

Топливо-энергетический комплекс включает в себя, кроме рассмотренных в предыдущей главе систем добычи углеводородного сырья, разветвленную систему транспорта, в которую входят промысловые и магистральные трубопроводы, компрессорные и насосные станции, резервуарные парки и хранилища и т.д. Поэтому рассмотренные в предыдущей главе методы диагностики технического состояния оборудования добычи углеводородов необходимо дополнить разработкой методов контроля параметров надежности систем транспорта углеводородов.

Методы диагностики систем транспорта нефти и газа в настоящее время получили новое развитие, в первую очередь, благодаря широкому использованию приборов с микропроцессорным управлением и программному обеспечению для математической обработки результатов измерений. Однако, в ряде случаев, принципиально новая информация (по точности, качеству и объему), получаемая современными диагностическими приборами, обрабатывается с помощью алгоритмов – статистических, спектральных, параметрических и других, – ориентированных на ограниченный объем экспериментальных данных и неавтоматизированный ввод данных.

Между тем, развитие математических методов, в первую очередь методов обработки временных рядов и стохастической динамики, позволяет получать на основе больших объемов измерений принципиально новую информацию о техническом состоянии, надежности и безопасности сложных технических систем, к которым относятся и системы транспорта углеводородов. В данной главе проводится анализ возможностей использования этих методов для целей диагностики и повышения надежности функционирования оборудования нефтегазопроводов.

2.1. РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ АНАЛИЗА ДАННЫХ ВИБРОДИАГНОСТИКИ РОТОРНЫХ МАШИН

Вибродиагностика является одним из основных методов оценки технического состояния сложного и дорогостоящего оборудования нефтегазовой отрасли – насосов, компрессоров, турбин. С развитием техники регистрации и обработки вибросигналов, и, особенно, при переходе к цифровой форме представления данных, диагностические возможности метода значительно увеличились. Так, считается, что вибродиагностические методы позволяют получить достоверность диагноза (отношение числа верных диагнозов к общему их числу) до 90 % [1].

Достоверность вибродиагностики зависит не только от совершенства техники измерения и регистрации сигналов, но и от математических методов, которые применяются при их анализе. Так, по данным [1] достоверность диагностирования по среднеквадратичному значению (СКЗ) виброскорости составляет 60–70 %, по спектрам вибросигналов – 80 %, с применением кепстрального анализа (гомоморфной фильтрации) – 83 %. Полный же арсенал методов (в совокупности с применением анализа синхронных спектров) увеличивает адекватность оценки технического состояния газотранспортного оборудования до 85–87 %. Заметим, однако, что подобная точность постановки диагноза возможна лишь при высокой квалификации специалистов, так как автоматическое задание параметров в подобных алгоритмах обработки весьма затруднительно.

На практике точность диагностирования значительно ниже. Как показал статистический анализ аварийных отказов газоперекачивающих агрегатов (ГПА), эксплуатирующихся в ДП «Баштрансгаз», традиционные методы идентификации технического состояния агрегатов позволяют предсказать не более 30 % аварий. В связи с этим представляет интерес разработка альтернативных методов вибродиагностики.

В последнее время наметилась тенденция к развитию так называемого модального анализа, т.е. расчета характеристик собственных колебаний конструкции на основе построения математической модели всего механизма или его узлов. Сопоставление теоретических и экспериментальных спектров агрегата, безусловно, упростит трактовку последних, но теория этого метода развита в настоящее время недостаточно, что затрудняет его практическое применение.

Обзор существующих методов обработки и анализа исходной виброинформации показывает, что математическая обработка сигнала практически во всех случаях ограничивается фильтраци-

ей, вычислением СКЗ и преобразованием Фурье. В данном разделе проведена попытка повышения достоверности вибродиагностического анализа с учетом шумовой составляющей измерений, а также рассмотрены возможности использования в диагностических целях методов, основанных на применении математической статистики, теории нелинейных явлений и синергетики.

2.1.1. АНАЛИЗ ПРИЧИН ВАРИАбельНОСТИ ВИБРОСПЕКТРОВ И ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИРОДЫ ШУМОВОЙ СОСТАВЛЯЮЩЕЙ ВИБРОСИГНАЛОВ

Механические колебания узлов роторных машин, таких как газоперекачивающие агрегаты, нефтяные и водонагнетательные насосы, несут информацию о техническом состоянии агрегата в частотном диапазоне 10–1000 Гц, что используется для вибродиагностики [1–4].

Как показывает практика виброобследований, спектры колебаний одного и того же узла агрегата значительно различаются, даже если период между записями спектров составляет часы и даже минуты. Этот факт не удается объяснить проявлением дефекта или изменением режима работы машины, следовательно, происходят неучтенные при записи спектров колебания с большим периодом. Поскольку сами по себе низкочастотные колебания (НЧ) не могут изменить высокочастотный (ВЧ, имеется в виду информативный диапазон 10–1000 Гц) спектр, можно предположить, что нестабильность спектров во времени обусловлена нелинейным взаимодействием колебаний высоких и низких частот, что приводит к модуляции ВЧ колебаний с возникновением ряда комбинационных суммарных и разностных частот [5].

Рассмотрим один из подходов к изучению природы этого явления.

Традиционно спектры принято представлять в виде суммы детерминированной и случайной составляющей

$$V(f) = \Theta(f) + \xi(f), \quad (2.1)$$

где V – амплитуда виброскорости; Θ – функция, описывающая изменение амплитуды виброскорости от частоты в ВЧ диапазоне, которую можно представить в виде ряда Фурье

$$\Theta(f) = \Theta_1(\omega) = \sum_{i=0}^{i=m} A_i \sin(\omega_i t + \gamma_i);$$

$\xi(f)$ – шумовая составляющая сигнала, имеющая в общем случае произвольное распределение.

В наших предположениях функция $\xi(f)$ описывает не шум, а является результатом нелинейного взаимодействия колебаний различных частотных диапазонов.

Функция $\Theta(f)$ определяется механическим состоянием роторной машины, и именно по ней возможно определение возникающих дефектов. Однако для выделения этой функции в «чистом виде» необходимо располагать информацией о зависимости $\xi(f)$ или, по крайней мере, оценить степень ее влияния на информативный ВЧ спектр.

Не рассматривая конкретный физический механизм нелинейного взаимодействия колебаний различных частот, представим его результат как сумму гармонических колебаний с близкими частотами:

$$\begin{aligned} \xi(f) &= \xi(\omega, \Omega) = \\ &= \sum_{j=0}^{j=m} \sum_{i=0}^{i=n} (A_{ij} \sin[(\omega_i + \Omega_j)t + \varphi_{ij}] + B_{ij} \sin[(\omega_i - \Omega_j)t + \psi_{ij}]), \end{aligned} \quad (2.2)$$

где ω_i – частоты ВЧ колебаний, Ω_j – частоты НЧ колебаний, причем $\omega \gg \Omega$. Таким образом, несмотря на то, что НЧ колебания в ВЧ спектре не отражаются, они приводят к возникновению гармоник с частотами $\omega_i \pm \Omega_j$, которые искажают и ВЧ спектр. Из теории колебаний известно, что сложение колебаний с близкими частотами приводит к возникновению низкочастотных биений, которые могут быть использованы для обнаружения НЧ составляющей. Поскольку в нашем предположении $\omega \gg \Omega$, то для измерения НЧ колебаний достаточно измерять среднее квадратичное значение ВЧ сигнала с периодичностью, которая определяется частотой Найквиста для НЧ сигнала. Так, например, если необходимо исследовать влияние на ВЧ спектр колебаний с периодом большим 2 мин, периодичность измерений должна быть не ниже 1 мин^{-1} . Изучение НЧ колебаний с более высокими частотами требует большей частоты измерений, но при этом следует иметь в виду, что время квадратичного усреднения сигнала Δt должно подчиняться условию

$$\max\{T_\omega\} < \Delta t < \min\{T_\Omega\},$$

где T_ω – период ВЧ сигнала; T_Ω – период НЧ сигнала.

Для экспериментальной проверки гипотезы о генерации низкочастотных колебаний при работе роторных машин были проведены измерения среднее квадратичного значения ВЧ сигнала виброскорости газоперекачивающего агрегата (ГПА) с газотурбинным приводом в полосе частот 10–1000 Гц с периодичностью в 1 мин на протяжении 8,5 ч (рис. 2.1). Режим работы ГПА типа

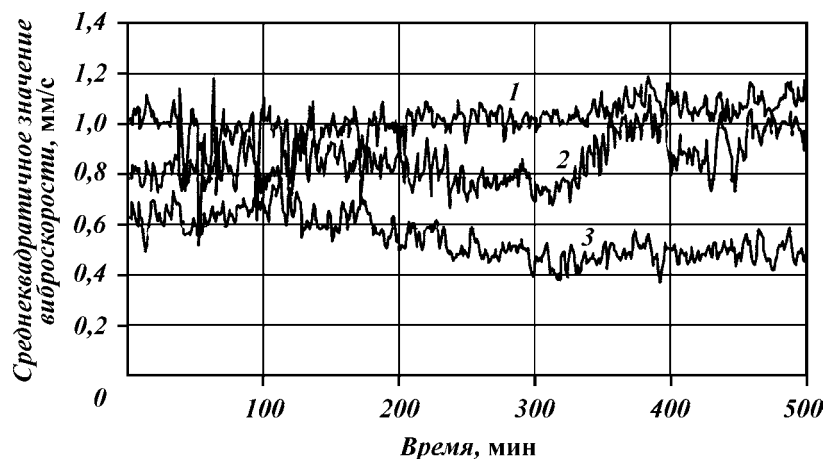


Рис. 2.1. Временные ряды измерений уровня вибрации (среднеквадратичное значение) в различных точках ГПА:
 1 – ОП компрессора; 2 – ОУП ТНД; 3 – ОУП нагнетателя

ГТК-10 соответствовал номинальной мощности установки. Измерения проводились с помощью датчиков виброскорости, расположенных в трех точках ГПА – опорный подшипник компрессора (точка 1 стандартной схемы виброизмерений), опорно-упорный подшипник турбины низкого давления (ОУП ТНД) (точка 4) и опорно-упорный подшипник нагнетателя (точка 5). Ориентация установки датчиков соответствовала радиальному направлению колебаний. Одновременно проводились измерения частоты вращения роторов ТНД и ТВД, температуры и давления газа в различных точках для контроля режима работы ГПА.

Из рис. 2.1 следует, что среднеквадратичное значение ВЧ-сигнала виброскорости действительно изменяется во времени, несмотря на неизменность режима работы ГПА (отклонения режимных параметров от среднего не превышали 5 %). Колебания уровня вибрации достигают 50 % от среднего значения, что и приводит к существенной временной вариабельности ВЧ-спектров ГПА.

На рис. 2.1 обращает на себя внимание также то обстоятельство, что уровень вибрации значительно изменяется (до 10–20 % от среднего) за промежуток времени между измерениями (1 мин). Это можно объяснить наличием колебаний с периодом, меньшим 2 мин, которые не удовлетворяют условию Найквиста, и их периодичность не улавливается измерительным комплексом.

Таким образом, изменчивость спектров во времени можно объяснить (по крайней мере, качественно) модуляцией несущих полезную диагностическую информацию ВЧ колебаний низкочастотными колебаниями. Однако вопрос о физическом механизме возникновения НЧ колебаний остается открытым. В самом деле, принято считать, что периодические механические процессы с характерным временем больше 0,5 сек при работе ГПА отсутствуют, и именно этим обусловлена нижняя граница частот в 4–5 Гц при традиционном виброобследовании ГПА. Однако в механике известны периодические процессы, имеющие характерные времена, различающиеся на несколько порядков, например неуравновешенные гироскопы, угловая скорость вращения которых может в сотни раз превышать скорость прецессии. Несмотря на то, что прецессия роторов ГПА в чистом виде невозможна из-за жесткой фиксации вала в подшипниках, можно предположить наличие подобных прецессии эффектов при наличии зазоров в подшипниках.

Низкочастотные колебания могут возникать также как следствие взаимного влияния близко расположенных роторов ТНД и ТВД, вращающихся с разными (но близкими) скоростями. В этом случае на подшипниковые опоры будет действовать периодическая сила с частотой, равной разности частот вращения роторов ТВД и ТНД, что составляет $\approx 1-10$ Гц. При наличии зазоров в подшипниках происходит возбуждение субгармоник с еще более низкими частотами.

Учитывая эти обстоятельства, имеет смысл изучить взаимосвязь между низкочастотными колебаниями противоположных опор ротора, т.е. определить наличие взаимной корреляции между экспериментальными зависимостями 1–2, 2–3 и 1–3, приведенными на рис. 2.1.

На рис. 2.2 приведены те же зависимости, что и на рис. 2.1, но для другого агрегата. Масштабы по осям увеличены для большей наглядности. Из рис. 2.2 видно, что форма кривых 2 и 3 практически идентична. Однако подобные однозначные зависимости скорее исключение, чем правило. Чаще существуют сложные и неоднозначные зависимости типа приведенных на рис. 2.1. Поэтому для выяснения взаимосвязи между экспериментальными зависимостями нами использовался коэффициент взаимной корреляции [6] k по выборке объема n .

Объем выборки n имеет принципиальное значение, так как отсутствие зависимости между рядами измеренных значений на большом временном интервале не означает ее отсутствие и на малых интервалах, и наоборот. Так, например, для зависимостей, приведенных на рис. 2.1 при $n = 500$, коэффициенты взаимной

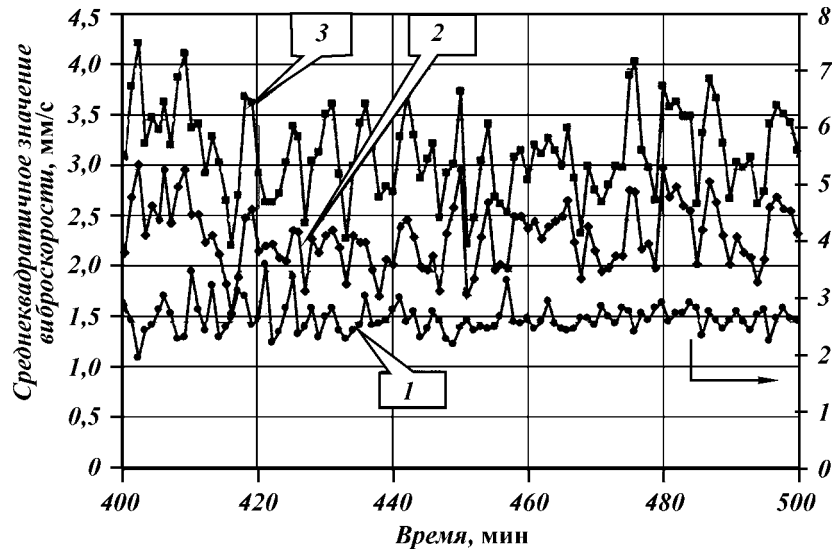


Рис. 2.2. Временные ряды измерений уровня вибрации в увеличенном масштабе (по рис. 2.1).

