

УДК 621.852

МЕТОДИКА ВИБРОДИАГНОСТИРОВАНИЯ И БАЛАНСИРОВКИ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИВодОВ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК

*А.В. КУЛЕШОВА**(Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, Минск)*

Приведена методика вибродиагностирования и балансировки компрессорных установок. Методика основана на спектральном анализе вибрационных процессов и предусматривает использование характеристик спектра для балансировки. Балансировка всех вращающихся элементов привода компрессора выполняется одновременно. Проведена отработка данной методики в производственных условиях на стационарной компрессорной установке типа «DEMAГ», что позволило своевременно выполнить предупредительный ремонт оборудования и избежать аварийной ситуации. Для промышленного применения предложен программный комплекс МАК для вибродиагностирования и балансировки на месте.

Введение. Одним из способов повышения надежности работы технологического оборудования является применение систем контроля технического состояния в процессе эксплуатации. Метод вибрационного диагностирования и мониторинга позволяет определять техническое состояние машин, не прибегая к разборке, и решать вопрос о необходимости наладки, оптимизации режимов работы или ремонте [1; 2].

В настоящее время имеется достаточно аппаратных средств, которые позволяют заранее спрогнозировать работоспособность машины [2; 3], однако каждый тип машины имеет свои особенности, для которых требуется разрабатывать свой методический подход. Очень часто к вибродиагностированию обращаются только тогда, когда вибрации становятся ощутимыми, и работоспособность машины нарушается, возникают различного рода отказы и изменения функциональных характеристик. Это неизбежно ведет к простоям и дорогостоящему ремонту оборудования. Одним из условий эффективной работы систем вибродиагностики является применение их, когда дефекты узлов машины не имеют явного проявления, что позволяет выявить неполадки еще на ранней стадии. Современные компрессорные установки относятся к сложным устройствам с высокими скоростями вращения роторов и интенсивными динамическими нагрузками. Вибрационные характеристики в таких установках являются универсальными динамическими показателями, по которым можно оценить техническое состояние и спрогнозировать дальнейшую работоспособность. Кроме этого, по вибродинамическим характеристикам определяются причины возникновения вибраций, и выполняется балансировка вращающихся элементов машины до уровня значений, заданных в технических требованиях. К основным причинам возникновения вибраций в приводах компрессоров относятся: дисбаланс, эксцентриситет опор, износ деталей машин, скрытый дефект детали, а также внутренние напряжения конструкции в результате некачественной сборки узлов. В большинстве случаев первостепенным источником вынужденных колебаний на частоте вращения ротора является его дисбаланс, который и возбуждает колебания элементов машины на собственной частоте. Возникают вибрации, шум, дребезг деталей, что приводит к преждевременным отказам в работе.

Целью данной работы является разработка и практическое апробирование методики вибродиагностирования и балансировки элементов приводов компрессорных установок в сборе на рабочей частоте.

Описание объекта исследования. Высокопроизводительные стационарные компрессорные установки типа «DEMAГ» предназначены для выработки сжатого воздуха и обеспечения им технологических процессов при различных видах производства. В таких установках особенно важно своевременно проводить вибродиагностирование в процессе работы, так как они эксплуатируются в непрерывном технологическом цикле производства, и их остановка является дорогостоящей операцией. Кинематическая схема и технические характеристики такого типа компрессора представлены на рисунке 1.

Диагностика. При диагностировании компрессоров наибольшее затруднение обычно вызывает определение мест установки датчиков вибраций. Желательно, чтобы датчики вибраций устанавливались как можно ближе к диагностируемому узлу и крепились на жесткие элементы конструкции с подготовленной поверхностью, а число стыков деталей на пути прохождения вибросигнала от проверяемой детали (узла) к месту установки было минимальным. При выборе места установки учитывают также резонансные свойства конструкции в требуемом диапазоне частот. Направление оси чувствительности датчиков необходимо ориентировать по линии действия силы, вызывающей вибродиагностический сигнал.

Перед установкой датчиков на диагностируемый элемент необходимо произвести их калибровку совместно с виброметром и анализатором. Калибровка осуществляется согласно инструкциям на данные приборы. Для получения более обширной информации по динамическим процессам компрессора датчики устанавливаются в вертикальной и горизонтальной плоскостях измерений.

Схема и точки для установки датчиков при диагностировании компрессора показаны на рисунке 1.

