

ВИБРОДИАГНОСТИКА ГПА НА КС «РОМНЕНСКАЯ»

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. Отказу в работе большинства машин предшествует ряд факторов, указывающих на возможность дефекта или аварии. Характерным явлением, сопровождающим почти всегда неисправную работу машин, является увеличение их механических колебаний. Следовательно, их удобно и эффективно использовать в качестве показателя состояния машин и других механических систем, что является признанным методом, используемым в промышленности. Эффективность методов виброакустической диагностики обусловлена органической связью используемой измерительной информации, содержащейся в виброакустических сигналах, с динамическими процессами возбуждения и распространения колебаний в машинных конструкциях, возможностью автоматизации процессов съема и обработки измерительной информации с помощью современной микропроцессорной техники и организации процедур диагностирования на основе использования различного математического аппарата.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. Благодаря непрерывному совершенствованию методов анализа сигналов, мониторингизация механических колебаний претерпела значительное развитие и перестала быть основанной на простом определении общего уровня механических колебаний [1].

Спектральный анализ механических колебаний машин с помощью функции быстрого преобразования Фурье, т.е. разложение их на частотные составляющие в узких полосах частот, позволяет коррелировать зависимость между источниками возмущения в машине и их проявлением в определенных полосах частот вибрационного спектра. Мониторизация механических колебаний машин и механизмов может быть проведена с помощью стационарных систем виброконтроля и путем периодического их виброобследования. Используя одни и те же методы сбора и обработки информации стационарные системы виброконтроля имеют ряд преимуществ, заключающихся в непрерывном процессе получения и обработки информации, накопления необходимой базы данных раннего обнаружения признаков выхода из строя частей и элементов машин и агрегатов, своевременной выдачи предупредительных сигналов и остановки машин и агрегатов при достижении аварийного уровня одного или нескольких признаков [2].

По пути оснащения стационарными системами виброконтроля сложных и особенно дорогостоящих машин и агрегатов идут ведущие отечественные и зарубежные предприятия, используя разработки ведущих производителей информационных систем, таких как Бейли Невада, Хьюлет-Паккард, Диамех, Инкотес и др [3]. Такие системы требуют предварительных виброиспытаний.

Цель исследований. В данной работе приведены результаты периодического виброобследования газоперекачивающих агрегатов ГПА-10, установленных на компрессорной станции (КС) «Ромненская» для набора статистического материала и создания эффективной стационарной системы вибродиагностики ГПА-10. Система содержит базу данных на ЭВМ для сохранения их технического вибросостояния, поиска дефектов и прогнозирования технического ресурса агрегатов.

Результаты исследований. Измерение общего уровня виброскорости и запись вибрационных сигналов производится в контрольных точках в трех ортогональных направлениях (вертикальном, поперечном и осевом) на коллектор-сборщик или (и) измерительный магнитофон [2,3].

Схема расположения контрольных точек измерения вибрации газоперекачивающего агрегата (ГПА) представлена на рис. 1.

Первичный преобразователь (акселерометр) с помощью штатного магнита последовательно устанавливается на:

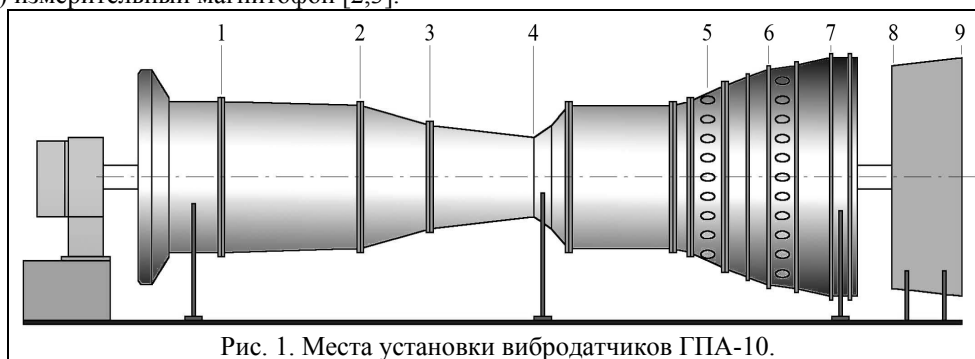


Рис. 1. Места установки вибродатчиков ГПА-10.