Среднее значение коэффициентов взаимной корреляции при $n = 20$: $k_{12} = -0,04$; $k_{13} = -0,01$; $k_{23} = 0,88$

корреляции равны $k_{12} = 0,34$, $k_{13} = -0,44$, $k_{23} = -0,13$. Высокое отрицательное значение k_{13} в этом случае означает тенденцию противоположного изменения кривых 1 и 3 на большом временном интервале, что можно видеть непосредственно на рис. 2.1 на временном интервале 100–300 мин. С другой стороны, при $n = 20$ значения k зависят от положения выборки на временной оси и могут изменяться от $+0,9$ до $-0,7$. Это означает, что в рядах измеренных величин существуют интервалы в 20 измерений (минут), где уровни вибрации в разных точках роторов изменяются практически синхронно ($+0,9$) и близко к противофазе ($-0,7$). Для поиска таких интервалов удобно использовать скользящую выборку, т.е. вычислять функцию

$$k(t_m) = \frac{\sum_{i=m}^{m+n} (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=m}^{m+n} (x_i - \bar{x})^2 \sum_{i=m}^{m+n} (y_i - \bar{y})^2}}, \quad (2.3)$$

где x и y – ряды измеряемых величин, $0 < m < N - n$; N – общее число измерений.

Графики функции $k_{23}(t_m)$ при $n = 20$ для зависимостей, приведенных на рис. 2.1, показаны на рис. 2.3. Максимум $k_{23}(t_m) = 0,9$ достигается при $t_m = 288$, а соответствующий участок рис. 2.3 в увеличенном масштабе приведен на рис. 2.4. Как следует из рис. 2.4, измерения в рядах данных 2 и 3 действительно изменяются синхронно.

Среднее значение $k_{23}(t_m) = 0,03$, т.е. долговременные корреля-

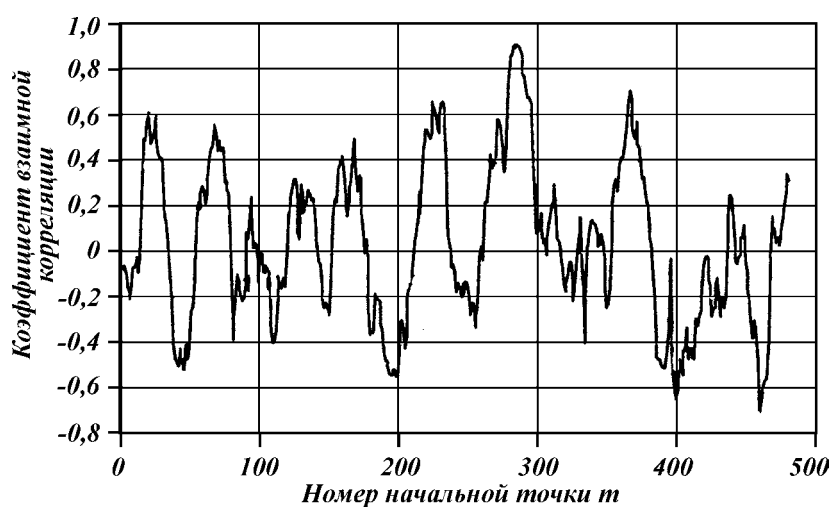


Рис. 2.3. Функция взаимной корреляции $k_{23}(t_m)$ при $n = 20$ для данных рис. 2.1

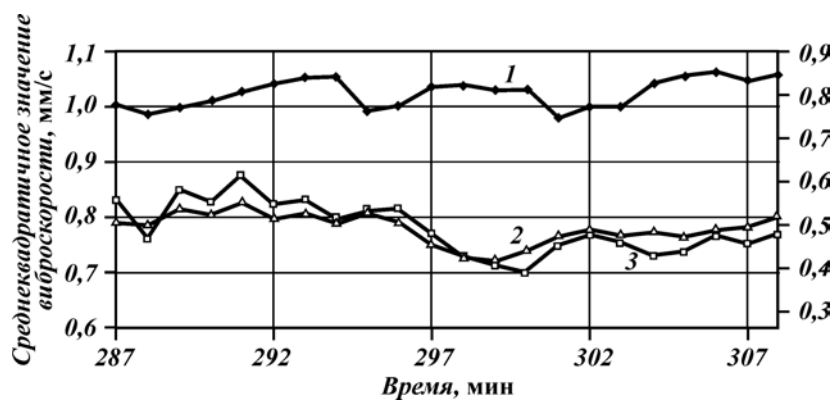


Рис. 2.4. Синфазное изменение рядов данных 2 и 3, определенное по максимальному значению функции $k_{23}(t_m)$ из рис. 2.3

ции между рядами данных 2 и 3 отсутствуют. Однако нетрудно заметить, что в поведении функции $k_{23}(t_m)$ наблюдается периодичность с интервалом $T \sim 40-50$ мин. Поскольку ряды данных 2 и 3 являются уровнями вибрации в противоположных точках оси ротора (ТНД и нагнетателя), этот факт можно трактовать как периодическое перераспределение интенсивности вибрации между опорами ротора, что, в свою очередь, может быть следствием явлений, аналогичных прецессии ротора.

Необходимо отметить, что низкочастотные периодические процессы могут проявляться не только в механической вибрации узлов ГПА, но и в колебаниях температуры и давления газового тракта. Одной из причин подобных эффектов является неустойчивость горения в камере сгорания. На рис. 2.5 приведены результаты измерения температуры газа за ТНД с отчетливо выраженной периодичностью 30–40 мин, что близко к ранее найденной величине.

Таким образом, можно заключить, что изменчивость вибрационных спектров во времени можно объяснить влиянием низкочастотных колебаний с частотами $10^{-3}-1$ Гц, которые, непосредственно не проявляясь в спектрограмме, вследствие нелинейности колебательных процессов приводят к возникновению комбинационных частот в исследуемом спектральном диапазоне, что и служит источником искажений спектров. Физическими механизмами генерации низкочастотных колебаний могут быть процессы перераспределения интенсивности вибрации между опорами роторов при взаимодействиях вращающихся неуравновешенных масс, эффекты прецессии роторов и неустойчивости термодинамических процессов в газовом тракте газотурбинной установки.

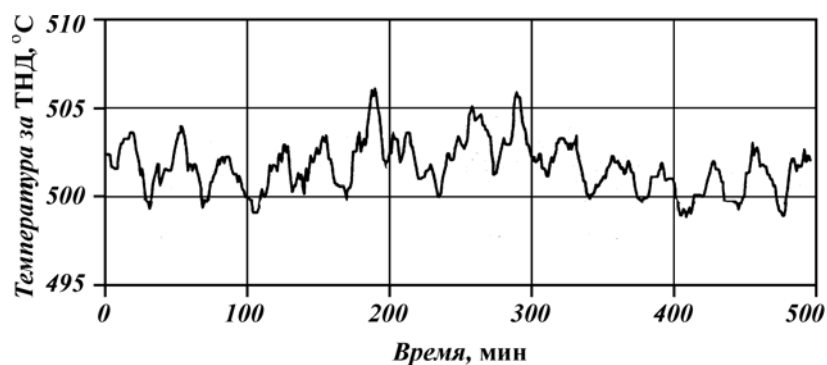


Рис. 2.5. Периодические колебания температуры за ТНД

2.1.2. ДИАГНОСТИКА И ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ОТКАЗОВ ТУРБОМАШИН НА ОСНОВЕ СТАТИСТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ВИБРОСИГНАЛОВ

Как показано в предыдущем разделе, идентификация дефектов роторных машин по данным спектральной вибродиагностики сталкивается с трудностями, связанными с вариабельностью регистрируемых спектров. Методы усреднения спектрограмм, используемые в некоторых диагностических экспертных системах вибродиагностики, проблему не снимают, поскольку, как это следует из выводов раздела 2.1.1, характерное время изменения уровня вибросигналов изменяется в широких пределах (10^{-3} –1 с). Кроме того, кажущееся хаотическим изменение амплитуды вибрации узлов и механизмов машин имеет вполне определенные причины, которые, в принципе, могут быть использованы для диагностических целей. Поэтому представляет интерес изучение статистических характеристик и параметров случайных процессов, вызывающих изменчивость спектрограмм роторных машин.

Рассмотрим этот вопрос подробнее.

Исходными данными для вибродиагностических методов служит информация о колебаниях узлов и деталей машин, записанная в виде ряда последовательных измерений какого-либо параметра колебаний. Как правило, в диагностике агрегатов с номинальной мощностью 1–20 МВт, характерных для приводов оборудования магистрального транспорта нефти и газа, записанный в цифровом виде диагностический вибросигнал представляет собой временной ряд значений виброскорости, к которому применимы любые методы обработки временных рядов. Объем выборки для существующих в настоящее время устройств сбора данных достигает десятков тысяч измерений, что вполне достаточно для высокой достоверности методов математической статистики.

Первым шагом при статистической обработке данных является определение функции плотности распределения исследуемой величины.

Рассмотрим зависимость вида функции плотности распределения измерений виброскорости по мере усложнения формы колебаний. При чисто синусоидальных колебаниях единичной амплитуды это симметричная М-образная кривая с нулевым средним значением (рис. 2.6, а). При увеличении числа гармоник гистограмма все более приближается к нормальному виду, но возрастание объема выборки не приводит к изменениям вида распределения (рис. 2.6, б).

Однако для реальных вибросигналов (рис. 2.7) вид функции распределения значительно отличается от приведенного.

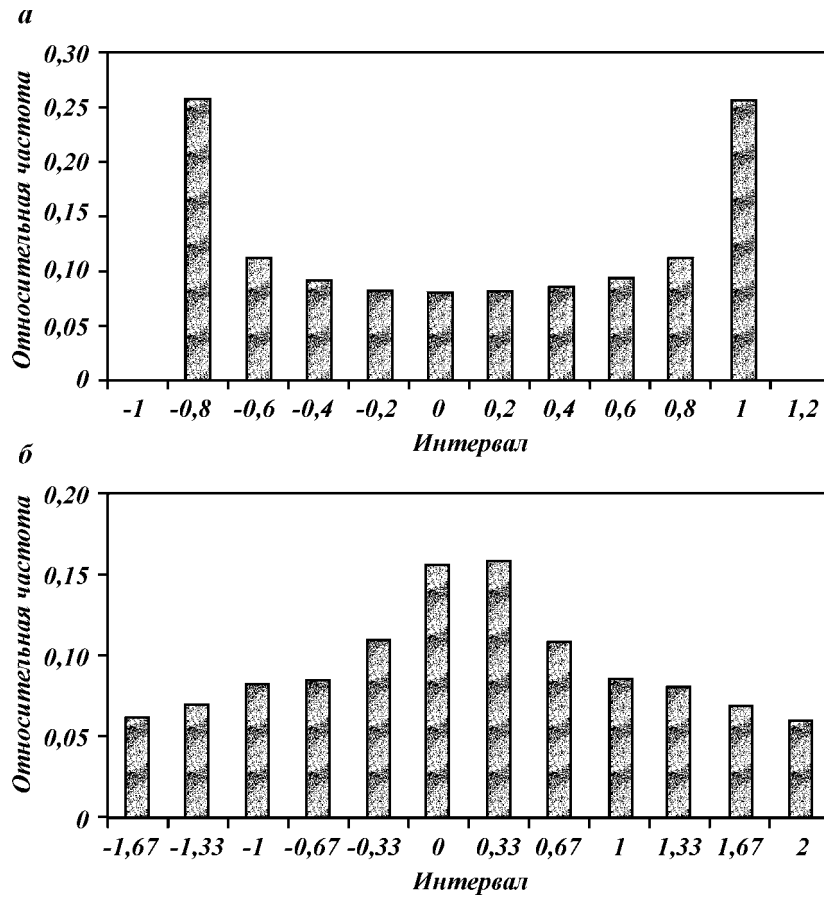


Рис. 2.6. Гистограммы относительных частот значений модельных функций: а – $y = \sin(\omega_1 t)$; б – $y = \sin(\omega_1 t) + \sin(\omega_2 t)$. Объем выборки 5000 точек

На рис. 2.8 приведена относительная частота попадания значения виброскорости в определенный интервал значений для реального вибросигнала, снятого с корпуса опорного – упорного подшипника турбины низкого давления газоперекачивающего агрегата (ОУП ТНД). Для удобства сравнения данные представлены в виде графика, а не гистограммы. Как следует из рис. 2.8, вид распределения зависит от объема выборки данных. С увеличением объема выборки плотность распределения приближается к нормальному закону.

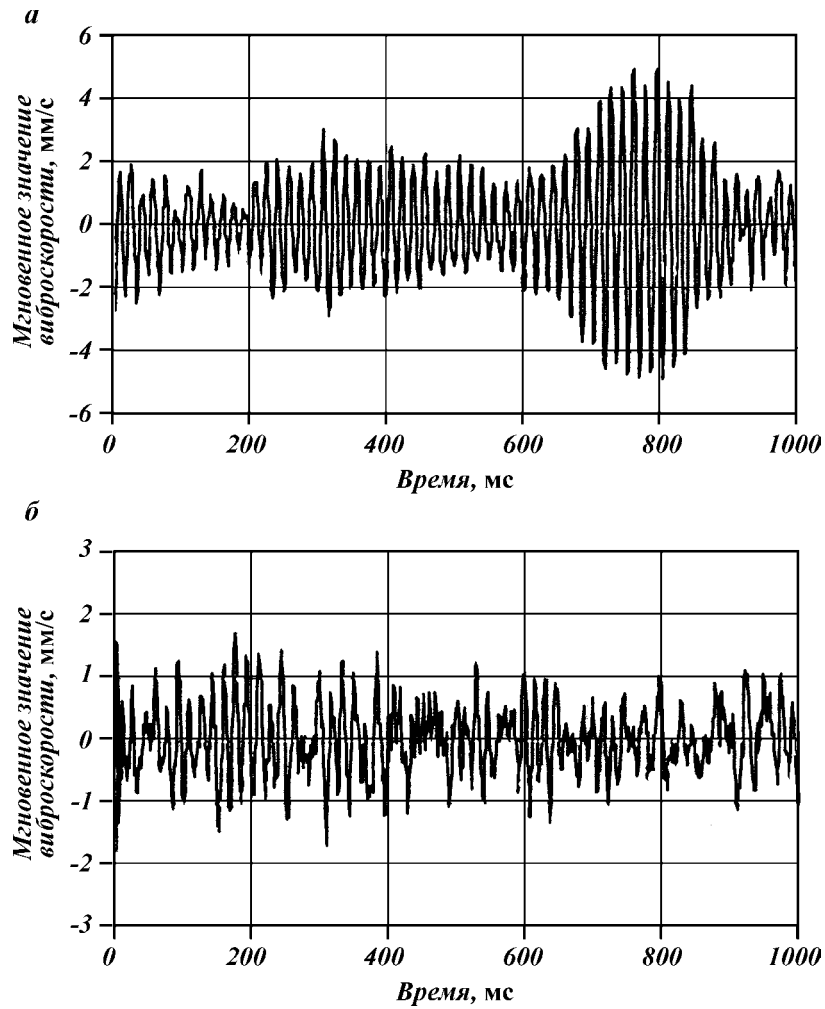


Рис. 2.7. Вибросигналы от ОУП ТНД с разной степенью стохастичности:
a - $R = 50$; *б* - $R = 5$

С физической стороны этот факт можно объяснить следующим образом.

