. 11

Результаты исследований ГПА ГТН-25. Спектры вибрации в диапазоне 0-16000 Гц, поперечная вибрация ГПА №2, КС Гребенковская.

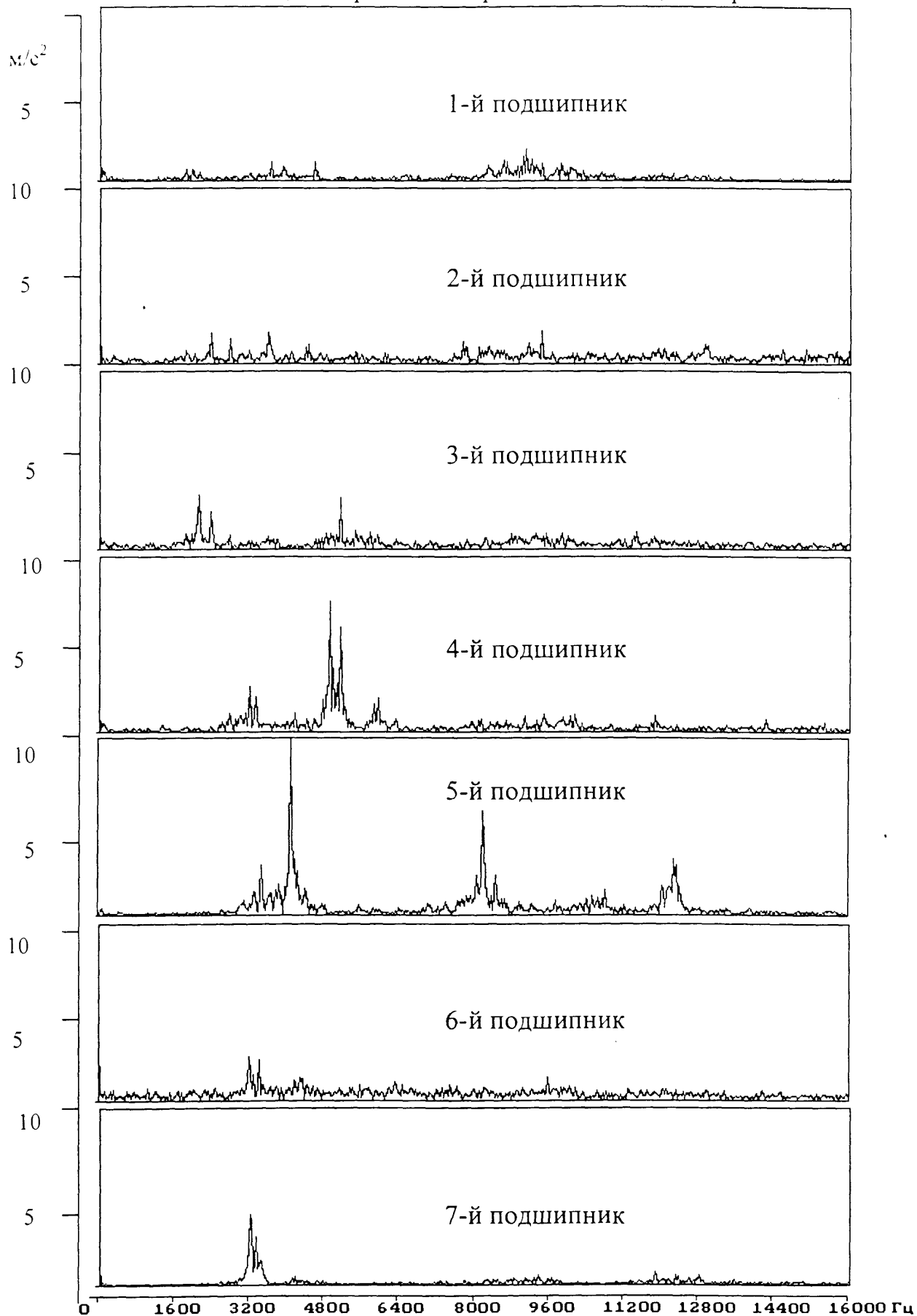


Рис. 12

Результаты исследований ГПА ГТН-25. Спектры вибрации в диапазоне 0-1000 Гц, вертикальная вибрация ГПА №1, КС Ромненская.