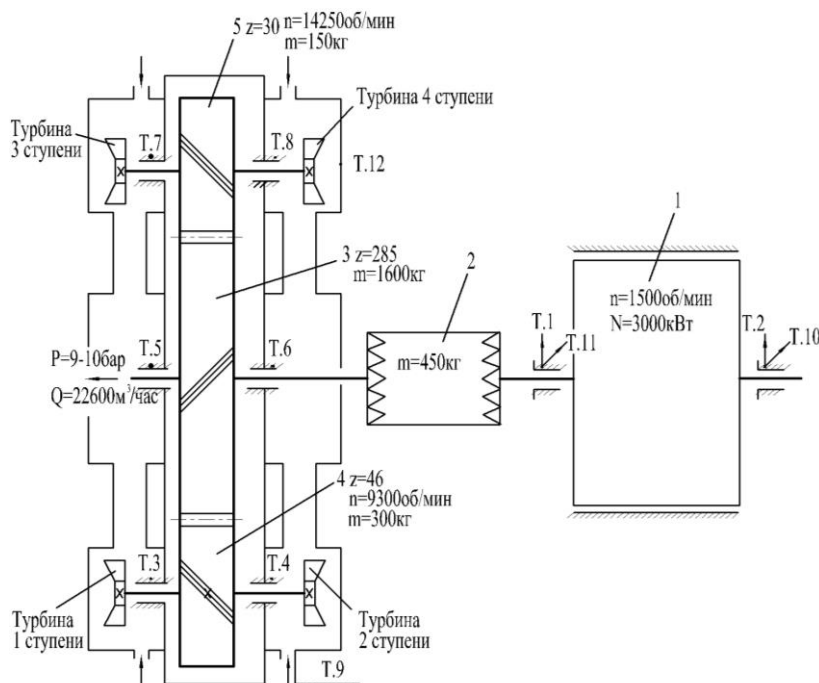


Рис. 1. Кинематическая схема компрессора «DEMAG»:

- 1 – электродвигатель; 2 – зубчатая муфта; 3 – ведущее колесо;
4 – шестерня турбины 1 – 2 ступени; 5 – шестерня турбины 3 – 4 ступени;
T1 – T12 – места установки измерительных преобразователей

Основным направлением обработки сигналов при диагностировании компрессора является совместное исследование и анализ связей сигналов, характеризующих вибрационное состояние его узлов и деталей.

При анализе колебательные процессы часто рассматривают как гармонические. Для их описания достаточно знать амплитуду, фазу, и частоту. Так как работы по вибродиагностированию проводятся в реальных условиях работы компрессора, и динамические процессы в большинстве случаев носят случайный характер, то при обработке и анализе информации о колебаниях узлов целесообразно применять методы теории вероятности и математической статистики [4]. Предпосылкой к использованию данных методов является то, что в реальных условиях, регистрируя колебания узлов компрессора, из существующего множества получают ограниченное количество реализаций случайного процесса.

Информацию о динамических процессах несут характеристики случайных величин, к которым относятся следующие [4]:

1. *Дисперсия*, вычисляется по выражению:

$$D_x = \int_{-\infty}^{+\infty} (x - m_x)^2 P(x) dx, \quad (1)$$

где m_x – математическое ожидание случайной величины; $P(x)$ – функция плотности распределения случайной величины.

Дисперсия характеризует отклонение значений случайной величины от ее математического ожидания. Для гармонических процессов $m_x = 0$, поэтому

$$D_x = A^2 / 2, \quad (2)$$

где A – амплитуда колебаний.

2. *Корреляционная функция*

$$R(\tau) = m_x [x(t) \cdot x(t + \tau)], \quad (3)$$

где t – время; τ – сдвиг во времени.

Значение корреляционной функции показывает степень статистической зависимости между последовательными значениями случайного процесса. Для гармонического процесса

$$R_x(\tau) = \frac{A^2}{2} \cos \omega \tau. \quad (4)$$

3. *Спектральная плотность* представляет собой функцию:

$$S(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} R(\tau) e^{j\omega\tau} d\tau, \quad (5)$$

где ω – угловая частота колебаний; $j = \sqrt{-1}$.