Распределение плотности вероятности функционально зависимой величины $f(V)$ имеет вполне определенный вид и при достаточно большой выборке не зависит от объема последней. Если представить вибросигнал в виде суммы синусоид:

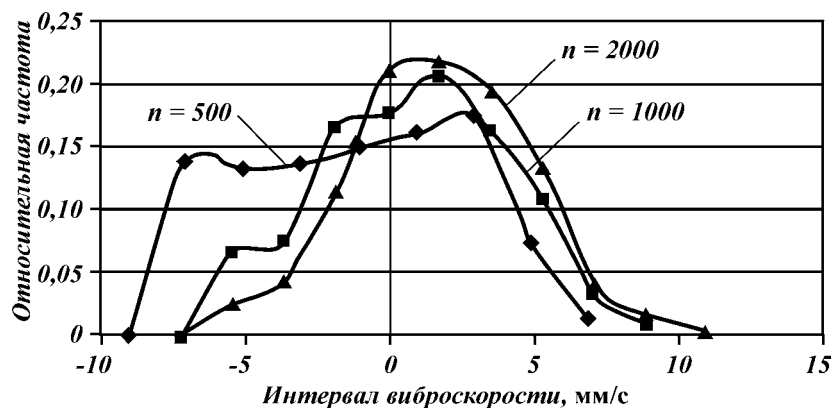


Рис. 2.8. Гистограммы относительных частот распределения виброскорости для реальных колебаний ОУП ТНД при разных объемах выборок n

$$V(t) = \sum_{i=1}^n A_i \sin(\omega_i t + \varphi_i), \quad (2.4)$$

то при постоянных A_i , ω_i и φ_i вид распределения $f(V)$ также будет некоторой функцией распределения детерминированной величины. В реальных же условиях виброизмерений величины A_i , ω_i и φ_i не остаются постоянными, а подвержены случайным изменениям.

Для количественного описания степени «случайности» данных величин в физике волновых явлений вводится понятие времени когерентности, т.е. временного интервала, в течение которого система под действием случайных факторов «забывает» о начальных условиях. Поэтому можно говорить о том, что степень случайности колебаний в некоторой точке характеризуется временем когерентности $t_{\text{ког}}$, т.е. длительностью интервала времени (пропорционального объему выборки при интервале между измерениями $\Delta t = \text{const}$), за который вид функции распределения плотности вероятности $f(V)$ становится близким к нормальному.

Заметим, что этот параметр не учитывается методами традиционной вибродиагностики и намеренно сглаживается многократным усреднением сигнала. Вместе с тем было показано [7], что степень хаотичности колебаний корпусов подшипников, оцениваемая путем вычисления показателя Херста для последовательности значений амплитуд виброскорости в частотном ряду спектра, прямо связана с надежностью работы оборудования. Поэтому представляет практический интерес определение стати-

стической связи между величинами $t_{\text{ког}}$ и вероятностью выхода из строя механического устройства, или с надежностью его работы. Подобные исследования были проведены для массива вибродиагностических данных, накопленных за 5 лет эксплуатации ГПА в ДП «Баштрансгаз». Вычисление значения $t_{\text{ког}}$ проводилось с применением стандартных алгоритмов электронной таблицы Excel по 5%-ному отклонению от нормального закона. Для удобства вычислялось не $t_{\text{ког}}$, а величина, ей пропорциональная – $R = t_{\text{ког}}/T_0$, где T_0 – период вращения ротора ГПА. Безразмерная величина R показывает, в течение скольких оборотов ротора система «помнит» начальные условия. Для наблюдаемых агрегатов пределы варьирования составляли $0,5 < R < 50$.

В ходе исследований выяснилось, что наиболее информативной является не сама величина R , а отношение σ/R , где σ – стандартное отклонение установившегося нормального распределения. С физической стороны это означает учет не только степени хаотичности колебаний, но и их вероятной амплитуды. Надежность работы количественно характеризовалась величиной, равной времени безотказной работы агрегата, т.е. остаточному ресурсу ГПА (по ретроспективным данным). Иными словами, если с момента виброизмерений до момента аварийного отказа прошло N суток, то ресурс агрегата в момент измерений принимался равным числу N .

Накопленная база данных содержала информацию о 15 аварийных отказах ГПА, причем время, прошедшее с момента предыдущих виброизмерений, варьировалось от 60 до 7 дней. Измерения виброскорости проводились в стандартной точке № 4 (корпус ОУП ТНД) по трем взаимно перпендикулярным направлениям, что позволило получить 45 экспериментальных точек.

Результаты расчетов приведены на рис. 2.9. Как следует из графика, по всем трем направлениям колебаний прослеживается отчетливая зависимость между отношением σ/R и остаточным ресурсом ГПА. Недостаточный объем информации по аварийным отказам не позволяет установить вид функции распределения $N(\sigma/R)$, однако можно утверждать, что при $\sigma/R > 2$ мм/с вероятность аварии весьма высока. Заметим при этом, что проведение стандартных диагностических процедур в рассмотренных случаях не выявило опасных симптомов, что следует из фактов произошедших аварий.

С другой стороны, аппроксимация опасности аварии зависимостью $P \sim \sigma R$ во многих случаях приведет к неверным результатам, так как при этом чисто синусоидальные колебания (при этом $R \rightarrow \infty$) независимо от их амплитуды будут считаться

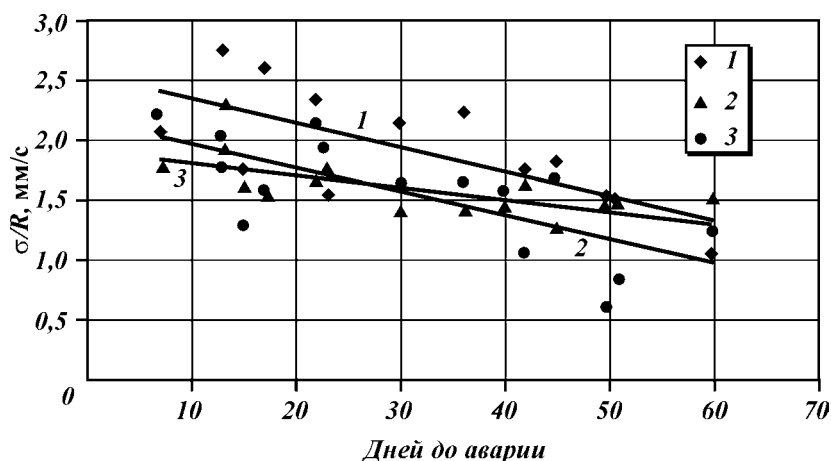


Рис. 2.9. Связь остаточного ресурса ГПА с параметром σ/R для трех направлений колебаний.

Сплошными линиями обозначены тренды изменения параметра для следующих направлений: 1 – вертикального; 2 – осевого; 3 – поперечного

безопасными, что неверно. Поэтому для оценки степени опасности вибрации предлагается следующая линейная функция:

$$P = \sigma(C_1 + C_2/R), \quad (2.5)$$

где C_1 и C_2 – эмпирические постоянные. В этом случае слагаемое σC_1 учитывает опасность воздействия чисто гармонических колебаний, аналогично предписываемому вибродиагностическим стандартом (уровни СКЗ «допустимо», «требуется принятия мер», «недопустимо»), а слагаемое $\sigma C_2/R$ – опасность воздействия стохастических колебаний.

В рамках предложенной модели находят объяснение факты неожиданных отказов оборудования при весьма низких значениях СКЗ виброскорости. Согласно формуле (2.5) степень опасности зависит не только от СКЗ виброскорости (через значение σ), но и от ее стохастической составляющей. Заметим, что о причинах будущей аварии при такой оценке сказать ничего нельзя, поскольку это требует знания механизма возникновения стохастических колебаний. Такими причинами могут быть, в частности, явления самоорганизации в нелинейных системах [8] и движение системы на странном аттракторе [8]. Это предположение подтверждается обнаруженным в предыдущем разделе данной работы явлением генерации сверхнизкочастотных колебаний ротора ГПА с периодом в десятки минут, которое затруднительно

объяснить иными физическими причинами. В целом же, явления детерминированного хаоса в применении к сложным механическим устройствам в настоящее время изучены недостаточно, и следует ожидать возрастания интереса практической науки к этим явлениям.

В заключение отметим, что, несмотря на недостаточность изучения причин возникновения хаотической составляющей виброскорости, предлагаемый метод обработки данных позволяет существенно увеличить достоверность диагностики аварийных ситуаций при работе сложных механизмов за счет введения параметра, учитывающего возникновение и воздействие хаотических колебаний.

2.1.3. РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ АНАЛИЗА ВИБРОСПЕКТРОВ НА ОСНОВЕ ПРИМЕНЕНИЯ ПОРЯДКОВЫХ СТАТИСТИК

Традиционными методами вибродиагностики роторных механических агрегатов, например, газоперекачивающих агрегатов или насосов, являются анализ параметров вибрации по среднеквадратичному значению виброскорости [11] и узкополосный спектральный анализ колебаний [12]. Как было показано выше, неоднозначность трактовки спектров и малая информативность среднеквадратичного значения уровня вибрации во многих случаях не позволяют адекватно оценивать механическое состояние турбоагрегата. В связи с этим представляется актуальной разработка альтернативных методов анализа виброспектров.

В данном разделе в качестве дополнительного информативного признака при анализе спектров вибрации предлагается использование порядковых статистик для временных и частотных рядов, получаемых при виброобследованиях узлов роторных машин, например, подшипников роторов ГПА.

Рассмотрим возможность распознавания специфических изменений вибрационных спектров на базе использования ранговых критериев, основанных на суждении – «больше – меньше» [12, 13]. Ранее ранговые критерии использовались в данной работе для обработки динамограмм ШГНУ (см. раздел 1.2.1).

При возникновении того или иного дефекта происходит изменение вибросигнала, снимаемого с диагностируемого узла машины. Следует ожидать, что хорошо развитый дефект дает отчетливо видимые различия в спектре вибросигналов при их сравнении с аналогичными спектрами заведомо исправных машин. Напротив, зарождающиеся дефекты лишь незначительно изменяют форму и параметры спектров. Можно предположить, что различные типы дефектов инициируют появление на вибра-

ционном спектре максимумов некоторых определенных типов, форма которых будет определяться типом дефектов.

Анализ любого вибросигнала показывает, что его можно описать функцией вида

$$V(f) = \Theta(f) + \xi(f), \quad (2.6)$$

где V – виброскорость; Θ – функция, описывающая изменение амплитуды виброскорости от частоты; $\xi(f)$ – шумовая составляющая сигнала, имеющая в общем случае произвольное распределение.

Построение спектров виброскорости производится на основе Фурье-преобразования массивов дискретных измерений $\{V_{(i)}\}$, $\{t_{(i)}\}$, которые представляются в виде временных рядов, имеющих общие закономерности, вне зависимости от видов дефектов. Дальнейший спектральный анализ временных рядов наблюдений виброскорости позволяет в простейших случаях распознать очевидные дефекты.

Использование теории рангов для распознавания изменения в подобных спектрах удобно тем, что такой подход позволяет избежать трудностей, связанных с построением объективной шкалы абсолютных значений виброскорости, так как этот параметр является существенно переменным даже в пределах машин одного типа.

Хотя во временных или частотных характеристиках вибраций условие монотонности не соблюдается, тем не менее, вторая статистика Кендэла позволяет количественно оценивать степень изменения вибрационных спектров во времени.

Действительно, можно предположить, что построив спектр виброскорости для заведомо бездефектного механизма и определив координаты частот (локальные экстремумы частотной характеристики виброскорости), можно количественно оценивать характер изменения вибросигнала во времени. Это, в свою очередь, может служить классификационным признаком возникновения и развития того или иного дефекта, вызывающего изменение формы сигнала.

Рассмотрим применение порядковых статистик для анализа виброспектров на конкретном примере.

Статистический анализ аварийных отказов идентифицирует подшипники вращающихся механизмов как потенциально наиболее ненадежные элементы конструкции, ограничивающие ресурс агрегатов. Поэтому в данной работе в качестве объекта исследования был выбран временной ряд значений виброскорости колебаний корпуса опорно-упорного подшипника турбины низкого давления (ОУП ТНД) ГПА, полученный с помощью диагности-

ческого комплекса «Дельфин». Периодичность дискретизации сигнала составляла $\Delta t = 0,8$ мс, длительность записи T выбиралась в диапазоне 1–5 с. Частота Найквиста при этих условиях составляла ~ 1200 Гц, что и определяло исследуемый частотный диапазон $\Delta f = 1\text{--}1200$ Гц, совпадающий с обычно используемым при вибродиагностике ГПА [1, 10].

В качестве заведомо известных экстремумов частотной характеристики вибросигнала выбирались основная роторная гармоника F_r и ее ультрагармоники с частотами $2F_r, 3F_r, 4F_r$. Объем выборки $N = 2n$ варьировали таким образом, чтобы полностью охватить экстремум и его окрестности, а именно $n = \Delta F/r$, где ΔF – ширина спектрального пика в герцах; r – разрешение спектра в герцах на линию.

Для проведения расчетов была разработана компьютерная программа, работающая по следующему алгоритму.

В качестве исходных данных вводился временной ряд амплитуд виброскорости, записанный ранее измерительным комплексом. На его основе по известной частоте дискретизации комплекса вычислялись коэффициенты дискретного разложения Фурье и строился спектр сигнала. Затем по максимальному значению спектральной составляющей в диапазоне частот 40–80 Гц (диапазон частот вращения ротора) определяли частоту основной роторной гармоники F_r , ее ширину на половине высоты ΔF и вычисляли объем выборки n . Частоты ультрагармоник находили как кратные частоте F_r , а ширину полос и объемы выборок рассчитывали так же, как ширину полосы и объем выборки для гармоники F_r . После этого проводили расчет ранговых критериев по формулам (1.24), (1.26), (1.27), приведенным в главе 1.

Коэффициенты ранговой корреляции Кендэла k_2 рассчитывались для спектров, полученных в течение 4–5 лет, и анализировались их изменения во времени с учетом имевших место аварий и ремонтов. Характерные графики таких изменений приведены на рис. 2.10.