фланце крышки выносной коробки приводов; переднем фланце корпуса компрессора низкого давления (КНД) (точка 1); заднем фланце корпуса КНД (точка 2); переднем фланце корпуса компрессора высокого давления (КВД) (точка 3); заднем фланце корпуса КВД (точка 4); опорном венце турбины высокого давления (ТВД) (точка 5); опорном венце турбины низкого давления (ТНД) (точка 6); опорном венце силовой турбины (ТН) (точка 7); корпусе переднего подшипника нагнетателя (точка 8); корпусе заднего подшипника нагнетателя (точка 9). Контрольные точки измерения вибрации выбраны таким образом, чтобы контролировать вибросостояние каждого модуля агрегата и состояние их подшипниковых узлов.

Техническое состояние агрегата определяется общим уровнем вибрационного состояния и составляющей с частотой вращения турбины компрессора высокого давления (ТКВД): область «плохо» указывает на то, что эксплуатация ГПА с вибрацией узлов (одного из них), соответствующей виброскорости $V_{пр} > 23$ мм/с по общему уровню или $V_{пр_ТКВД} > 16$ мм/с составляющей на частоте вращения ТКВД не может быть длительной без проведения мероприятий по снижению вибрации. Агрегат находится в предаварийном состоянии; область «очень плохо» характеризует аварийное состояние ГПА и соответствует вибрации узлов (одного из них) $V_{ав} > 30$ мм/с по общему уровню или $V_{ав_ТКВД} > 20,8$ мм/с с составляющей на частоте вращения ТКВД.

Полученный сигнал анализируется в коллекторе-сборщике или поступает на персональную ЭВМ-анализатор спектра. Полученные вибрационные спектры сравниваются с соответствующими опорными масками для каждой контрольной точки. Выявляются «пики» вибрации в спектре, классифицируются по диапазонам опорных масок. Результаты сравнения уровней частотных составляющих с опорными масками дают возможность сделать заключение о техническом состоянии ГПА. Затем проводится анализ распределения основных частотных составляющих в спектре вибрации в соответствии с таблицами диагностических признаков, ориентируясь на максимальные «пики» вибрации [2].

Алгоритм вибрационной диагностики технического состояния ГПА представлен в [3]. Здесь показаны все этапы диагностирования, включающие в себя анализ общего среднеквадратичного значения уровня вибрации с добавлением двух качественных оценок вибрационного состояния: «плохо» и «очень плохо». При необходимости анализируются контурные, скоростные, режимные вибрационные характеристики, дополнительно строятся временные вибрационные характеристики (тренды) [4].

Виброобследование ГПА ст. № 1 показало, что после «хлопка» в камере сгорания, происшедшего в результате резкого открытия дроссельного клапана, вибросостояние агрегата характеризовалось преобладанием колебаний с частотой вращения ротора ТКВД. При этом в спектре виброскорости опорного венца ТВД (точка 5), кроме основной (первой) гармоники, присутствовали кратные гармоники (вплоть до восьмой) и колебания на комбинационных частотах: $(f_{кнд}+f_{квд})$; $2(f_{кнд}+f_{квд})$; $3(f_{кнд}+f_{квд})$; $(f_{тн}+f_{кнд})$; $2(f_{тн}+f_{кнд})$; $(f_{тн}+f_{квд})$; $2(f_{тн}+f_{квд})$; $3(f_{тн}+f_{квд})$, а также колебания на частоте $3,9f_{квд}$, свидетельствующей о повреждении тел качения подшипника № 8. На всех этих частотах уровень колебаний незначителен и не превышает 3,8 мм/с. Более значительные уровни колебаний с частотой вращения ротора КВД преобладали на модулях КНД и КВД. На переднем фланце корпуса КВД (точка 3) они достигли 10,8 мм/с, а максимальный их уровень (14,7 мм/с) наблюдался на опорном венце ТН (точка 7) в осевом направлении и обусловлен резонансом корпуса ТН с частотой вращения ротора ТКВД.

Повторные виброобследования ГПА ст. № 1 показали, что более значительные уровни колебаний с частотой вращения ротора КВД преобладали на модулях ТВД, ТНД и в контрольной точке 5 достигали 10,8 мм/с, а максимальный уровень в контрольной точке 7 снизился до 9,17÷11,2 мм/с. При этом, в спектре виброскорости опорного венца ТВД (точка 5) отсутствуют гармоники с частотой больше чем $2f_{квд}$, и кратные комбинационные частоты. Уровни колебаний на этих и комбинационных частотах изменились после проведения работ по центровке коробки приводов и ротора КНД, устранению люфта на передней опоре КНД во время замены пусковой турбины. В целом вибросостояние ГПА ст. № 1 оценивается как удовлетворительное. Имеются признаки развития дефекта – дисбаланс ротора ТВД. Однако уровень колебаний на частоте вращения ротора ТВД не достиг критического значения. Необходимо усилить контроль уровня колебаний опорного венца ТВД.