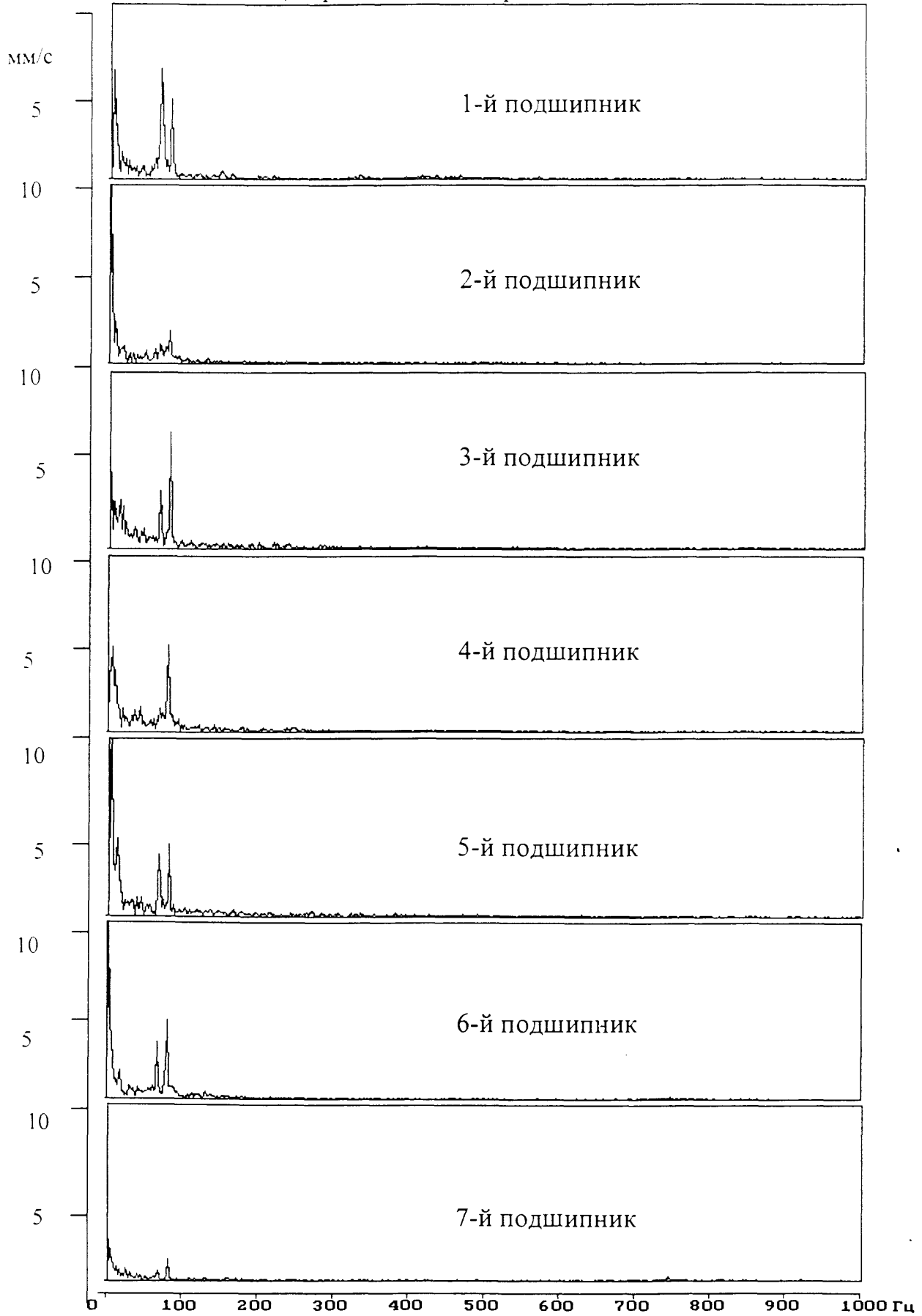


Рис. 13

Результаты исследований ГПА ГТН-25. Спектры вибрации в диапазоне 0-16000 Гц, поперечная вибрация ГПА №1, КС Ромненская.