Как следует из рис. 2.10, поведение коэффициентов k_2 для различных полос спектра разное. Так, например, непосредственно перед аварией по причине дефекта ротора (сплошная вертикальная линия на рис. 2.10), коэффициент k_2 для основной роторной гармоники F_r возрос с 0,62 до 0,82, в то время как для ультрагармоники $2F_r$, напротив, уменьшился с 0,5 до 0,22. В течение безаварийной эксплуатации (1994–1995 гг. по горизонтальной оси, см. рис. 2.10) соответствующие коэффициенты k_2 также ведут себя различным образом. Можно предположить поэтому, что на характер изменения ранговых критериев во времени влияет как степень развитости дефекта, так и конкретный его

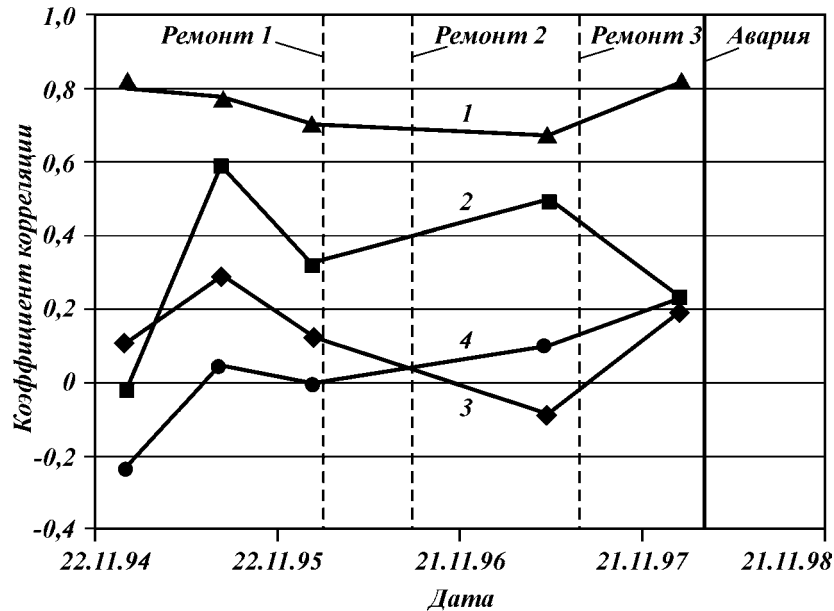


Рис. 2.10. Графики зависимости коэффициентов корреляции Кендэла 2-го порядка различных максимумов спектра от времени: 1 – основная роторная гармоника F_r ; 2 – ультрагармоника $2F_r$; 3 – ультрагармоника $3F_r$; 4 – ультрагармоника $4F_r$. Вертикальными пунктирными линиями обозначены ремонтные мероприятия, сплошной линией – аварийный останов. Содержание ремонтных работ: 1) замена лопаток ТНД, ремонт камеры сгорания; 2) ремонт регенераторов; 3) замена рабочих лопаток ТНД. Аварийный останов: замена ротора ТНД

тип. Так, перед ремонтом ГПА по причине дефекта лопаток (левая вертикальная пунктирная линия на рис. 2.10), коэффициенты k_2 для ультрагармоник $2F_r$, $3F_r$, $4F_r$ и гармоники F_r уменьшились одновременно.

Расчеты ранговых критериев проводились для шести ГПА, для которых имелись записи виброскорости за период 4–5 лет и достоверная информация по видам ремонтных работ и аварийных отказов. Анализ полученных данных показал, что существует тесная связь между изменением коэффициентов ранговой корреляции Кендэла второго порядка k_2 для различных полос спектров виброскорости и степенью развития дефекта определенного типа. При достаточном объеме базы данных по временным рядам виброскорости и при наличии точного описания причин произошедших отказов ГПА представляется возможным составление дефектных карт, которые позволят количественно оценивать не

только общее техническое состояние агрегата, но и степень развития конкретного типа дефекта.

Ранговые порядковые статистики могут быть вычислены не только по частотным рядам, как это показано выше, но и непосредственно по временным рядам виброскорости $\{V_{ij}\}$. Поскольку временной ряд виброскоростей представляет собой сумму значений синусоид разных частот и амплитуд, то характерных максимумов он не содержит и поэтому имеет смысл исследовать поведение только коэффициента ранговой корреляции Кендэла первого порядка k .

Коэффициент корреляции Кендэла первого порядка k рассчитывался по формуле (1.25). При этом использовалась выборка объема N , скользящая по временной оси. Следовательно, полученная зависимость $k = k(t)$ также является временным рядом, который описывает «изменение степени монотонности» выборки исходного временного ряда виброскорости во времени. При проведении расчетов выяснилось, что наиболее информативной является не сама зависимость $k = k(t)$, а полученная на ее основе сумма, которая вычислялась путем сравнения рангов соседних точек выборки. Если ранг предыдущей точки оказывался больше, чем последующей, то к сумме добавлялась $+1$, в противном случае -1 . Подобную сумму принято называть накопленным рангом.

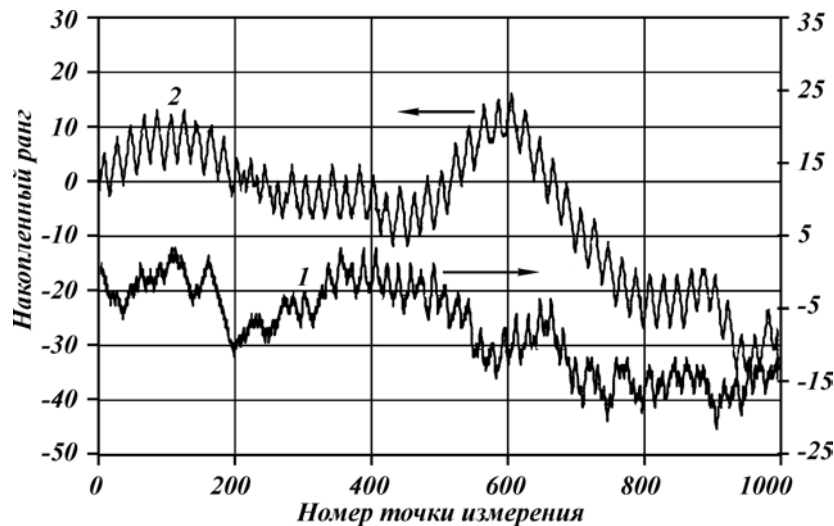


Рис. 2.11. Временные ряды, полученные накоплением коэффициентов ранговой корреляции 1-го порядка по временным рядам виброскорости: 1 – бездефектный ГПА; 2 – ГПА с дефектом

Таблица 2.1

Связь относительной амплитуды и дисперсии спектральной составляющей разложения Фурье с техническим состоянием ГПА

Амплитуда	Техническое состояние ГПА	
	Бездефектные	Дефектные
Среднее значение	1,316	2,130
Дисперсия	0,135	0,125

Поскольку дефекты подшипников ГПА могут проявляться в возникновении шумовой составляющей сигнала, можно предположить, что характеристики монотонности и накопленный ранг, рассчитанный для бездефектного ГПА и ГПА, имеющего дефект, будут различными.

На рис. 2.11 представлены типичные зависимости накопленного ранга для бездефектного (кривая 1) ГПА и ГПА, имеющего дефект (кривая 2). На графике 2 отчетливо проявляется гармоническая составляющая, в то время как на графике бездефектного ГПА она выражена в значительно меньшей степени. Именно это обстоятельство и определило Фурье-анализ как метод дальнейшей обработки полученного временного ряда. В качестве количественного критерия для определения степени изношенности подшипника была выбрана относительная амплитуда спектральной составляющей разложения функции Фурье накопленного ранга на частоте основной роторной гармоники.

Результаты расчетов приведены в табл. 2.1.

Предложенный критерий позволяет с точностью более 85 % определять наличие дефекта в подшипниковом узле ГПА и может быть применен для достоверной оценки текущего технического состояния газоперекачивающих агрегатов.

Таким образом, можно утверждать, что применение ранговых критериев при вибродиагностике роторных механизмов, в частности, турбин, насосов и компрессоров нефтегазотранспортной отрасли, позволяет в значительной степени устранить субъективность экспертных оценок, неизбежных при традиционных методах анализа спектра, и ввести количественные критерии для определения технического состояния подшипников.

2.2. ДИАГНОСТИКА ЗАПОРНОЙ АРМАТУРЫ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ МАГИСТРАЛЬНЫХ ГАЗОПРОВОДОВ АКУСТИЧЕСКИМИ МЕТОДАМИ

Виброакустические методы диагностики могут быть применены не только для обнаружения дефектов роторных машин, имеющих некоторый набор возбуждаемых частот (зависящий,

как правило, от частоты вращения ротора), но и для любых технических систем, при работе которых имеется генерация вибрации или акустического шума. При этом важно, чтобы спектральный состав вибраций не был сплошным «белым шумом», а имел бы некоторые характерные линии или полосы частот. С позиций синергетики и хаотической динамики это условие означает некоторую упорядоченность в поведении системы, т.е. динамика подобной системы определяется свойствами детерминированного хаоса [14, 15].

Турбулентность является классическим примером детерминированно-хаотического поведения газового или жидкостного потока. Упорядоченность движения в данном случае проявляется в генерации вихрей, каждый из которых представляет собой упорядоченную структуру. Масштабные и временные характеристики вихрей определяются свойствами жидкости и линейными размерами препятствия, при обтекании которого возбуждаются вихри.

В данном разделе рассмотрена возможность использования акустического шума, сопровождающего образование вихревых потоков газа, для диагностики технического состояния запорной арматуры магистральных газопроводов.

Запорная арматура осуществляет переключение газовых потоков в нитях магистрали между нагнетателями и в технологических линиях компрессорной станции. В качестве запорного оборудования обычно используются шаровые краны. Наиболее распространенный тип дефекта этих узлов – нарушение герметичности вследствие повреждения уплотняющей прокладки.

Нарушение герметичности уплотнений приводит к возникновению турбулентных потоков газа. Турбулентная струя газа при истечении из отверстия или при обтекании помещенного в поток тела (турбулизатора), генерирует акустические колебания, частота которых зависит от характерных размеров турбулизатора и параметров движущейся среды. Генерируемые колебания имеют широкий спектр, что связано с физическими процессами, приводящими к генерации акустических волн, а именно – образованию и срыву газовых вихрей.

Каждый элементарный вихрь имеет определенные физические и энергетические характеристики, но поскольку параметры элементарных вихрей являются в значительной степени случайной величиной, то и спектр акустических колебаний в различные интервалы времени различен.

Если ввести понятие «мгновенного» спектра, понимая под этим спектр колебаний за достаточно малый интервал времени

$$\Delta t = 1/f_0, \quad (2.7)$$

где f_0 – самая низкочастотная из интересующих нас компонент спектра, то можно сказать, что узкополосный «мгновенный» спектр совершает стохастические перемещения в некотором частотном диапазоне, средняя частота f_{cp} которого связана с числом Струхала:

$$Sh = f_{cp} \cdot D/V, \quad (2.8)$$

где D – характерный размер турбулизатора или щели; V – скорость потока.

Следовательно, изучение спектральных и статистических закономерностей акустических характеристик дает возможность получить информацию о геометрических размерах излучающего объекта и скорости (расходе) газовой среды.

В данном разделе проведена попытка определения наличия перетечек в запорной арматуре обвязки нагнетателей газоперекачивающих станций с использованием данных по виброакустическим исследованиям. Идея метода состоит в том, что при повреждениях уплотнительной прокладки крана образуется щелевое отверстие, при протекании через которое струя газа возбуждает акустические колебания. Спектр и интенсивность колебаний зависят от геометрии щели и скорости потока, которые связаны со степенью разрушения прокладки и расходом перетекающего газа.

Решение поставленной задачи осложняется тем обстоятельством, что кроме спектра турбулентной струи акустический сигнал содержит и другие спектральные составляющие, происхождение которых не связано с перетечками. К ним относятся лопаточные частоты нагнетателей, механические вибрации корпуса крана, производственные помехи и т.п. По этой причине предварительно необходимо было установить, какие особенности спектра характеризуют турбулентную струю, чтобы отделить полезную информацию от помех. Для этого были получены спектры акустического шума заведомо герметичных кранов (рис. 2.12, а). На графике отчетливо выражен ряд лопаточных частот и отсутствует широкополосная составляющая турбулентной струи, отчетливо выраженная в спектре крана с поврежденной прокладкой (рис. 2.12, б).

Таким образом, по виду спектра акустического шума запорной арматуры возможно диагностирование наличия ее негерметичности. Для количественных оценок степени повреждения уплотнения и величины утечек газа примем допущение, что перепад давления Δp на уплотнении выше критического и, таким образом, скорость истечения струи не зависит от величины перепада и

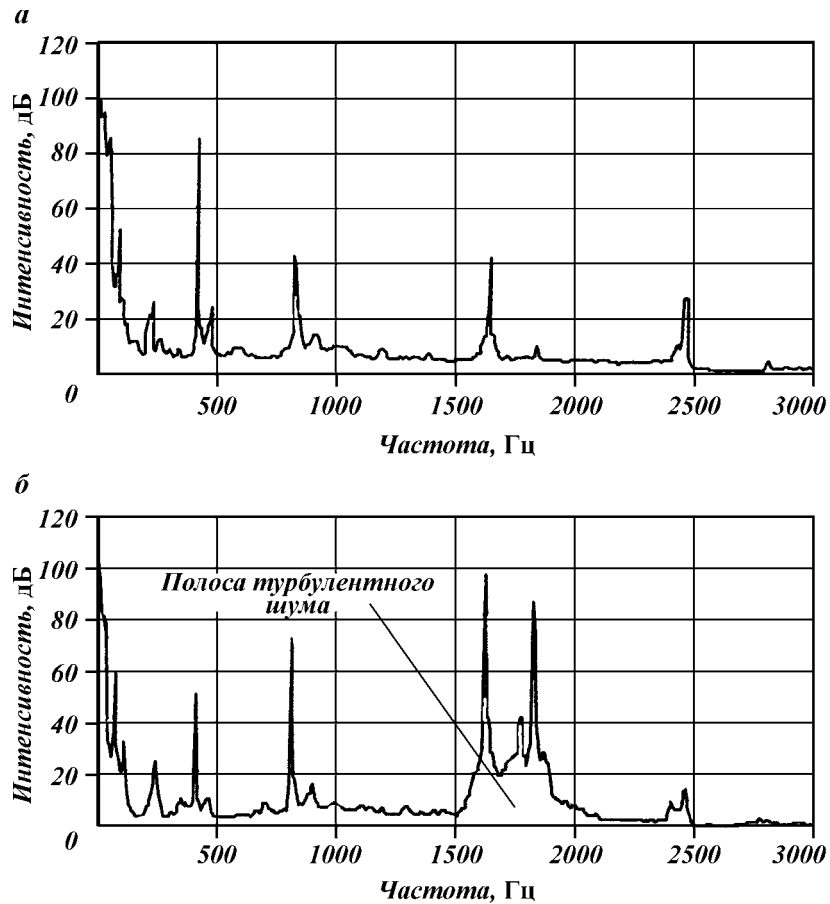


Рис. 2.12. Спектрограммы акустического сигнала, возбуждаемого шаровым краном:
 а – герметичный кран; б – негерметичный кран

равна скорости звука в газе. Как показано в работах [16, 17], это условие выполняется при $\Delta p \geq 0,1-0,16$ МПа. В работе [17] показано, что для струи газа при развитой турбулентности число Струхала можно считать постоянным и равным $\approx 0,3$.

