

ВИБРОАКУСТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ АГРЕГАТОВ

Работа гидравлических машин сопровождается волновыми колебательными процессами, возникающими вследствие неуравновешенности и износа движущихся частей гидроагрегатов, изменения нагрузок, перераспределения энергии при изменении направления движения или турбулизации потока рабочей жидкости. Эти волновые колебательные процессы являются источниками вибрации и шума агрегатов гидросистемы.

Так как вибрация и шум возникают при взаимодействии структурных элементов агрегатов, они несут полезную информацию об их техническом состоянии. С помощью вибрационного метода диагностирования осуществляется непосредственный контроль динамического силового воздействия, благодаря чему возможно на более ранней стадии обнаружить и предупредить неисправности. Так, повреждение отдельных элементов агрегатов гидросистемы вызывает мгновенное изменение уровня и частотных характеристик вибрационного спектра. Перекосы в шлицевых соединениях, повышенные зазоры или износ беговых дорожек в подшипниках могут быть выявлены по изменению характера динамических нагрузок значительно раньше, чем появятся следы явного износа, стружка в масле, повышение температуры или снижение экономических показателей объекта контроля.

Наиболее часто методы вибродиагностики используются для диагностирования технического состояния подшипников и деталей качающего узла насосов.

Анализ отказов и неисправностей аксиально-поршневых насосов регулируемой и постоянной подачи показывает, что в них наиболее часто отказы происходят по причине разрушения подшипников вследствие усталостного выкрашивания материала беговых дорожек и тел качения. Другой распространённой неисправностью является износ деталей поршневой пары, вследствие которого появляются осевые люфты в сопряжениях поршень – шатун – вал и радиальные зазоры в сопряжении поршень – блок цилиндров. Эти неисправности часто приводят к повышению пульсаций давления в напорной магистрали за насосом и вибрации корпуса агрегата.

Основными причинами вынужденных колебаний аксиально-поршневых насосов являются следующие: неравномерность подачи, неравномерность крутящего момента на ведущем валу, циклически изменяющиеся реакции на опорных подшипниках, цен-

трещинные силы поршней, прецессия ведущего вала вследствие наличия радиальных зазоров в подшипниках, ударные импульсы при качении шариков по волнистым беговым дорожкам, неуравновешенность приводного вала и погрешности, допущенные при изготовлении и сборке агрегата.

Вибрация, вызываемая неравномерностью подачи насоса

Мгновенная подача поршней насоса, находящихся в полости нагнетания:

$$Q_r = IW\omega_1 \frac{\pi}{z} \sum_{i=1}^z \sin \alpha_i, \quad (1)$$

где Q_r – мгновенная подача, м³/с; I – параметр регулирования; W – рабочий объём насоса, м³; ω_1 – угловая скорость блока цилиндров, рад/с; z – число поршней в полости нагнетания.

Неравномерность подачи насоса может быть оценена коэффициентом неравномерности:

$$\sigma = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\max}}, \quad (2)$$

где Q_{\max} и Q_{\min} – соответственно максимальная и минимальная мгновенные подачи насоса, м³/с.

При числе поршней $z = 9$ коэффициент неравномерности $\sigma = 1,6\%$.

Неравномерность подачи является причиной возникновения вынужденных колебаний. При нечётном числе поршней z коммутационная частота этих колебаний:

$$f = 2zn, \quad (3)$$

где n – частота вращения вала, с⁻¹.

Ряд особенностей и, в частности, присущая любой реальной системе нелинейность приводят к появлению дополнительных вибрационных составляющих, частоты которых кратны частоте основной поршневой гармоники:

$$f = 2zm, \quad (4)$$

где i – порядок гармоники.

Качество изготовления и сборки агрегатов существенно влияет на уровни отдельных составляющих спектра вибрации. Это обстоятельство требует использования методов индивидуального диагностирования или соответствующей статистической обработки параметров вибрации для совокупности исправных насосов.

Характерной особенностью для спектров исправных насосов является очень слабый уровень вибрационного шума в диапазоне частот до 5 кГц.