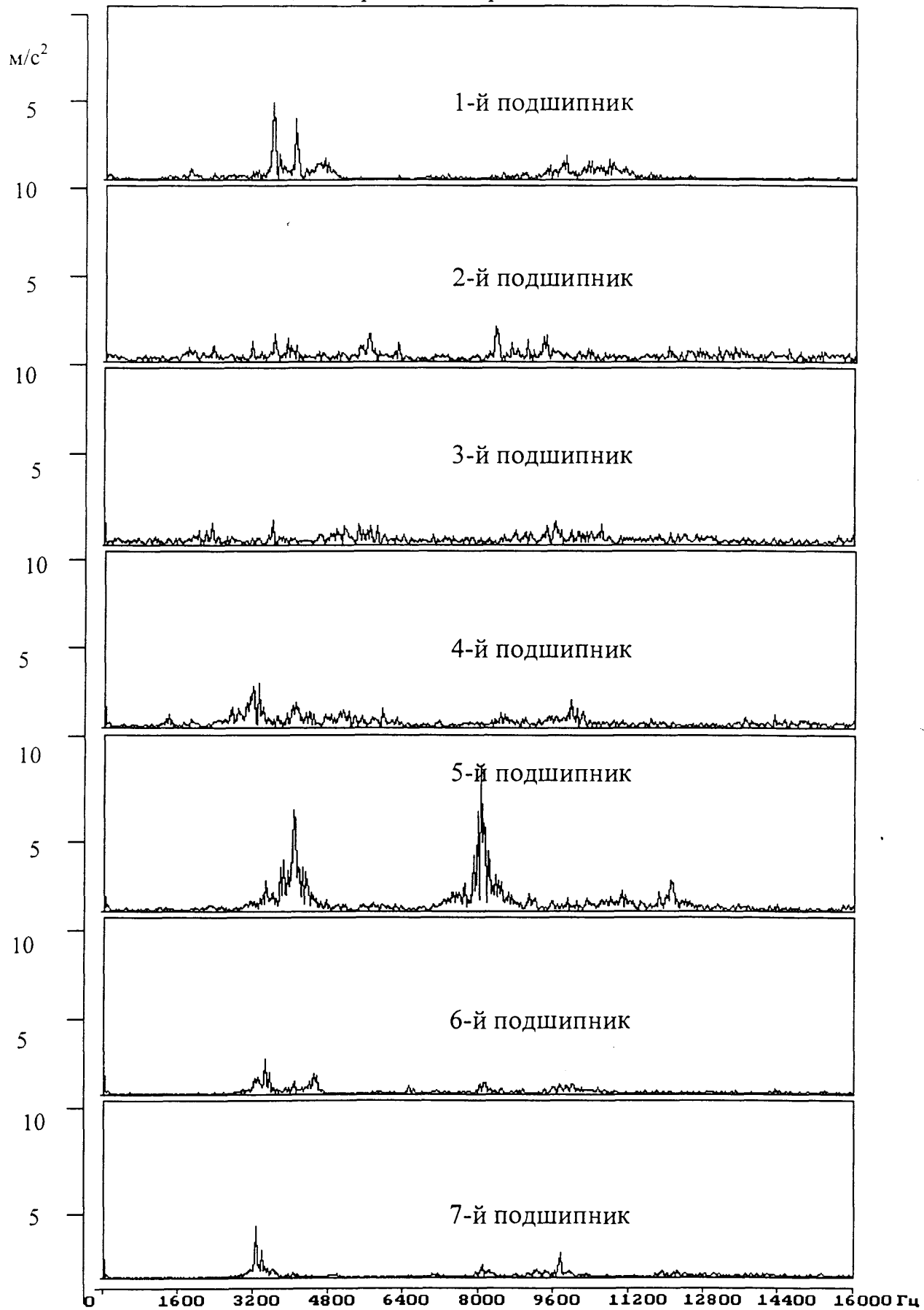


Рис. 14

Результаты исследований ГПА ГТН-25. Спектры вибрации в диапазоне 0-1000 Гц, поперечная вибрация ГПА №1, КС Ромненская.