При этих условиях, зная среднюю частоту полосы шума в акустическом спектре, из соотношения (2.8) можно получить оценки характерного размера повреждения D на уплотнении крана и величину утечки Q газа. Для спектра, представленного на рис. 2.12, б ($f_{\text{ср}} = 1750$ Гц), имеем:

$$D = Sh \cdot V / f_{\text{пик}} = 0,3 \cdot 330 / 2000 = 0,057 \text{ м};$$

$$Q = V \cdot F = 330 \cdot 0,057^2 = 1,07 \text{ м}^3/\text{с},$$

что составляет около одного процента перекачиваемого газа агрегатом ГТК-10 и соизмеримо с погрешностью расходомера. Максимальное значение расхода при повреждении всей прокладки в кране «Борзиг» составляет $Q_{\text{max}} = 71 \text{ м}^3/\text{с}$ [17].

Оценка состояния запорной арматуры компрессорной станции показала, что 76 % кранов имеет широкополосные частотные диапазоны в спектре вибрации, и, следовательно, эти краны могут допускать перетечку газа.

Для визуализации расчетных данных предлагается способ построения поверхности в пространстве, заключающийся в предварительном расчете по имеющимся временным рядам их спектральных составляющих и построении временной зависимости изменения каждой спектральной компоненты.

Выше отмечалось, что дискретный гармонический анализ при малом интервале времени разложения позволяет сохранить в полученном гармоническом ряде стохастическую компоненту. Из временного ряда x_i ($i = 0, 1, 2, \dots, 3N - 1$) выделим три последовательные выборки объема N , т.е. x_i ($i = 0, 1, 2, \dots, N - 1$), x_j ($j = N, N + 1, \dots, 2N - 1$), x_k ($k = 2N, 2N + 1, \dots, 3N - 1$), где N – число измерений величины x , достаточное для построения спектра в заданном диапазоне частот. Для каждой выборки рассчитываются коэффициенты ряда Фурье и вычисляется мощность спектральных компонент P_m . Поскольку выборки сдвинуты во времени на некоторый интервал Δt , равный в нашем случае 23 мс, то гармоники из разных спектров, но с с одной частотой, представляют собой развитие во времени соответствующей компоненты спектра. Принимая величину мощности гармонических составляющих последовательных спектров за декартовы координаты и, построив таким образом трехмерную поверхность, мы получим наглядное изображение влияния случайных флуктуаций на развитие спектра во времени.

На рис. 2.13 представлены спектры последовательных во времени выборок, рассчитанные для полосы турбулентного шума 1–3 кГц, возбуждаемого краном с перетечками. Они соответствуют участку спектра 1–3 кГц, приведенному на рис. 2.12, б, но, в отличие от последних, не подвергались усреднению по времени.

На рис. 2.14 приведены изображения трехмерных поверхностей, построенных описанным выше способом. Рис. 2.14, а соответствует герметичному крану, рис. 2.14, б построен по спектрам, приведенным на рис. 2.13, т.е. для крана с утечкой газа, а

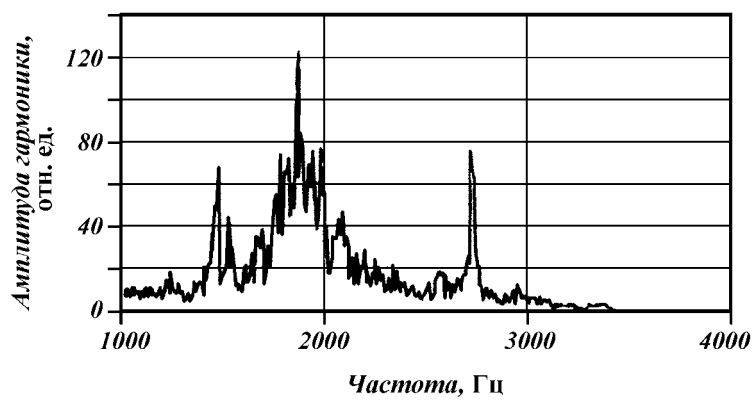
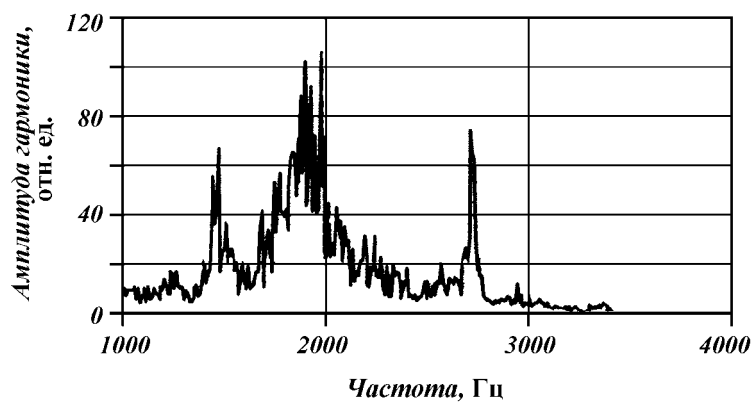
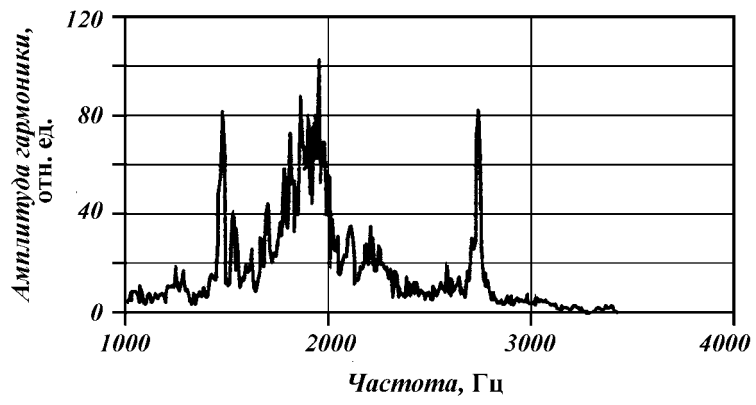


рис. 2.14, *в* построен для турбулентной струи, истекающей в атмосферу через свечу пускового газа.

Как следует из рисунков, влияние стохастической компоненты сильно сказывается на топологии поверхности, а значит, предложенный метод может быть использован для визуальной оценки величины утечек.

Как следует из изложенного, турбулентная струя действительно вносит определенную степень хаоса в упорядоченный акустический сигнал технической системы. Количественно степень хаотичности некоторой измеряемой величины можно охарактеризовать увеличением числа степеней свободы исследуемой системы, требуемых для ее адекватного описания. Подобные задачи могут быть решены с помощью вычисления корреляционной размерности, например, по алгоритму Паккарда – Такенса [18, 19].

Рассмотрим применение данной процедуры к задаче определения дефектов запорной арматуры магистральных газопроводов.

Предположим, что при помощи измерений получен одномерный временной ряд либо виброскорости, либо виброускорения, либо акустического давления (на фиксированном расстоянии от микрофона), снятых с определенной дискретностью. Временная последовательность по единственной переменной дает довольно ограниченную информацию об исследуемом объекте. Однако, как показано в работах Е. Федера [19], временная последовательность одной переменной содержит гораздо более богатую информацию – она носит следы всех переменных, участвующих в описании динамики системы, а также позволяет безмодельным способом идентифицировать некоторые ключевые особенности соответствующей системы.

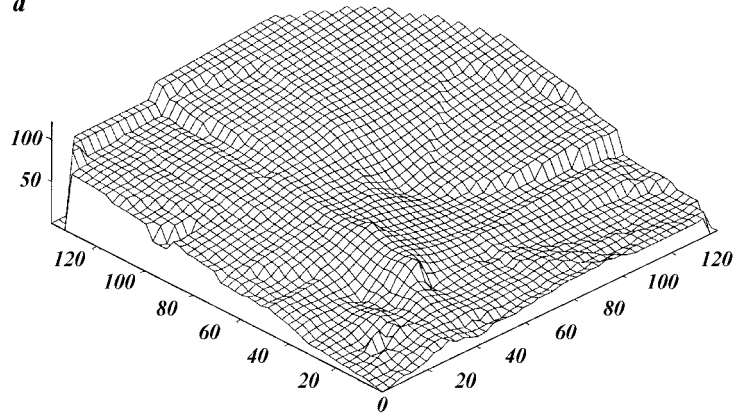
Если некоторый шумовой сигнал производится динамической системой, которую можно описать конечным числом переменных, то развитие системы во времени можно формально представить как движение любой точки из фазового портрета системы на странном аттракторе. Как показано в работах [19, 20], странные аттракторы представляют собой фрактальные множества, главные свойства которых определяются размерностными характеристиками (размерность Хаусдорфа, корреляционная размерность).

Процедура вычисления корреляционной размерности ν заключается в следующем.

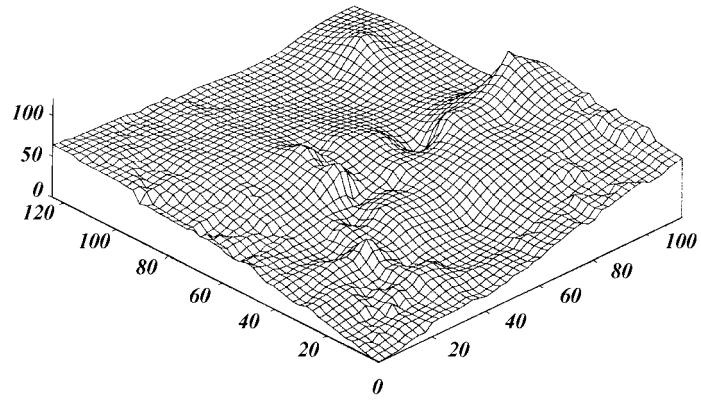
Предположим, x_i – реализация одной из координат фазового

Рис. 2.13. Спектрограммы акустического шума в полосе частот 1000–3000 Гц, рассчитанные для трех последовательных во времени выборок временного ряда измерений

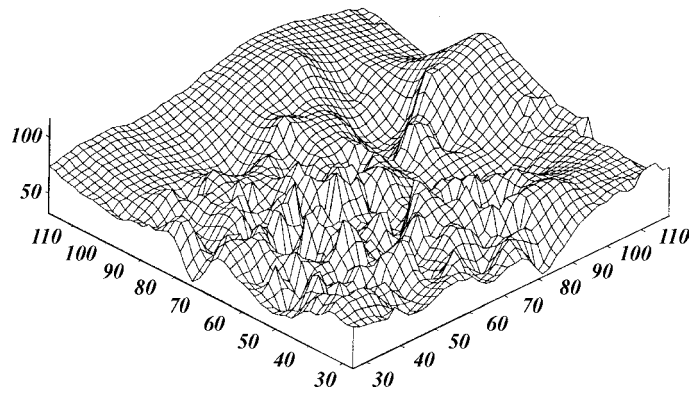
a



б



в



пространства системы $x(t)$: $x_i = x(t_i)$, $i = 1, 2, \dots, N$. Введем в рассмотрение новое фазовое пространство (пространство вложения), размерность которого m , а координаты точек определяются векторами

$$\vec{y}_j^{(m)} = \{x_j, x_{j+1}, \dots, x_{j+m-1}\}, \quad (2.9)$$

сконструированными из последовательных значений величины x ($j = 1, 2, \dots, n = N - m + 1$). При изменении величины t получим в этом пространстве траекторию, воспроизводящую некоторое множество, корреляционную размерность которого ν_m можно вычислить через корреляционный интеграл

$$C_m(\varepsilon) = \lim_{n \rightarrow \infty} \frac{1}{n^2} \sum_{j,k=1}^n \Theta(\varepsilon - |\vec{y}_j^{(m)} - \vec{y}_k^{(m)}|), \quad (2.10)$$

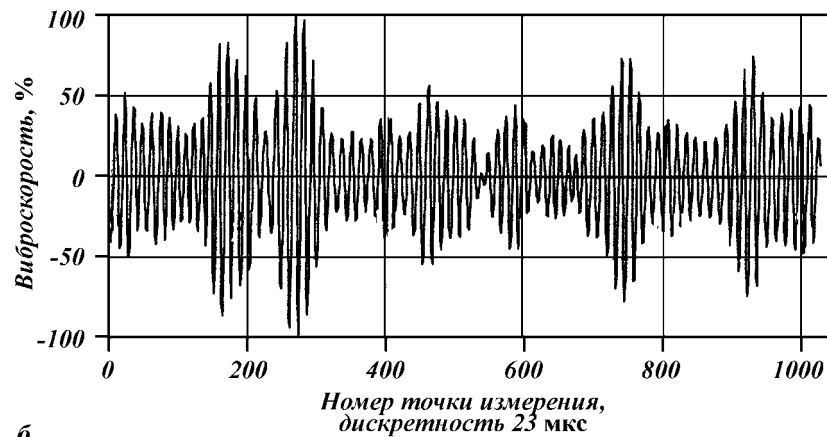
по наклону зависимости $\ln C_m$ от $\ln \varepsilon$. Изменяя размерность векторов y , проанализируем зависимость ν_m от m . Очевидно, что при малых m размерность ν_m будет увеличиваться с ростом m . Однако, если изучаемый случайный сигнал есть проявление детерминированного хаоса, то при некотором $m = m_0$ величина ν_m перестает расти. Достигнутое при этом значение ν_{m_0} и принимается за размерность ν странного аттрактора исходной системы и называется размерностью реализации. Если же рост ν_m продолжается без насыщения, то это свидетельствует о том, что наблюдаемый сигнал является «белым шумом» и невоспроизводим при помощи рассмотренного алгоритма.

Таким образом, обычный шумовой случайный процесс можно рассматривать как движение системы на аттракторе бесконечной размерности. Конечная размерность ν означает, что данный сигнал можно восстановить с помощью динамической системы (порядка не более, чем $2\nu + 1$, [18]). При решении задач эксплуатации технологического оборудования важно уметь различать детерминированный хаос от обычных технологических шумов.

