

РЕШЕНИЕ ПРОБЛЕМ ВИБРАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ НА БАЗЕ МЕТОДОВ И СРЕДСТВ ВИБРАЦИОННОЙ ДИАГНОСТИКИ

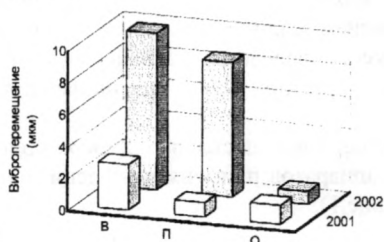
Эффективность мероприятий, направленных на повышение вибрационной надежности турбомашин, зависит, главным образом, от правильного определения причин повышенной вибрации. Другими словами, как и эффективность любого лечения, «лечение» турбоагрегата, т.е. его виброналадка, чаще всего определяется правильностью постановки диагноза.

Современные подходы оценки вибрационного состояния турбоагрегатов, базирующиеся только на сопоставлении нормируемых величин вибрации с некоторыми допустимыми значениями, принятыми не всегда достаточно обоснованно, чаще всего не позволяют обеспечить надежную работу агрегатов в течение всего срока эксплуатации, поскольку не позволяют понять физику протекающих процессов и, соответственно, выбрать пути устранения не последствий, а причин низкой вибрационной надежности. Сведение диагностики к анализу спектров вибраций, как это широко распространено в энергетике и газовой промышленности, на наш взгляд, является вообще тупиковым направлением. Выполняемый сегодня спектральный анализ оцифрованного сигнала вибрации методом преобразования Фурье дает спектр, составляющие которого наилучшим образом описывают исходный сигнал, но это не означает, что полученный спектр может быть идентифицирован со спектром возмущающих сил.

Для выполнения диагностики турбоагрегата целесообразно использовать комплексный анализ многих параметров, характеризующих вибрационное состояние агрегата. Это, прежде всего, изучение самого сигнала вибрации, причем в виде сигнала виброперемещений, а не в виде сигналов виброскорости или, тем более, в виде сигналов виброускорения, которые хотя сегодня и используются в качестве нормирующих величин, но искажают истинное представление как о характере вибрации, так и о соотношении возмущающих сил различной частоты. Целесообразно также сопоставлять составляющие спектра сигналов и виброперемещения, и виброскорости, а в ряде случаев и виброускорения. И, безусловно, точность диагностики существенно возрастает, если кроме расчетов собственных частот и форм колебаний системы выполняется численное моделирование процессов при возможных изменениях параметров системы, таких как жесткость опор, демпфирования в системе, различного характера распределения вдоль ротора остаточного дисбаланса.

Рассмотрим, в качестве примера диагностики, анализ вибрационного состояния нагнетателя природного газа. При эксплуатации указанного нагнетателя измерение вибрации опор в единицах виброскорости отвечает нормам на вибрацию. В то же время, после капитального ремонта агрегата, наблюдалась повышенная и нестабильная вибрация вала, что вызывало срабатывание защиты, поскольку именно по виброперемещению вала осуществляется штатный контроль вибрации агрегата и защита по превышению вибрации. Анализ и со-

поставление вибрационного состояния агрегата, выполненный в единицах как виброскорости, так и виброперемещений опор и вала, показал, что причиной высокой вибрации вала является потеря устойчивости системы и срыв в низкочастотные автоколебания. При этом вклад низкочастотной составляющей в среднеквадратичное значение виброскорости опор очень не значителен, поскольку низкочастотные колебания происходят с очень низкой частотой (50 Гц), при оборотной составляющей 138 Гц. Это привело к тому, что виброскорость опор до и после ремонта отличалась всего в 1,5 – 2 раза и, как уже указывалось, вибрация опор лежала в пределах норм. В то же время сравнение вибрации до и после ремонта в единицах виброперемещений показало, что низкочастотная вибрация опор возросла на порядок, что демонстрируется рисунком. Если учесть, что нагнетатели имеют очень высокую конструктивную жесткость опор, то, по известным литературным данным, можно оценить, что после ремонта низкочастотные колебания вала возросли с 20 – 30 мкм до 100 – 150 мкм, что является недопустимым.



Уровни вибрации опоры до и после ремонта

В результате выполненного исследования были показаны ошибки, допущенные при проектировании агрегата, в частности совпадение собственной частоты вала с частотой приводного двигателя. Это привело к тому, что несмотря на то, что вал нагнетателя соединяется с приводом через повышающий редуктор, вибрационные возмущения от двигателя через общий фундамент агрегата поддерживают автоколебания вала нагнетателя. Показано так же, что потеря устойчивости системы определялась, прежде всего, допущенными нарушениями в геометрии подшипников, которые привели к снижению антивибрационных свойств сегментных подшипников, уменьшению демпфирования в системе «вал - опоры».