Данная функция описывает распределение дисперсии процесса по частотам. Для полигармонического процесса, который может быть представлен в виде суммы:

$$x(t) = S \cos \omega_0 t + S \sin \omega_0 t. \quad (6)$$

Спектральная плотность имеет вид:

$$S_x(\omega) = \frac{D_x}{2} [\delta(f - f_0) + \delta(f + f_0)], \quad (7)$$

где $f = \frac{\omega}{2\pi}$.

То есть значение $S_x(\omega)$ равно сумме двух δ -функций с коэффициентом, равным половине дисперсии, так что

$$\int_{-\infty}^{+\infty} S_x(\omega) d\omega = D_x. \quad (8)$$

При сравнении временных рядов, значения которых измерены в различных масштабах, удобно пользоваться спектральной плотностью, нормированной дисперсией $\frac{S_x(\omega)}{D_x}$, которая показывает вклад дисперсии на определенных частотах в общую дисперсию.

При анализе процессов, близких к полигармоническим, график спектральной плотности представляет сумму пиков, площадь под каждым из которых численно равна дисперсии колебаний на данном диапазоне частот:

$$\int_{\omega_i - \Delta\omega}^{\omega_i + \Delta\omega} S_x(\omega) d\omega = D_i. \quad (9)$$

При использовании ЭВМ считается не непрерывная функция, а ее дискретные значения

$$\int_{\omega_i - \Delta\omega}^{\omega_i + \Delta\omega} S_x(\omega) d\omega = \sum_{n=1}^k S_x^i(\omega_k) \Delta\omega = D_i. \quad (10)$$

В этом случае $S_x^i(\omega_k) \Delta\omega$ численно равно произведению спектральной плотности на вычисляемой частоте к шагу дискретизации частоты, т.е. элементарной площади под графиком спектральной плотности. При этом сумма элементарных площадей равна дисперсии колебаний на рассматриваемом диапазоне частот. Плотность дисперсии указывает на уровень колебаний. Исчерпывающую информацию о спектрах колебаний несет спектральная плотность или распределение дисперсии по частотам.

В связи с тем, что в исследованиях широко применяется виброанализатор, колебательные процессы могут оцениваться среднеквадратическим отклонением $\sigma = \sqrt{D}$.

Так как в производственной практике привычнее использовать характеристики гармонических процессов (амплитуду, частоту, фазу), то следует учитывать, что $A = \sqrt{2D}$.

Таким образом, колебания узлов компрессора можно достаточно полно оценить вышеприведенными характеристиками.

При работе компрессора возникают как вынужденные, так и собственные колебания. Вынужденные колебания возникают от вращающихся элементов и их кинематических связей. Собственные колебания элементов компрессора возникают в результате вынужденных динамических воздействий.

Значение частот вынужденных колебаний, вызванных вращением вала ведущего колеса, с учетом зубчатых зацеплений определяем по формуле:

$$f = \frac{n_1 \cdot N}{n_2 \cdot 60}, \text{ Гц}, \quad (11)$$

где n_1 – число зубьев ведущего колеса; n_2 – число зубьев шестерни в зацеплении с ведущим колесом; N – число оборотов ведущего колеса, об/мин.

Подставляя значения числа зубьев и оборотов ведущего колеса в формулу (11), получим частоты вынужденных колебаний. Значения собственных частот элементов компрессора определяются по спектрам собственных колебаний, полученных при импульсном воздействии на элемент.

Балансировка. Снижения уровня вибраций в приводе компрессора, которые являются следствием неуравновешенности (дисбаланса) вращающихся элементов, наиболее эффективно можно достичь балансировкой в собственных опорах на рабочей частоте вращения. Процесс балансировки на месте ставит своей целью, во-первых, определение параметров дисбаланса, т.е. величины неуравновешенной массы и места ее расположения на вращающейся детали, во-вторых, устранение дисбаланса за счет установки (или удаления) корректирующей массы. Различают статическую и динамическую балансировку изделий. Первый вид предполагает балансировку только в одной плоскости коррекции (**плоскость**, в которой устанавливаются корректирующие грузы) и используется для вращающихся элементов, у которых отношение высоты к диаметру меньше 0,2...0,3. При отношении высоты к диаметру больше 0,3 желательной является динамическая балансировка [5].