В качестве исходных данных идентификации наличия перетечек газа в запорной арматуре газопроводов рассматривались вибрационные амплитудно-временные ряды для герметичных и негерметичных кранов обвязки нагнетательных агрегатов (рис. 2.15, а, б). Анализ этих характеристик показывает, что колебания амплитуд вибрационного сигнала запорного оборудования во времени имеют хаотический характер. Наблюдающееся последова-

Рис. 2.14. Поверхности, построенные по последовательным спектрограммам:
а – герметичный кран; б – кран с дефектом; с – свободная турбулентная струя

а



б

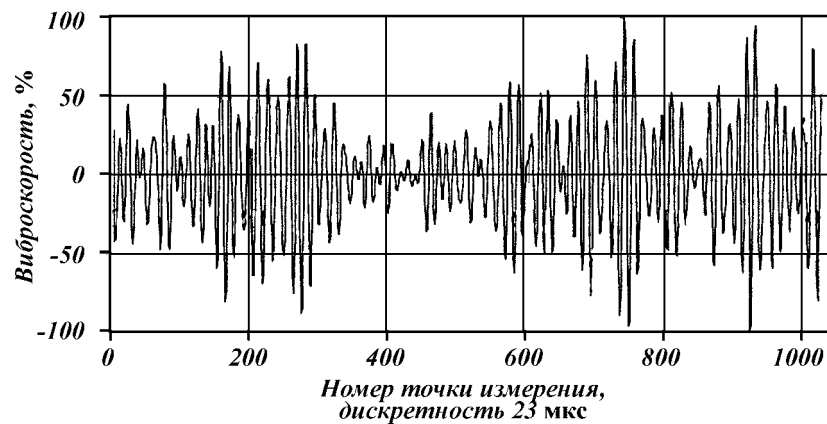


Рис. 2.15. Временные ряды измерений виброскорости колебаний корпуса запорной арматуры:

а – для герметичного крана № 3 обвязки ЦБН агрегата № 26; *б* – для негерметичного крана № 1 обвязки ЦБН агрегата № 11

тельное усложнение напоминает известные сценарии перехода к детерминированному хаосу [21], поэтому можно предположить, что хаотические колебания, соответствующие рис. 2.15, имеют детерминированную основу.

Результаты расчетов корреляционной размерности для представленных на рис. 2.15 данных показывают, что в случае герметичности запорной арматуры кривая $v = v(m)$ выходит на насы-



Рис. 2.16. Графики зависимости корреляционной размерности ν от размерности вложенного пространства m :

1 – для герметичного крана; 2 – для крана при наличии перетечек газа

значение при $m = 5$, и асимптотическое значение корреляционной размерности составляет 1,5 (рис. 2.16, кривая 1).

В случае же наличия перетечек газа в кране технологической обвязки нагнетательного агрегата в характере изменения зависимости $\nu = \nu(m)$ насыщение наблюдается в областях размерности вложенного пространства около 18. В области насыщения корреляционная размерность достигает 1,9 (рис. 2.16, кривая 2). Подобный характер кривых показывает, что происходит существенное усложнение процессов в системе, вызванное турбулентными пульсациями, однако выход кривых на асимптоту показывает, что детерминированность процесса сохраняется.

2.3. ПРИМЕНЕНИЕ ФЕНОМЕНОЛОГИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ В ДИАГНОСТИРОВАНИИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГАЗОТРАНСПОРТНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Любой параметр, характеризующий развитие динамической системы, может быть вычислен при условии построения адекватной математической модели системы. В относительно простых случаях подобная модель может быть построена на основе известных физических законов и связей, определяемых структурой или конструкцией системы.

Однако ситуация меняется, когда число степеней свободы системы возрастает, что имеет место в сложных динамических системах. В этом случае взаимосвязь параметров настолько усложняется, что достоверность аналитических моделей становится недопустимо низкой. Еще более положение ухудшается в случае, когда вступают в действие эффекты самоорганизации и динами-

ческого хаоса, характерные для неравновесных систем, каковыми, в сущности, являются большинство естественных и искусственных термодинамических систем и устройств, включая тепловые двигатели. Классическим примером моделирования естественной системы со сложным поведением являются метеорологические модели атмосферы Земли с их низкой достоверностью.

Альтернативой физическим моделям сложных систем являются феноменологические модели, построенных на основе зависимостей между параметрами динамической системы, установленных статистическими методами. (Например: «Если закат красный – завтра будет дождь»). Несмотря на существенный недостаток подобных моделей, каким является игнорирование физической сущности протекающих процессов (причины), результат предсказания (следствие) во многих случаях оказывается достаточно точным.

Рассмотрим применение моделей этого типа в технической диагностике нефтегазового оборудования.

Каждый из узлов механической системы можно охарактеризовать некоторым результирующим параметром, который является критерием технического состояния данного узла. Например, для ГПА как целого, в качестве оценки технического состояния можно взять величину общего КПД агрегата или остаточный ресурс работы.

Обозначим i -й регистрируемый штатными приборами параметр работы агрегата через x_i , тогда техническое состояние Y_j j -го узла можно определить как функцию параметров, т.е. $Y_j = f_j(X)$, где $X = \{x_i\}$.

Каждый из регистрируемых параметров x_i изменяется с течением времени, причем запись производится через равные промежутки времени с интервалом Δt , т.е. $t_k = n\Delta t$, где n – номер измерения в серии. Поэтому регистрируемые временные ряды значений параметров можно представить в виде $x_i = x_i(t_k)$. Рассчитываемый показатель технического состояния Y_j также будет являться временным рядом $Y_j(t_k)$, что дает возможность изучения тренда технического состояния и прогнозирования дефектов нефтегазового оборудования.

Математические методы, применяемые для обработки и прогнозирования поведения временных рядов, широко известны и весьма многообразны (некоторые из них рассмотрены в первой главе данной книги).

Весьма информативными характеристиками при расчетах показателей технического состояния агрегатов являются множественная регрессионная зависимость между временными рядами и коэффициент взаимной корреляции между ними. Например, по

уравнению парной регрессии и коэффициенту корреляции между частотой вращения ротора ТВД ГПА типа ГТК-10 и давлением воздуха, создаваемым осевым компрессором (ОК), можно судить о степени загрязненности лопаток и проточной части компрессора, т.е. о техническом состоянии узлов ОК. Это следует из конструктивной схемы агрегата – компрессор и ротор ТВД жестко связаны валом и имеют одинаковую частоту вращения.

В общем случае уравнения регрессии и коэффициенты корреляции зависят не только от технического состояния агрегата, но и от режима его работы. Поэтому для достоверного определения технического состояния необходимо изучить поведение коэффициентов корреляции в динамике.

Рассмотрим в качестве примера использование регрессионных зависимостей применительно к диагностике оборудования газокompрессорного цеха.

Как правило, диспетчерская служба газокompрессорной станции редко прибегает к изменению режима работы ГПА, и управление режимом производится штатными устройствами автоматики. Тем не менее, даже в этом случае можно получить динамические характеристики коэффициентов корреляции. Методами корреляционного анализа было установлено, что одним из параметров, имеющим сильную корреляционную связь практически со всеми остальными параметрами, является температура воздуха перед ОК. В то же время, этот параметр зависит от суточных колебаний температуры. Размах суточных колебаний температуры составляет 8–10 °С, что является достаточным для учета влияния динамических эффектов на характеристики коэффициентов корреляции.

Рассмотрим принципы анализа данных компьютерных измерений параметров работы агрегатов компрессорного цеха одного из предприятий ДП «Баштрансгаз», оборудованного агрегатами ГТК-10-4. Перекачка газа производилась шестью ГПА, объединенных попарно в три ступени. На рис. 2.17 и 2.18 представлены некоторые из 46 регистрируемых параметров, полученные за 12 ч измерений (710 измерений с минутным интервалом), на основании которых проводились расчеты. Из графиков видно, что изменения параметров агрегатов практически синфазны, что подтверждается значениями коэффициентов взаимной корреляции, близкими к единице.

Важным преимуществом расчетов на основе использования информации, получаемой от компьютерных измерительных систем, является наличие синхронных записей данных по нескольким однотипным ГПА. Агрегаты объединяются по цеховому признаку, и режимы их работы, как показано выше, изменяются

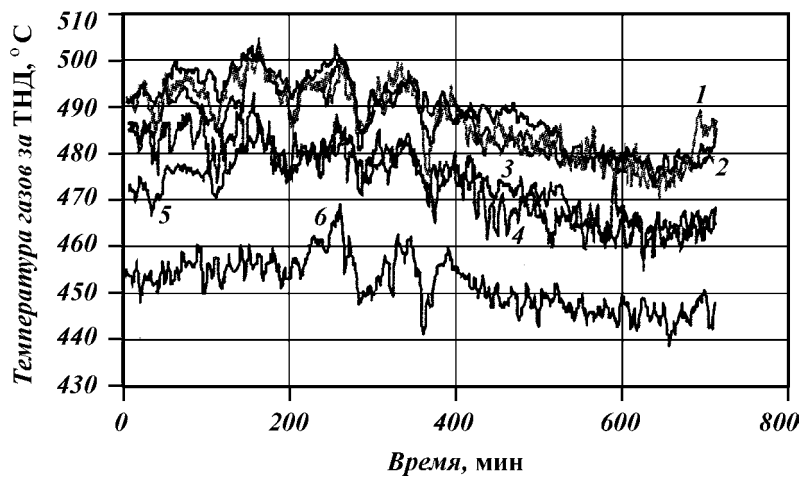
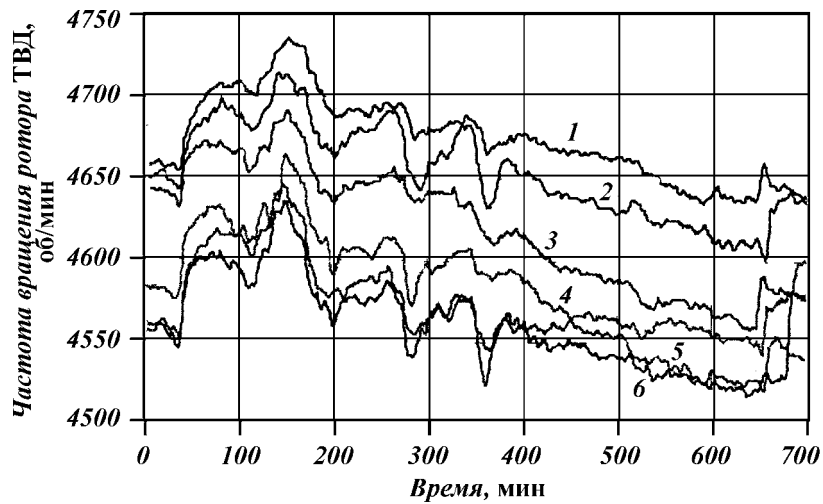


Рис. 2.17. Динамика изменения рабочих параметров для шести ГПА (данные компьютерной ИИС):
a – частота вращения ТВД; *б* – изменение температуры за ТНД; ГПА: 1 – ТА – 4,15/04/99 20:00, 2 – ТА – 2,15/04/99 20:00, 3 – ТА – 5,15/04/99 20:00, 4 – ТА – 6,15/04/99 20:00, 5 – ТА – 1,15/04/99 20:00, 6 – ТА – 3,15/04/99 20:00

синфазно. Поэтому имеется возможность сравнительного анализа динамики коэффициентов корреляции и регрессионных зависимостей.

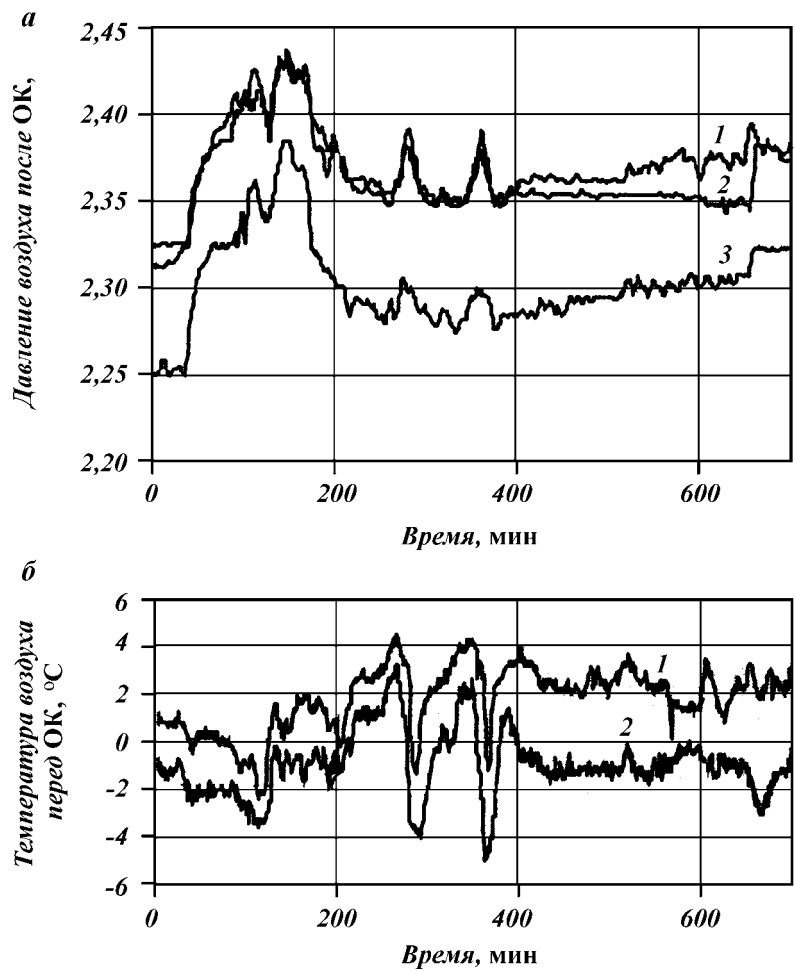


Рис. 2.18. Динамика изменения рабочих параметров ГПА (данные компьютерной ИИС):
 а – давление за ОК; б – температура перед ОК; ГПА: 1 – ТА – 4,15/04/99 20:00; 2 – ТА – 2,15/04/99 20:00; 3 – ТА – 2,15/04/99 20:00

Предлагаемый метод диагностики основан на предположении, что коэффициенты взаимной корреляции между параметрами, усредненные за достаточно большой период времени (для учета динамики при суточном колебании температуры перед ОК), зависят только от технического состояния турбоагрегата. На рис. 2.19 представлены значения 13 пар коэффициентов взаимной