Вибрация, вызываемая неравномерным крутящим моментом на ведущем валу и переменными составляющими нормальных сил, направленными параллельно оси ведущего вала

Неравномерный крутящий момент на ведущем валу и переменные составляющие нормальных сил, направленные параллельно оси ведущего вала, вызывают частоту вибрации и определяются как в формуле (3).

Вибрация, вызываемая центробежными силами поршней

При вращении ротора с определённой угловой скоростью на каждый поршень действует центробежная сила. Суммарная центробежная сила, действующая на все поршни насоса, создаёт общий момент относительно оси цапф люльки. Этот переменный момент нагружает регулирующий орган в направлении увеличения угла установки люльки с частотой:

$$f = n \quad (5)$$

Вибрация, вызываемая прецессией приводного вала насоса в подшипниках качения с радиальным зазором

Если в шарикоподшипнике есть радиальный зазор, то в процессе вращения вала его ось совершает прецессию – блуждания. В процессе блуждания вал сталкивается с телами качения. Возникают ударные воздействия, которые являются источниками вибрации и шума.

Ударные импульсы, вызываемые прецессией вала при наличии радиального зазора на одной из двух его опор:

$$q_0 = h_0 (1 + e) \sqrt{\frac{Fm}{R}} \sin \frac{\pi}{N}, \quad (6)$$

где h_0 – радиальный зазор, м; e – коэффициент восстановления, равный для стали 5/9; N – число тел качения; F – радиальная сила на валу, Н; m – масса, приведённая к подшипнику, кг; R – радиус окружности, проведённой через центры шариков.

Частоты повторения импульсов, м:

$$f = \frac{n(R - a)N}{2R}, \quad (7)$$

где a – радиус шара, м; n – частота вращения вала, c^{-1} .

Вибрация, вызванная ударными импульсами при качении шариков шарикоподшипников по волнистым беговым дорожкам

Предполагая отсутствие проскальзывания шариков относительно обоймы и рав-

номерное расположение выкрашиваний обоймы, частота ударных импульсов:

$$f = \frac{nNz_B}{2q} \left(i \pm \frac{a}{R} \right). \quad (8)$$

где z_B – число волн в дорожке, q – общий наибольший делитель между N и z_B .

В формуле знаки «плюс» и «минус» относятся к случаю качения шариков соответственно по внешней и внутренней дорожке.

Вибрация, вызванная ударными импульсами при качении овальных (гранных) шариков (роликов) по беговым дорожкам

Частота этих импульсов.

$$f = \frac{nNz_L}{q} \left(\frac{R}{a} \pm \frac{a}{R} \right), \quad (9)$$

где z_L – число гранных тел качения.

Вибрация, вызванная неуравновешенностью приводного вала или погрешностью его изготовления

Частота вынуждающих сил, возникающих по этой причине, определяется как в формуле (5).

Роторная механическая вибрация

Статическая и динамическая неуравновешенность ротора приводит к возникновению сил и моментов, вызывающих вибрацию ротора и гидравлической машины. В процессе работы насоса неуравновешенность ротора изменяется под действием силового возмущения, температурных деформаций и износа. Эти факторы приводят к деформированию оси ротора и увеличению зазора в подшипниках, что, в конечном счёте, ведёт к изменению уровня и направления действия инерционных сил и моментов от неуравновешенных масс. Основная вибрация, обусловленная наличием дисбаланса от массы, возникает с частотой, равной частоте вращения ротора $n(c^{-1})$, и она называется первой роторной гармоникой. Присущая любой реальной системе нелинейность приводит к появлению дополнительных вибрационных составляющих, частоты которых кратны частоте основной гармоники:

$$f = in. \quad (10)$$

Вибрация, вызванная гидродинамическим шумом

Насосы гидросистем содержат регулирующие устройства, выполненные в виде клапанов постоянного давления или редуccionных клапанов. Системы снабжены различными распределителями, предохранителями, клапанами. Наличие в этих агрегатах

интенсивных вынуждающих сил может привести к возникновению автоколебаний столба жидкости с частотами, соответствующими собственным частотам колебаний клапанов. Это вызывает повышенную вибрацию агрегатов и трубопроводов. Причиной возникновения широкополосной вибрации могут быть кавитационные явления на входе в насос. Кавитация приводит к появлению высокочастотного сплошного вибрационного шума, который занимает полосу частот от 3 до 40 кГц. Это обстоятельство затрудняет использования частот 3,5.. 4,2 кГц для диагностирования подшипников качения насосов.