Все известные способы балансировки изделия на месте основаны на прямом измерении колебаний узлов, вызываемых дисбалансом вращающихся элементов при их вращении с постоянной угловой скоростью. При этом под узлами обычно понимают корпусные детали, в которых размещены опоры вала. Наиболее простым и удобным способом балансировки на месте является амплитудный метод с пробными пусками. Данный способ основан на измерении амплитуды начальной вибрации одной из опор вращающегося на рабочей частоте вала без пробной массы и амплитуды с пробными массами, установленными в определенных положениях в плоскости его коррекции. В большинстве случаев при работе компрессора зафиксировать амплитуды вибрации на частоте вращения простым виброметром не удастся, так как он измеряет уровень вибрации в широком диапазоне частот. Для выделения амплитуды вибрации на частоте вращения необходимо применять узкополосные настраиваемые фильтры сигналов. Однако при этом в процессе балансировки необходимо соблюдать жесткие требования к постоянству числа оборотов балансируемого элемента, что не всегда удается выполнить на практике.

Для повышения точности балансировки и оценки уровня остаточного дисбаланса в данной методике предлагается использовать вместо амплитуды вибрации значения дисперсии в диапазоне частот, перекрывающем неравномерность частоты вращения балансируемого элемента. Для балансировки вращающихся элементов привода компрессорных установок данного типа наиболее целесообразно применить амплитудный метод трех пусков, который выполняется с минимальным количеством пусков и наиболее достоверным определением точки дисбаланса.

В соответствии с кинематической схемой (см. рис. 1) привод компрессора имеет три элемента, вращающиеся с разными частотами. По спектральной плотности колебаний в диапазоне 20...10000 Гц можно вычислить дисперсию на этих частотах. Это дает возможность рассмотреть вопрос о балансировке трех элементов вращения одновременно, т.е. пробные массы при каждом пуске устанавливаются на три элемента. Определяется спектр колебаний и рассчитываются дисперсии по формуле (10) на частоте вращения каждого элемента. Таким образом, определяются спектры колебаний опор без пробных масс и с пробными массами m_p , последовательно переставляемых на вращающихся элементах через угол 120° и обозначенных точками 1, 2, 3. Пробные массы закрепляются на одинаковом для каждого элемента радиусе относительно оси вращения. Углы дисбаланса вращающихся элементов определяются по следующей формуле [5]:

$$\varphi = \arctg \left(\sqrt{3} \frac{D_3^2 - D_2^2}{2 \cdot D_1^2 - D_2^2 - D_3^2} \right), \quad (12)$$

где $D_{1..3}$ – дисперсии в диапазоне частот вращающегося элемента при перестановке пробной массы в точки 1, 2, 3.

Для правильного отсчета угла φ необходимо предварительно упорядочить значение дисперсий следующим образом: $D_1 \triangleright D_3 \triangleright D_2$.

Угол дисбаланса следует отсчитывать от точки установки пробного груза с наибольшим значением дисперсии к точке со средним значением. Для упрощения операции отсчета угла при использовании ПЭВМ выполнен перерасчет положения дисбаланса относительно третьей точки. При этом угол всегда отсчитывается от третьей точки в сторону первой, независимо от его значения.

Масса дисбаланса рассчитывается по формуле:

$$m_{\partial} = m_{\Pi} \frac{D_0}{D_{\Pi}}, \quad (13)$$

где D_0 – дисперсия вибраций без пробного груза; D_{Π} – дисперсия вибраций, вызванных пробной массой, и рассчитанная по формуле:

$$D_{\Pi} = -D_0 \cos \varphi + \sqrt{D_0^2 \cos^2 \varphi - D_0^2 + D_1^2}. \quad (14)$$

В процессе балансировки всегда возникает вопрос о ее точности, т.е. об оценке уровня остаточного дисбаланса. В технической документации на изделие в большинстве случаев остаточный дисбаланс задается в граммах на миллиметр (г·мм) или в величине эксцентриситета (мкм). Данные единицы хорошо использовать при балансировке отдельных деталей машин на балансировочных станках. При балансировке изделий на месте в собственных опорах из-за различия характеристик параметров опор (разные коэффициенты жесткости, демпфирования и т.п.) выполнить тарировку и определить зависимость между величиной остаточного дисбаланса детали, указанной в технической документации, и амплитудой вибрации на рабочей частоте затруднительно. Предлагается проверку остаточного дисбаланса при балансировке на месте определять по общему спектру вибраций опор вращающегося элемента. При этом на спектре должны отсутствовать пики, вызываемые собственными частотами балансируемого элемента. Кроме этого величина пика на спектре от остаточного дисбаланса балансируемого элемента не должна превышать уровня пиков, вызываемых помехами измерительной системы. Уменьшение величины пика от остаточного дисбаланса ниже уровня пиков, вызванных помехами, и дальнейшая балансировка для данного класса машин не имеет смысла.