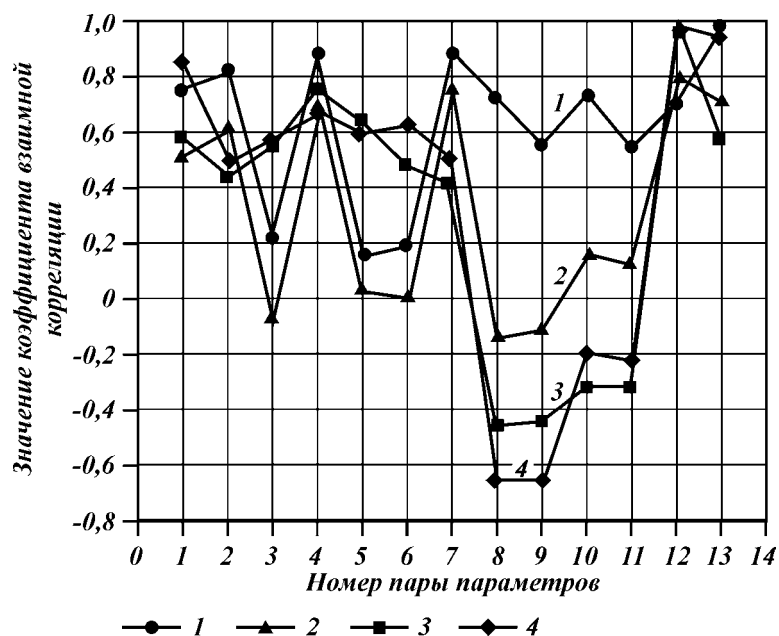


Рис. 2.19. Графики изменения коэффициентов корреляции для двух ГПА (№ 2 и № 4) в течение 5 сут.
 ГПА: 1 – ТА – 4,20/04/99; 2 – ТА – 4,15/04/99; 3 – ТА – 2,20/04/99; 4 – ТА – 2,15/04/99

Использованные параметры

Номер пары параметров	Параметр 1	Параметр 2
1	$T_{\text{возд}}$ перед ОК, °С	p_m после ГМН, ати
2	$T_{\text{возд}}$ перед ОК, °С	Обороты ТВД, об/ мин
3	$T_{\text{возд}}$ перед ОК, °С	$T_{\text{возд}}$ после регенерации, °С
4	p_m после ГМН, ати	Обороты ТВД, об/ мин
5	p_m после ГМН, ати	$T_{\text{возд}}$ после регенерации, °С
6	Обороты ТВД, об/ мин	$T_{\text{возд}}$ после регенерации, °С
7	$T_{\text{возд}}$ перед ОК, °С	$T_{\text{газа}}$ за ТНД1, °С
8	$T_{\text{возд}}$ перед ОК, °С	$T_{\text{масл}}$ после м/о, °С
9	$T_{\text{возд}}$ перед ОК, °С	$T_{\text{подшип}}$ макс, °С
10	$T_{\text{газа}}$ за ТНД1, °С	$T_{\text{масл}}$ после м/о, °С
11	$T_{\text{газа}}$ за ТНД1, °С	$T_{\text{подшип}}$ макс, °С
12	$T_{\text{масл}}$ после м/о, °С	$T_{\text{подшип}}$ макс, °С
13	$T_{\text{возд}}$ перед ОК, °С	$T_{\text{окруж. возд}}$, °С

корреляции для двух работающих в паре ГПА, с 5-суточным интервалом между сериями измерений. Для наглядности набор данных представлен в виде ломаной кривой. Как следует из рис. 2.19, вид кривых для каждого ГПА сохраняется с течением вре-

мени, несмотря на то, что в одной из серий измерений наблюдалось скачкообразное изменение частоты вращения ТВД. С учетом одинаковых условий работы агрегатов и синхронности измерений, различия между линиями для разных ГПА можно объяснить различным техническим состоянием агрегатов, либо их конструктивными особенностями.

Этот вывод подтверждается также представлением данных в виде трехмерной поверхности (рис. 2.20). Для построения поверхности по горизонтальным координатным осям откладываются данные временных рядов с сильной взаимной корреляционной связью, например, температура воздуха перед ОК и частота вращения ротора ТВД. По вертикальной оси наносятся точки вре-

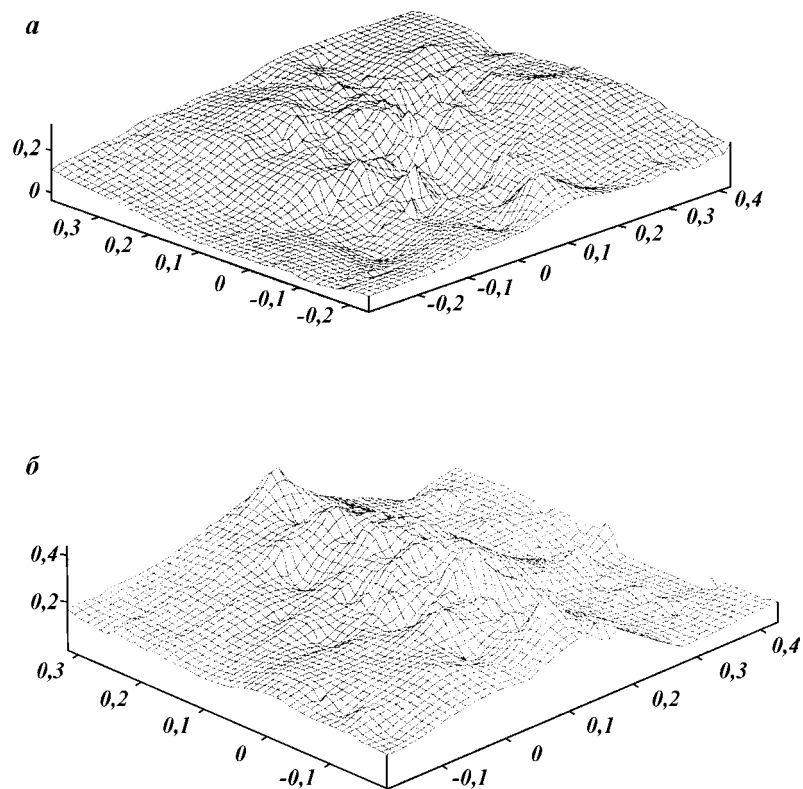


Рис. 2.20. Поверхности, построенные по взаимозависящим параметрам ГПА:
а – агрегат № 2, б – агрегат № 4

менного ряда параметра, наиболее информативного с точки зрения диагностики и зависящего от многих параметров. В случае, приведенном на рис. 2.20, этим параметром является температура газов за ТНД. Построенную таким образом поверхность можно трактовать как результат усреднения по времени динамической зависимости одного параметра от двух других, сильно коррелирующих между собой.

Как следует из рис. 2.20, характер поверхностей, построенных для разных ГПА, значительно различается. Наиболее существенным является то обстоятельство, что вид поверхности для конкретного ГПА медленно изменяется во времени, так что по последовательности изображений можно наглядно представить тренд технического состояния агрегата.

Метод построения трехмерных поверхностей наиболее наглядный, но его точность невысока из-за учета всего трех статистически зависимых параметров. Более надежных результатов можно достигнуть, применив к результатам корреляционного анализа методы теории распознавания образов [22, 23].

Ломаные линии, приведенные на рис. 2.19, являются, по существу, простейшими образами технического состояния двух турбоагрегатов. Значения коэффициентов взаимной корреляции являются количественной мерой признаков, к которым можно применить известные алгоритмы распознавания образов [23]. Пространство признаков формируется с учетом статистической значимости коэффициентов корреляции, и его размерность может быть достаточно велика для надежного распознавания различных стадий развития многих дефектов. Применение данного метода в настоящее время сдерживается отсутствием надежных обучающих выборок для классификации состояний агрегатов, но при условии формирования базы данных достаточного объема следует ожидать большой эффективности данного метода диагностики.

Рассмотрим применение феноменологических методов для определения функциональных зависимостей конкретных показателей технического состояния оборудования газотранспортного цеха.

Техническое состояние определяют на основе коэффициентов технического состояния по мощности K_N , по КПД K_{η} и топливному газу K_q , рекомендованных ВНИИГазом [24–26] и широко используемых в газовой промышленности.

Расчеты коэффициентов технического состояния по существующим методикам имеют существенные недостатки: необходимость проведения дополнительных измерений, не предусмотренных штатными средствами; принятие ряда допущений при расче-

те эффективной мощности, снижающих их достоверность; использование номограмм и диаграмм для расчетов, снижающее оперативность методов и т.д.

В условиях, когда на газоперекачивающих предприятиях, оборудованных стационарными ГПА, уже почти 50 % агрегатов превысили или приближаются к своему нормативному сроку эксплуатации и физически изношены, что выражается главным образом в деформации корпусных деталей, резко снижающих КПД осевого компрессора и турбины, разработка методов оперативной диагностики технического состояния ГПА в условиях компрессорной станции становится весьма актуальной.

Эффективный КПД ГТУ η зависит от режима работы ГПА и является известной функцией многих режимных параметров [27]: $\eta = F(X)$, где $X = \{x_i\}$ – комплекс параметров, измеряемых (в том числе нестандартными средствами) для проведения расчетов. С течением времени, при изменениях режима работы ГПА, изменяются и параметры, т.е. $x_i = x_i(t_j)$, и КПД $\eta_j = F(t_j)$.

С другой стороны, можно представить сложную функцию F более простой (например, линейной) функцией параметров x_k (измеряемых штатными приборами!) с неизвестными постоянными коэффициентами:

$$\eta_j^* = F^*(t_j) = A_0 + \sum_{k=1}^N A_k \cdot x_k(t_j), \quad (2.11)$$

где A_k – постоянные коэффициенты, подлежащие определению; N – число параметров, измеряемое штатными средствами.

Число измеряемых параметров можно сократить, если отбросить те параметры, которые не оказывают «существенного влияния» на определяемую величину, в нашем случае на КПД. «Существенность влияния» того или иного параметра можно определить методами корреляционного анализа, вычисляя коэффициенты парной корреляции $r_{x_k, \eta}$ между временными рядами параметров $x_k(t_j)$ и КПД $\eta(t_j)$ и задав уровень достоверности корреляционной связи.

Коэффициенты A_k вычисляются из условия минимизации функционала

$$F(X) - F^*(X) \rightarrow \min. \quad (2.12)$$

Аналогичным образом ставится задача определения других диагностических показателей – коэффициентов технического состояния по мощности, КПД и топливному газу.

В качестве примера расчета коэффициента технического со-

Таблица 2.2

Режимные параметры ГПА, имеющие наиболее тесную корреляционную связь с коэффициентом технического состояния K_{η}

Параметр	$r_{x_k, K_{\eta}}$	Параметр	$r_{x_k, K_{\eta}}$
Обороты ТВД	0,824	Температура газа за ТНД	0,917
Обороты ТНД	0,831	Давление масла за импеллером	0,769
Давление воздуха за ОК	0,853	Давление масла за инжектором	-0,754
Температура воздуха на входе ОК	-0,836		

стояния по КПД (K_{η}) рассмотрим данные ИИС компрессорного цеха одного из газоперекачивающих предприятий, оснащенного двухвальными ГПА ГТК-10-4 с нагнетателями 370-18-1.

Исходными данными для расчетов служили временные ряды параметров, полученные с помощью ИИС для четырех ГПА, работающих параллельно в две группы. Запись данных производилась в течении 10 ч с интервалом времени между измерениями в одну минуту, т.е. объем выборки составил 640 измерений.

По методике теплового расчета двухвальной ГТУ [27] для временного ряда значений были рассчитаны значения КПД η_e , и по формулам [26] значения η_e приведены к номинальным параметрам атмосферного воздуха (на входе в компрессор) и номинальной температуре перед турбиной. Коэффициенты технического состояния по КПД рассчитывались как $K_{\eta} = \eta_e/\eta_{e0}$, где η_{e0} – номинальный КПД по техническим условиям.

В ходе предварительных расчетов было получено семь параметров с наиболее значимой корреляционной связью с K_{η} (табл. 2.2).

В табл. 2.3 представлены коэффициенты уравнения регрессии (2.11), вычисленные по выше приведенному алгоритму.

На рис. 2.21, а, приведен график изменения КПД согласно тепловому расчету и построенный по уравнению регрессии. Как следует из представленных данных, полученное уравнение достаточно точно описывает экспериментальную зависимость. Коэффициент корреляции между зависимостями составляет 0,927 при

Таблица 2.3

Значения коэффициентов регрессионного уравнения (2.11)

A_0	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	A_6	A_7
$2,70 \cdot 10^{-8}$	$3,28 \cdot 10^{-5}$	$1,92 \cdot 10^{-4}$	$7,26 \cdot 10^{-7}$	$1,18 \cdot 10^{-8}$	$7,37 \cdot 10^{-8}$	$4,17 \cdot 10^{-9}$	$1,34 \cdot 10^{-7}$

Рис. 2.21. Динамика коэффициента технического состояния по КПД K_T :
a – ГПА № 3, 19.04.2000 г.; *b* – ГПА № 3, 19.06.2000 г.; *в* – ГПА № 4, 19.04.2000 г.;
1 – тепловой расчет по методике [26]; *2* – расчет по уравнению регрессии (для
рис. *в* – расчет по уравнению регрессии, полученному для ГПА № 3)

уровне значимости 99,9 % коэффициентов регрессии по t -критерию Стьюдента.

Достаточно большой объем выборки и продолжительность эксперимента (более 10 ч) позволяют учитывать динамику режима ГПА вследствие изменения давления на входе КС, суточного перепада температуры и ряда других причин. Поэтому можно предположить, что уравнение, полученное по данным одной выборки будет достаточно точно описывать поведение того же параметра в другой выборке. На рис. 2.21, б показаны временная зависимость K_{η} , полученная по результатам теплового расчета через 2 мес после проведения первой серии измерений. Из представленных данных следует, что погрешность расчетных значений K_{η} составляет 2 % и является систематической, в то время как кривые по-прежнему эквидистантны.

Поскольку тип всех ГПА в цехе был один и тот же, можно предположить, что полученное регрессионное уравнение для расчета K_{η} для одного ГПА в какой-то степени моделирует величину K_{η} другого агрегата. На рис. 2.21, в приведены графики, полученные по результатам теплового расчета для ГПА № 4 и по уравнению регрессии, полученному для ГПА № 3. Как следует из графиков, систематическая ошибка возросла на 5–6 %, но характер кривых по-прежнему различается незначительно.

Таким образом, можно считать, что уравнения регрессии, получаемые с помощью предложенных процедур, достаточно точны, и с их помощью возможно проведение оценок коэффициентов технического состояния ГПА.

Преимуществами предложенного метода являются использование только штатных измерений, оперативность расчета и возможность включения разработанного алгоритма в состав функций ИИС компрессорной станции для отображения текущего технического состояния каждого из агрегатов.