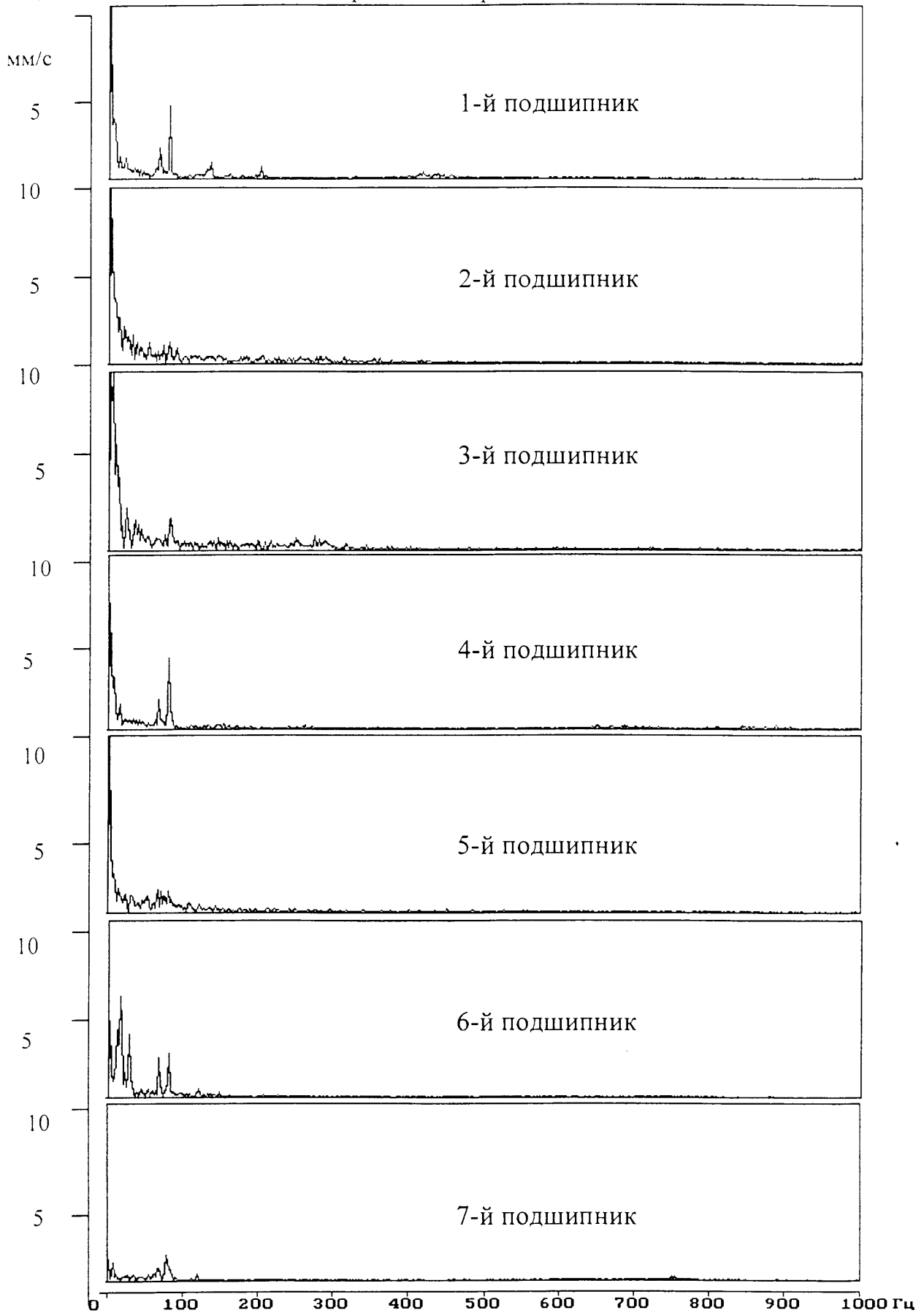


Рис. 15

Результаты исследований ГПА ГТН-25. Спектры вибрации в диапазоне 0-16000 Гц, вертикальная вибрация ГПА №1, КС Ромненская.