Отработка методики вибродиагностирования и балансировки. Отработка данной методики проводилась на примере диагностирования и балансировки элементов привода центробежного компрессора «DEMAG» в следующей последовательности.

Выполнялся расчет вынужденных частот по формуле (11) в соответствии с кинематической схемой (см. рис. 1). Определено, что ведущее колесо может иметь колебания с частотой 25 Гц, шестерня с валом 1...2 ступени – 155 Гц, шестерня с валом 3...4 ступени – 237 Гц.

При наличии погрешности установки (неперпендикулярность, несоосность) зубчатой соединительной муфты могут возникать вынужденные колебания, кратные двойной частоте вращения вала приводного электродвигателя и равные 50 Гц.

Вибрации, возникающие в зубчатом зацеплении, рассчитываются с учетом числа зубьев, частот вращения шестерен и передаточных отношений [2]. Для данного привода возможны частоты вибраций 1150, 1500, 2300 Гц и частоты комбинаций сумм данных значений, т.е. диапазон частот вибраций от зубчатого зацепления в приводе компрессора находится в диапазоне от 1000 до 6000 Гц.

Проведено измерение динамических характеристик в точках $T_1 \dots T_{12}$ (см. рис. 1). Измерение выполнялось аттестованным виброметром с анализатором, проводилась запись динамических процессов в накопитель информации для последующей их обработки на разработанном многофункциональном аппаратно-программном комплексе (МАК) (рис. 2). В состав комплекса входят модули: «Диагностика»; «Балансировка».

Интерфейс модуля «Диагностика» представлен на рисунке 2, а. Во вкладке «Схема» имеется возможность задания до 8 кинематических схем машин; по заданной кинематической схеме рассчитывается шаблонный спектр, относительно которого будет производиться сравнение. Вкладка «Настройка» позволяет произвести задание параметров спектра-шаблона. Вкладка «Сигнал» отражает реальный сигнал с датчика. Вкладка «Отчеты» позволяет просматривать результат анализа системы. Для каждой исследуемой частотной составляющей выполняется проверка по заданному шаблонному спектру, при превышении заданного порога данная частота помечается красным цветом, и выводится её количественная оценка.

Интерфейс модуля «Балансировка» представлен на рисунке 2, б. На вкладке «Балансировка» представлена информация о балансировке вращающегося элемента амплитудным методом трех пусков, схема разметки ротора и отсчета угла дисбаланса, установка значения частоты вращения и массы пробного груза, а также последовательность пусков и результат расчета параметров дисбаланса.

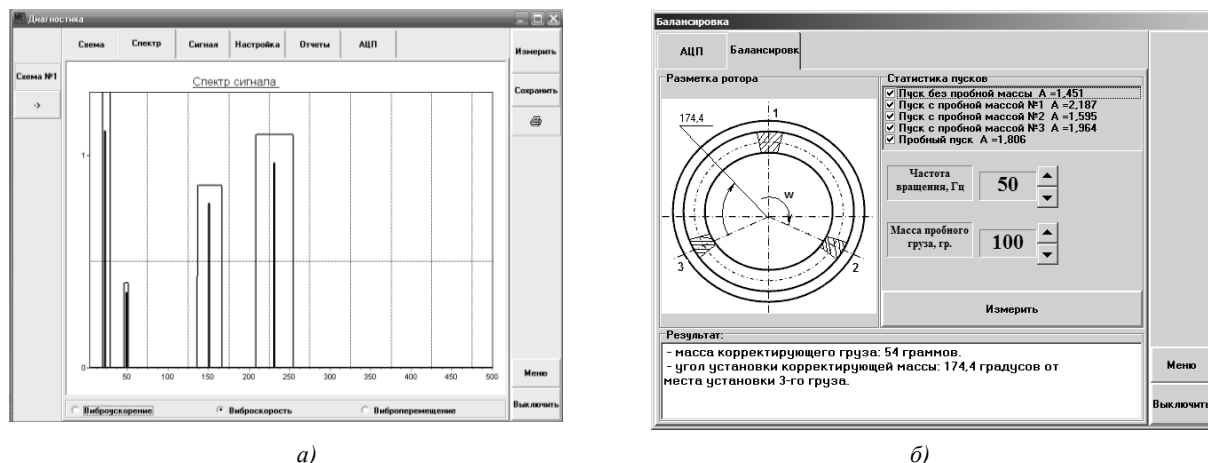


Рис. 2. Модули комплекса МАК:
 а – «Диагностика». Шаблонный спектр исследуемой машины (1 страница 0...500 Гц); б – «Балансировка»