Виброакустические средства диагностирования гидравлических агрегатов

Средства диагностирования гидравлических агрегатов можно разделить на три группы: контрольно-сигнальную аппаратуру, переносные приборы для периодического контроля агрегатов гидросистемы и стационарную аппаратуру.

Контрольно-сигнальная измерительная аппаратура предназначена для эксплуатационного контроля технического состояния оборудования с целью обнаружения дефектов на различных стадиях их возникновения.

Контрольно-сигнальную аппаратуру используют на роторных машинах всех типов (авиационных двигателях, турбинах, насосах, гидромоторах и т. д.). По виду использования её можно разделить на переносную и стационарную периодического или непрерывного эксплуатационного контроля технического состояния машин.

По степени функциональной и конструктивной сложности переносную и стационарную аппаратуру контроля вибрации подразделяют на:

- ручные вибрографы рычажного типа с записью на восковой бумаге контролируемой вибрации;
- портативные виброметры с выносным виброизмерительным преобразователем в виде виброщупа и измерительным усилителем со встроенным стрелочным или цифровым указателем;
- стационарные одноканальные приборы, содержащие виброизмерительный преобразователь предельного типа и контактную систему, заключённые в одном корпусе, жёстко закрепляемом на объекте контроля (предельный акселерометр) и выдающие сигнал о превышении допустимого уровня вибрации;
- стационарные одноканальные приборы, состоящие из выносного вибропреобразователя, установленного на объекте, и измерительного усилителя, имеющего стрелочный указатель и контактное устройство для подключения звуковой или световой сигнализации;

- одноточечную аппаратуру с анализатором спектра и стрелочным указателем амплитуд гармоник на выходе;
- одно- и многоканальные системы, осуществляющие спектральный анализ по всем каналам измерения и сигнализирующие о превышении значения амплитуды гармонических составляющих спектра;
- многоканальные системы, имеющие унифицированный выход для ввода информации о вибрации защищаемого оборудования в электронную управляющую машину.

Выбор типа контрольно-сигнальной виброизмерительной аппаратуры определяется задачами контроля, а также степенью влияния отказов на безопасность использования оборудования по назначению, ответственности и стоимости контролируемых машин.

Переносная аппаратура для периодического контроля агрегатов гидросистем получила широкое распространение.

Для контроля насосов самолётных гидравлических систем создана серия переносных приборов, позволяющих оперативно распознавать неисправности основных узлов насосов. Прибор контроля насосов позволяет контролировать техническое состояние деталей качающего узла и подшипников. В качестве диагностических параметров, определяющих техническое состояние деталей качающего узла, используется относительный параметр пульсаций давления, для диагностирования подшипников – пиковое значение виброускорения на характерных частотах.

Вибрация и пульсации давления измеряются пьезоэлектрическими преобразователями, сигналы с которых, пройдя через повторитель (предварительный усилитель), поступают на основной измерительно-преобразовательный блок.

Блок-схема приборов контроля насосов представлена на рисунке 1.

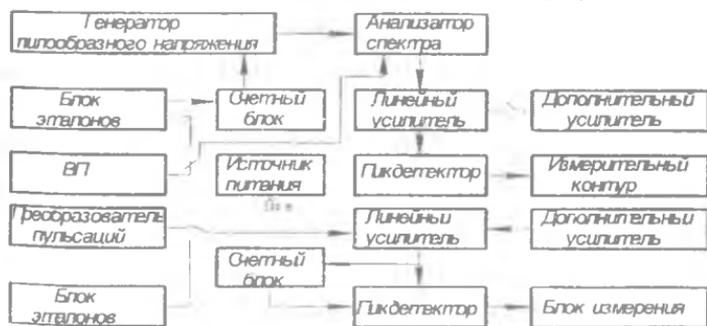


Рис. 1. Блок-схема прибора контроля насосов по показателям вибрации