Вибросостояние ГПА ст. № 2 характеризуется преобладанием в спектрах вибрации составляющей с частотой вращения ТН. Колебания модулей КНД, КВД, ТВД и ТНД с этой частотой обусловлены распространением их от источника (ТН) по корпусу агрегата и раме, а также резонансными явлениями. Более высокий их уровень наблюдался в направлении наибольшей податливости опор крепления агрегата, т.е. в поперечном направлении. Уровень колебаний ТН на частоте вращения ее ротора достигал 14÷16 мм/с в вертикальном направлении и 10÷17,8 мм/с в поперечном направлении, что согласно [2,3] находится на границе между удовлетворительным и неудовлетворительным состояниями. При этом на переднем фланце опорного венца силовой турбины наблюдались гармоники более высокого порядка. Наибольший уровень их колебаний зафиксирован на третьей гармонике — 6,8÷7,1 мм/с, что составило 100÷141% от уровня первой гармоники, и согласно [2] является признаком появления дефекта в виде задевания ротора о корпус ТН. На основании вышеизложенного можно предположить, что в процессе эксплуатации агрегата развивается дефект ТН в виде увеличения дисбаланса и задевания ротора о корпус.

Вибрационное состояние ГПА ст. № 3 характеризуется: наличием значительной по уровню составляющей с частотой вращения ТН в спектрах вибрации роторов ТКВД и ТКНД, ее трехкратной гармоники и комбинационной частоты $(f_{тн}+f_{кнд})$; наличием в спектрах вибрации опорного венца ТВД комбинационной частоты $(f_{квд}±f_{кнд})$, уровень которой составил 3,1 мм/с (392,4% от уровня вибрации с частотой вращения ТКВД и 274,3% от уровня вибрации с частотой вращения ТКНД). Максимальное значение вибрации агрегата наблюдалось в контрольной точке 5 (опорный венец ТВД) и не превышало 10,9 мм/с по общему уровню и 8,05 мм/с составляющей с частотой вращения ТКВД. В целом, техническое состояние агрегата по вибрационным признакам оценивается как удовлетворительное. Наличие составляющей с частотой вращения ТН, ее гармоник и комбинационной частоты $(f_{тн}+f_{квд})$ в спектрах вибрации модулей высокого и низкого давлений объясняется резонансными явлениями их корпусов наведенные вибрацией ротора турбины нагнетателя. Уровень вибрации агрегата

на комбинационных частотах $k(f_{\text{КВД}} \pm f_{\text{КНД}})$, характеризующих степень связи обоих валов, незначителен и зависит от режима работы агрегата.

По ГПА ст. № 4 в начале обследования уровни вибрации на частотах вращения ТКНД и ТКВД были примерно одинаковы и составляли $8 \div 10$ мм/с, а в конце обследования уровень вибрации на частоте вращения ТКВД в точке 5 увеличился в $2 \div 2,5$ раза и превысил допустимые нормы. Уровни вибрации в контрольной точке 5 в вертикальном направлении увеличились на 18 мм/с, а в поперечном — на 8,5 мм/с.

На рис. 2 представлена спектрограмма виброскорости агрегата в контрольной точке 5 в вертикальном направлении, измеренная в частотном диапазоне до 10 кГц. Из нее следует, что наряду с основной частотой вращения ротора ($f_{\text{КВД}} = 125$ Гц) в высокочастотной области присутствуют следующие частоты: 3658 Гц, 5500 Гц, 7300 Гц и 9143 Гц. Частота $f = 3658$ Гц равна частоте мелькания тел качения по наружному кольцу заднего подшипника ротора ТКВД (роликовый подшипник № 8). Остальные частоты в высокочастотной области спектра вибрации находятся с ней в соотношениях: 1,5; 2,0; 2,5. Появление частот в спектре вибрации кратных 1,5; 2,0; 2,5 свидетельствует о нарушении механических связей (разболтанности) в подшипнике качения. Дополнительное появление частоты 54,9 Гц свидетельствует о зарождении дефекта подшипника за месяц до его поломки. Таким образом, можно предположить, что повышенный уровень вибрации в контрольной точке 5 обусловлен выходом из строя заднего подшипника и увеличения эксцентриситета разбаланса ротора ТВД.