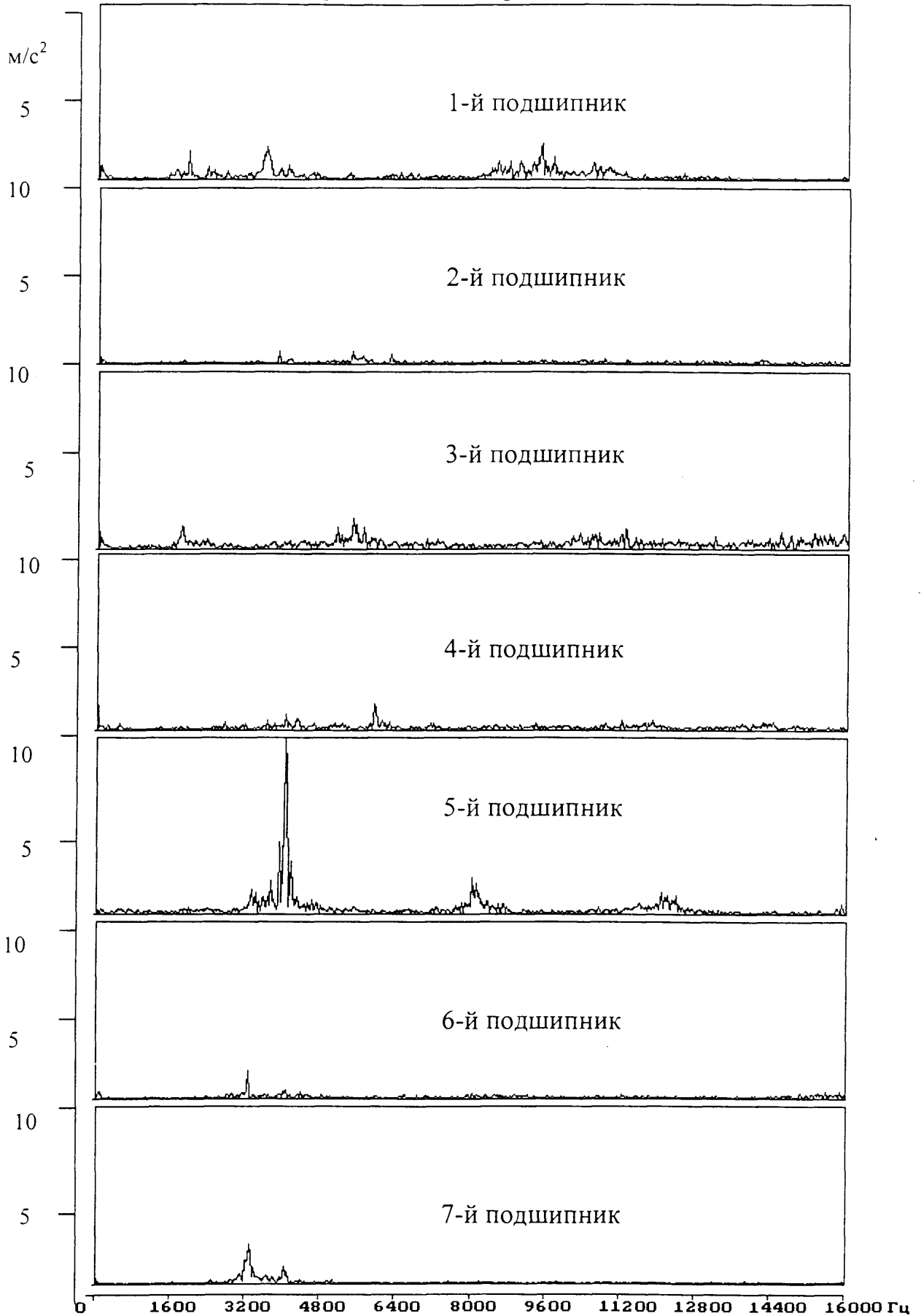


Рис. 16

Блок схема алгоритма вибрационного диагностирования ГПА