Анализ динамических характеристик показал, что среднее квадратическое значение виброскорости в диапазоне частот 20...10000 Гц, замеренное на корпусе опор подшипников компрессора, составляет 6,8 мм/с (допустимое по паспорту 4,5 мм/с). Превышение допустимого значения общего уровня вибраций указывает на то, что необходимо провести вибродиагностирование с идентификацией источников вибраций. По результатам вибродиагностики установлено, что имеются вибрации, вызванные вращением ведущего колеса с частотой 25 Гц, зубчатой муфтой – 50 Гц, шестерней турбины 1...2 ступени – 155 Гц, шестерней турбины 3...4 ступени – 237 Гц, а также вибрации от зубчатого зацепления в полосе частот 1000...6000 Гц (рис. 3, а).

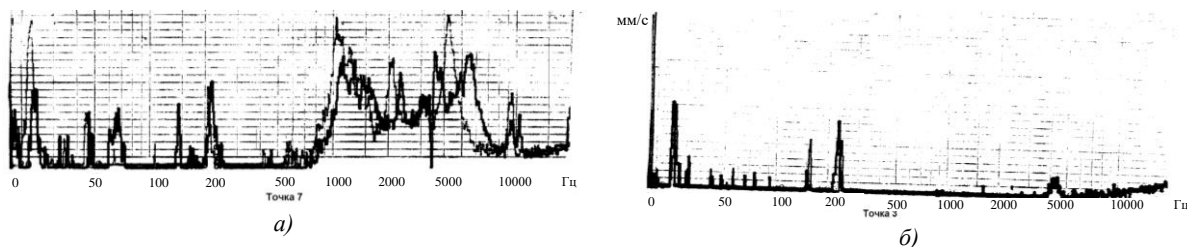


Рис. 3. Спектрограммы вибраций компрессора:
 а – до ремонта; б – после ремонта

Вычисленные значения дисперсий динамических процессов, записанных в накопителе на комплексе МАК, составили: 5,5 мм²/с² для полосы частот 20...30 Гц; 2,8 мм²/с² для полосы 40...60 Гц; 4,4 мм²/с² для полосы 140...170 Гц; 5,9 мм²/с² для полосы 220...250 Гц; 28,2 мм²/с² для полосы 1000...6000 Гц; общий уровень дисперсии в диапазоне частот 20...10000 Гц составил 48,3 мм²/с².

Данные характеристики указывают на то, что виброактивность привода компрессора высокая. Компрессор подлежит ремонту. Была проведена разборка привода и его осмотр. При осмотре зубчатого зацепления выявлены большие сколы на зубьях, питтинг практически на всей поверхности эвольвенты (рис. 4, а, б), что явилось причиной повышенных вибраций в диапазоне частот от 1000 до 6000 Гц. Зубчатые передачи привода сданы в ремонт.

После ремонта зубчатых зацеплений проведена балансировка шестерен и ведущего колеса в собственных опорах на рабочей частоте. Балансировка выполнялась с помощью комплекса МАК (см. рис. 2, б) по вышеприведенной методике.

Спектр вибраций контрольной проверки привода компрессора (рис. 3, б) показал, что вибрации, вызванные зубчатым зацеплением, практически отсутствуют, а общий уровень среднеквадратического значения виброскорости в диапазоне 20...10000 Гц составляет 2,3 мм/с, что значительно ниже допустимого, следовательно, компрессор годен к эксплуатации. Дисперсия в этом диапазоне частот составила 5,3 мм²/с², а от остаточных дисбалансов шестерен и ведущего колеса в полосах частот: 20...30 Гц – 1,3 мм²/с²; 40...60 Гц – 0,4 мм²/с²; 140...170 Гц – 0,86 мм²/с²; 220...250 Гц – 1,1 мм²/с²; 1000...6000 Гц – 1,5 мм²/с².