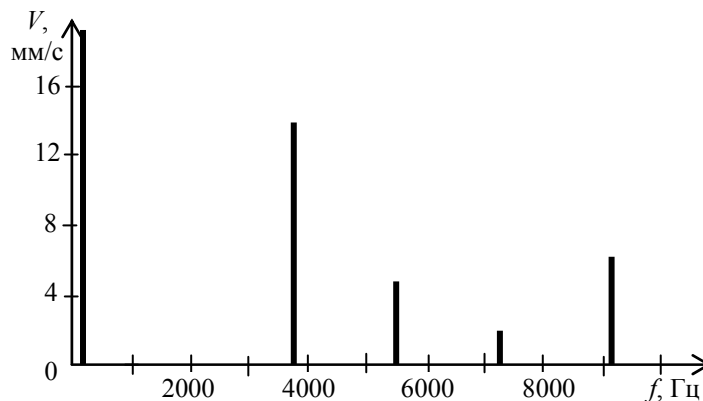


Рис. 2. Спектрограмма виброскорости наружного корпуса ГПА ст. № 4, контрольная точка 5, вертикальное направление

Вибрационное состояние ГПА ст. № 6 характеризуется сравнительно невысокими уровнями виброскорости на основных частотах вращения роторов. Наибольший уровень виброскорости наблюдался на опорном венце ТВД (контрольная точка измерений № 5) и составил $10 \div 11,8$ мм/с. При этом следует отметить, что значительный вклад в этот уровень при измерениях в поперечном направлении вносят составляющие с удвоенной частотой вращения ротора ТВД и составляющие на комбинационной частоте ($f_{\text{КНД}} + f_{\text{КВД}}$). Согласно [2], рост уровня вибрации на удвоенной частоте вращения ТВД характеризует развитие дефекта задней опоры ротора ТВД [$Ve(2f_{\text{КВД}}) > 0,7Ve(f_{\text{КВД}})$] в виде ее перекоса, а рост уровня колебаний на комбинационной частоте ($f_{\text{КНД}} + f_{\text{КВД}}$) характеризует степень связи соосных валов. На основании вышеизложенного можно предположить возникновение и развитие дефектов заднего подшипника ротора ТВД и межвального подшипника в виде их перекосов.

Вибрационное состояние ГПА ст. № 7 характеризуется преобладанием составляющей с частотой вращения ТКВД. Наибольшее ее значение наблюдается в контрольной точке 5 (ТВД), достигшее в поперечном направлении 10,3 мм/с, что больше всего объясняется резонансными явлениями корпуса ТВД на частоте 120 Гц. Следует обратить особое внимание на наличие в спектрах вибрации агрегата комбинационных гармоник ($f_{\text{КВД}} \pm f_{\text{КНД}}$), характеризующих степень связи обоих валов. Наибольший уровень вибрации наблюдался на частотах ($f_{\text{КВД}} + f_{\text{КНД}}$), который в контрольной точке 5 в поперечном направлении составил 91,8% от уровня вибрации на частоте вращения ТВД и 183,7% от уровня вибрации на частоте вращения ТНД. Кроме этого в спектрах вибрации агрегата наблюдается большое число гармоник более высокого порядка и их субгармоник с небольшими уровнями вибрации. На основании вышеизложенного и согласно [2] можно предположить наличие дефекта промежуточной опоры агрегата (межвального подшипника) в виде его перекоса. Состояние остальных узлов агрегата оценивается как удовлетворительное.

Выводы. Проведенные испытания позволили выявить разнообразные диагностические признаки в спектре виброскорости ГПА. Полученные данные обогатили практические результаты диагностики.

Перспективы дальнейших исследований. Представленные результаты войдут в базу данных стационарной системы вибродиагностики ГПА на Ромненской КС.

ЛИТЕРАТУРА

1. Игуменцев Е.А., Работагов В.И., Шмидт В.В. Методика вибродиагностики технического состояния газоперекачивающих агрегатов ГПА-10 и ГПА-10-01 в условиях эксплуатации на компрессорных станциях газовой промышленности // Техническая диагностика и неразрушающий контроль. — 1996. — № 1. — С.11-20.
2. Игуменцев Е.А. Стратегия эксплуатации по состоянию и вибрационная диагностика // Мир техники и технологий. — 2001. — № 3. — С.32-33.
3. Игуменцев Е.А., Марчук Я.С., Гетьманенко С.В. Нормирование вибрации газоперекачивающих агрегатов // Техническая диагностика и неразрушающий контроль. — 2002. — № 3. — С.7-12.
4. Игуменцев Е.А., Добров В.Л., Игуменцева Н.В. Статистические критерии и алгоритм поиска дефектов ГПА-10 в комплексе «Simon» // Вестник Национального технического университета «ХПИ». Сборник научных трудов. Тематический выпуск: Проблемы совершенствования электрических машин и аппаратов. Теория и практика. — Харьков: НТУ «ХПИ». — 2005. — № 48. — С. 40-47.