Данные значения дисперсий могут служить эталоном для задания шаблонного спектра (см. рис. 2, а) при мониторинге приводов аналогичного типа компрессоров.

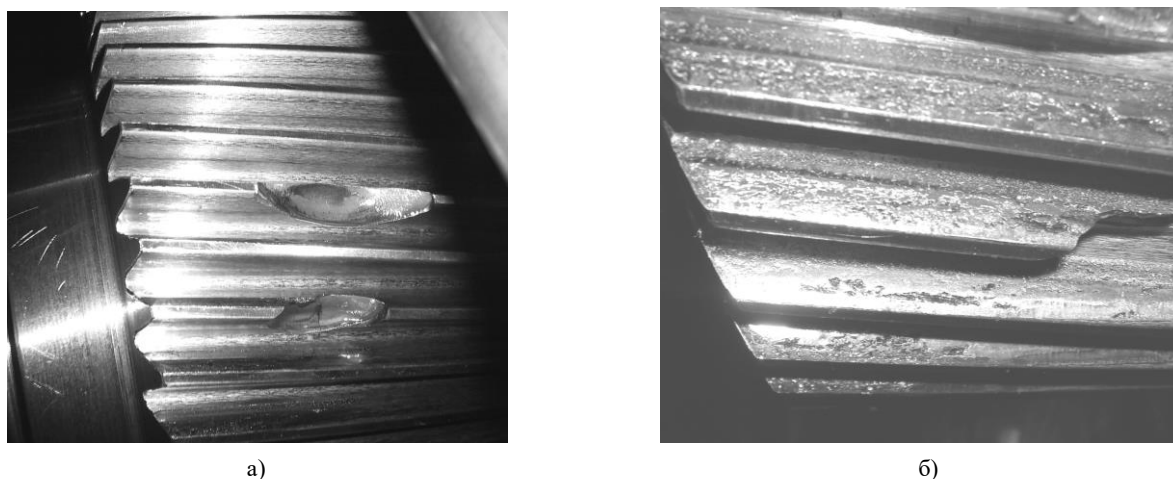


Рис. 4. Дефекты поверхности ведомых зубчатых колес:
а – 3...4 ступени; б – 1...2 ступени

Заключение. На примере компрессорной установки разработана методика вибродиагностирования и балансировки вращающихся элементов привода. Методика предусматривает определение методом спектрального анализа экспериментальных динамических характеристик привода компрессора, идентификацию источников вибраций, балансировку вращающихся элементов привода и сравнение с заданными динамическими характеристиками.

По результатам экспериментальной отработки методики определены значения динамических характеристик для задания эталонного шаблонного спектра при мониторинге приводов аналогичного типа компрессорных установок. Предложен аппаратно-программный комплекс для мониторинга приводов технологического оборудования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Аршанский, М.М. Вибродиагностика и управление точностью обработки на металлорежущих станках / М.М. Аршанский, В.П. Щербаков. – М.: Машиностроение, 1988. – 136 с.
2. Явленский, К.Н. Вибродиагностика и прогнозирование качества механических систем / К.Н. Явленский, А.К. Явленский. – Л.: Машиностроение, 1983. – 239 с.
3. Генкин, М.Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М.Д. Генкин, А.Г. Соколова. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
4. Бендат, Дж. Применение корреляционного и спектрального анализа / Дж. Бендат, А. Пирсол. – М.: Мир, 1983. – 316 с.
5. Щепетильников, В.А. Балансировка машин и приборов / В.А. Щепетильников. – М.: Машиностроение, 1981. – 638 с.

Поступила 23.03.2011

THE TECHNIQUE OF VIBRODIAGNOSING AND BALANCING OF ELEMENTS OF COMPRESSOR INSTALLATION DRIVES

A. KULESHOVA

The paper presents method of vibrodiagnostics and balancing of compressors. The method is based on spectral analysis of vibration processes and uses the spectrum characteristics to balance. Balancing of all rotating elements of the compressor drive is performed simultaneously. The approbation this method in industrial conditions on a stationary compressor type "DEMAG" was done, which allowed to perform preventive maintenance of equipment and avoid emergency. The software package MAC for vibrotesting and balancing on the spot is proposed for industrial use.