2.4. МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГАЗОТРАНСПОРТНОГО ОБОРУДОВАНИЯ В ПРОЦЕССЕ ВЫРАБОТКИ ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО РЕСУРСА

Обновление парка газотранспортного оборудования на предприятиях происходит медленными темпами, и в настоящее время действующие агрегаты имеют широкий разброс по времени общей наработки – от сотен до сотен тысяч часов. Предельная выработка моторесурса приводит к существенному изменению

параметров оборудования, и при этом общепринятые методики расчета технического состояния агрегатов дают значительную погрешность.

Поэтому представляет практический интерес изучение динамики «старения», т.е. определение общих тенденций изменения характеристик агрегатов в процессе выработки эксплуатационного ресурса. Учет подобных динамических характеристик позволит внести соответствующие коррективы в расчетные методики и в определенной степени оптимизировать эксплуатационные параметры агрегатов с предельно выработанным моторесурсом.

Проследить за изменением технических характеристик газотурбинных газоперекачивающих агрегатов на протяжении всего рабочего ресурса (15–20 лет) практически невозможно. В первую очередь это связано с несопоставимостью условий проведения измерений – загрузки газопровода, температуры наружного воздуха, влияния ремонтов, изменением характеристик штатных термопар и другими причинами. Кроме того, за 15-летний период, необходимый для измерений, морально устаревают все типы ГПА, и, в случае проведения таких измерений, полученные результаты потеряют актуальность.

Вместе с тем подобный мониторинг жизненного цикла ГПА представляет безусловный интерес, например, для расчетов среднего ресурса ГПА, периодичности плановых мероприятий и пр.

В данном разделе предлагается метод определения динамики усредненных характеристик ГПА на протяжении практически полного рабочего ресурса.

Основная идея состоит в том, что все имеющиеся на данной компрессорной станции (КС) однотипные ГПА считаются одним и тем же агрегатом, находящимся на разных стадиях «старения». Приняв такое допущение и проведя одновременно измерения на всех агрегатах, мы получим набор характеристик, соответствующий разным наработкам данного типа ГПА.

Действительно, как показано в разделе 2.3, одновременность измерений обеспечивает одинаковые условия по нагрузке (мощность всех агрегатов в пределах компрессорной станции примерно одинакова по условиям технологии) и температуре внешней среды. С другой стороны, общая наработка ГПА в составе парка КС различна. И, наконец, число одновременно работающих агрегатов на КС (до 18) позволяет проводить статистические оценки достоверности гипотез.

Подобные измерения можно проводить неоднократно, при разных нагрузках и температурах наружного воздуха, и, следовательно, можно получить усредненные динамические характе-

ристики данного типа ГПА на разных этапах его жизненного цикла.

Для экспериментальной проверки данного предположения были проведены детальные измерения параметров ГПА на одной из КС ДП «Баштрансгаз».

Парк ГПА данной КС составляют 20 однотипных агрегата ГТК-10-4 и 2 агрегата ГТК-10М (табл. 2.3). Как следует из табл. 2.3, общая наработка агрегатов варьируется от 2000 до 125000 ч.

Измерения проводились практически одновременно на всех ГПА (разброс в течение не более 1 ч) при неизменных нагрузках. Обороты турбины низкого давления (ТНД) для всех агрегатов составляли от 3870 до 4000 об/мин, что косвенно указывает на равные нагрузки всех агрегатов.

По нашим предположениям, в этих условиях основным «возрастным» отличием ГПА является частота вращения турбины высокого давления (ТВД) $N_{\text{твд}}$ (и осевого компрессора – ОК). «Старый» агрегат для развития той же полезной мощности должен иметь большую частоту вращения ОК, чем новый (отсюда следует, что большая мощность затрачивается на вращение ОК, т.е. снижается КПД агрегата).

Таблица 2.3

Состав парка ГПА компрессорной станции

Номер КС	Тип ГПА	Тип ЦБН	Наработка после последнего ремонта	Наработка с начала эксплуатации
11	ГТК-10-4	370-18-1	5811	113443
12	ГТК-10-4	370-18-1	11195	103920
13	ГТК-10-4	370-18-1	6192	125798
14	ГТК-10-4	370-18-1	54	107594
15	ГТК-10-4	370-18-1	19205	112515
16	ГТК-10-4	370-18-1	44330	124022
17	ГТК-10-4	370-18-1	21570	97376
18	ГТК-10-4	370-18-1	2547	100687
22	ГТК-10-4	370-18-1	570	89001
23	ГТК-10-4	370-18-1	14802	89303
24	ГТК-10М	370-18-1	–	2036
25	ГТК-10-4	370-18-1	2602	111735
26	ГТК-10-4	370-18-1	2863	107824
27	ГТК-10М	370-18-1	6955	20902
28	ГТК-10-4	370-18-1	1	109823
31	ГТК-10-4	235-21-1	5090	85196
32	ГТК-10-4	235-21-1	9246	79736
33	ГТК-10-4	235-21-1	2294	80480
34	ГТК-10-4	235-21-1	2685	107489
35	ГТК-10-4	235-21-1	4020	85913
37	ГТК-10-4	235-21-1	9874	93866
38	ГТК-10-4	235-21-1	8610	58340

Подтверждением служит рис. 2.24, а, где приведена зависимость $N_{\text{твд}}$ от общей наработки агрегата. Следует обратить внимание на то, что эта зависимость, близкая к линейной, была далеко не очевидна, так как получена для разных, независимых ГПА.

Для проверки статистической значимости линейной зависимости был вычислен коэффициент взаимной корреляции между параметрами [6], оказавшийся равным 0,81, в то время как для достоверности 95 % он должен равняться 0,49 (при 14 экспериментальных точках). Аналогичные результаты дал метод ранговой корреляции Спирмена [12]. Поэтому гипотезу о линейной зависимости $N_{\text{твд}}$ от общей наработки следует считать верной.

На рис. 2.24, б приведена аналогичная зависимость, но в качестве независимой переменной вместо общей наработки была выбрана наработка от последнего капитального ремонта.

Как следует из графика, в этом случае связь между параметрами выражена в весьма малой степени, и критерии 95%-ной значимости не выполняются. Этот вывод подвергает сомнению общепринятые методы оценки технического состояния ГПА отсчете наработки «от капитального ремонта». По-видимому, этот факт объясняется тем, что под «капитальным» понимается любой ремонт, связанный с разборкой ГПА, восстанавливающий работоспособность, но не приводящий к существенному улучшению характеристик агрегатов.

Измерения проводились в различных сезонных условиях – летом (август), осенью (октябрь) и зимой (декабрь) и дали аналогичные результаты, чем подтверждается исходное предположение о возможности получения усредненных динамических характеристик ГПА в пределах его рабочего ресурса изложенным выше методом.

Таким образом, можно считать что «старение» ГПА является процессом необратимым, и его эксплуатационные характеристики постоянно ухудшаются. Капитальные ремонты не меняют общей ситуации и служат, главным образом, для поддержания агрегата в работоспособном состоянии.

На основе этой идеи была предпринята попытка выяснения, какие эксплуатационные характеристики (кроме КПД) изменяются при увеличении наработки. Для этого были выбраны два агрегата со значительной разницей в общей наработке и проведены многократные (в течение суток с интервалом 3 часа) замеры параметров на двух ГПА одновременно. Целью замеров было построение корреляционной таблицы для всего массива измеряемых параметров (всего 32 параметра), в число которых входили и экологически значимые, например содержание CO, NO_x в выхлопном газе.

Анализ подобных таблиц показывает, что если содержание CO у ГПА с малой общей наработкой имеет статистически значимую связь с другими параметрами, например температурой наружного воздуха, то у «старого» агрегата она отсутствует, и выхлоп содержит стабильно высокий процент окиси углерода. Более того, выхлоп «старого» агрегата содержит NO, который отсутствует (в пределах чувствительности приборов) в выхлопе ГПА с малой наработкой.

Детальное изучение корреляционных таблиц параметров ГПА с различной наработкой позволило установить, что новый агрегат более чувствителен к изменениям внешних условий и регулируемых параметров, чем предельно изношенный (это следует из значительно большего числа значимых коэффициентов в корреляционной таблице для агрегатов с малой общей наработкой).

Обобщая результаты исследований, описанных в данном разделе, можно утверждать, что в среднем происходит монотонное снижение эксплуатационных параметров агрегата в процессе его старения, причем капитальные ремонты не приводят к существенным изменениям этого процесса. При этом происходит снижение чувствительности к внешним условиям и регулировкам, а также увеличивается удельный экологический ущерб, наносимый выхлопными газами с высоким содержанием CO и NO_x.

2.5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ НА ОСНОВЕ УТОЧНЕННОГО РАСЧЕТА ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

Как было установлено в разделе 2.3, одной из важных задач диагностирования ГПА является достоверное и оперативное определение коэффициентов технического состояния (КТС) – по мощности K_N , по топливному газу K_T и по КПД K_{η} (рис. 2.22).

Существует большое число методов для оценки технического состояния ГПА, которые, различаясь в части определения эффективной мощности на валу силовой турбины, имеют одинаковый алгоритм расчета КТС, включающий операции приведения мощности к нормальным атмосферным условиям и номинальной температуре перед ТВД. Наиболее распространен метод расчета мощности по степени расширения в турбине [28].

Для определения эффективной мощности на валу ГТУ в эксплуатационных условиях на компрессорных станциях необходимы данные измерений следующих параметров работы установки: температуры воздуха на входе в осевой компрессор (ОК) – T_1 ,

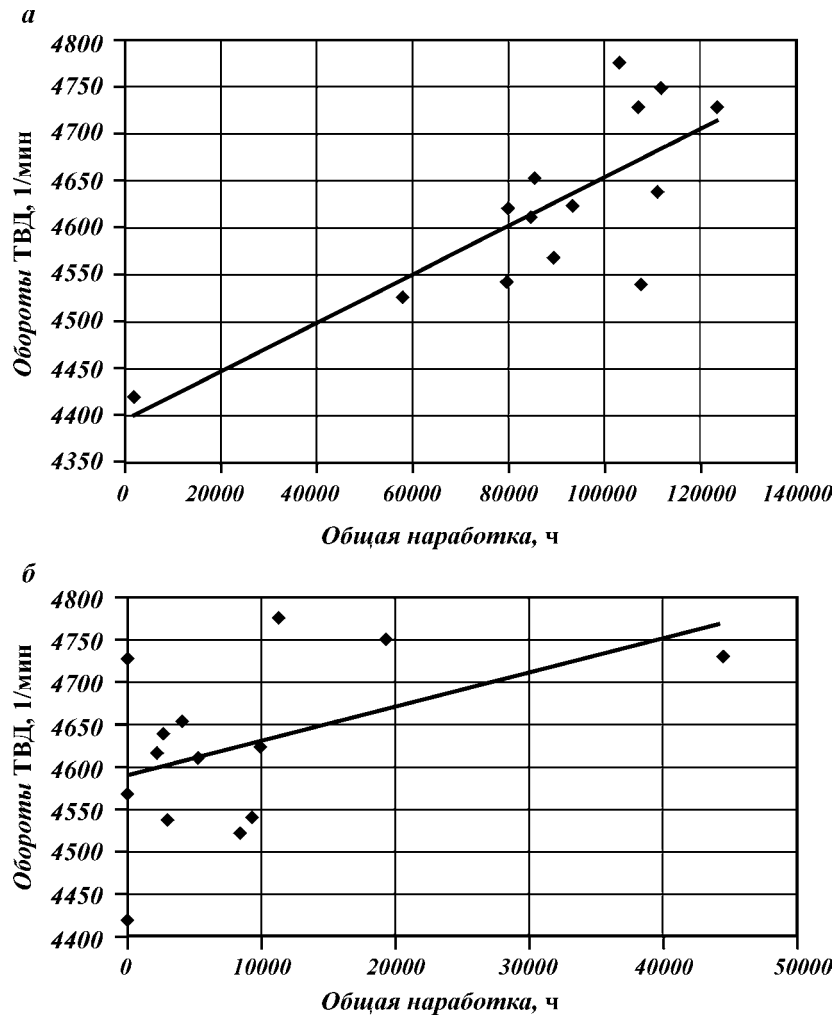


Рис. 2.22. Корреляция оборотов ТВД и времени наработки ГПА:
 а – общая наработка; б – наработка от капитального ремонта

температуры рабочего газа перед турбиной высокого давления (ТВД) – T_3 , температуры рабочего газа за турбиной низкого давления (ТНД) – T_4 , барометрического давления – p_0 , разрежения на входе в ОК – p_1 , избыточного давления за ОК – p_2 , избыточного давления за ТНД – p_4 .

Серьезную проблему представляет измерение температуры T_3 ,

что связано с отсутствием штатных термодатчиков, измеряющих температуру перед ТВД. Поэтому в методике [28] температуру рабочего газа перед турбиной рекомендуется определять графическим методом или с помощью соотношения

$$T_3 = \frac{T_4}{1 - \eta_m \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_m \frac{k_2 - 1}{k_2}}\right)}, \quad (2.13)$$

где η_τ – адиабатный КПД турбины; $\varepsilon_\tau = p_3/p_4$ – степень расширения турбины; k_τ – показатель адиабаты рабочего газа.

При таком расчете искомой температуры T_3 адиабатный КПД турбины η_τ считается величиной постоянной и равной 0,85, что, очевидно, неверно, поскольку данный параметр зависит от технического состояния ГТУ. Следовательно, для повышения точности расчета КТС необходимо разработать метод определения фактического адиабатного КПД турбины.

В общем случае можно формализовать задачу следующим образом.

Для вычисления какого-либо КТС, например K_N , необходимо решить уравнение вида

$$K_N = F_1(\{X\}, F_2(K_N)), \quad (2.14)$$

где $\{X\}$ – массив термодинамических параметров, принимаемых во внимание при расчете. При этом, согласно методике [28], вид функции F_1 задан (в неявном виде), но не учитывается существование зависимости $F_2(K_N)$, т.е. полагается $F_2(K_N) = \text{const}$.

Основная погрешность в расчет вносится, как уже отмечалось, допущением, что в уравнении (2.14) адиабатный КПД турбины η_τ является константой. Для определения фактических значений η_τ воспользуемся методом последовательных приближений.

Алгоритм итерационного процесса состоит в следующей последовательности вычислений.

Первое приближение адиабатного КПД турбины рассчитывается по формуле

$$\eta_m = \frac{1 - \varepsilon_m \left[\frac{k_\tau - 1}{k_\tau} \right] \eta_{mn}}{1 - \varepsilon_m \left[\frac{k_\tau - 1}{k_\tau} \right]}, \quad (2.15)$$

где k_τ – показатель адиабаты рабочего газа; η_{mn} – политропный КПД турбины; $\varepsilon_m = p_3/p_4$ – степень расширения газа в турбине.

Показатель адиабаты рабочего газа k_τ рассчитывается по методике [28].

Далее рассчитывается уточненное значение $\eta_{\pi(i+1)}$ по формуле

(2.15), и при подстановке в формулу (2.13) определяется вторая итерация $T_{3(i+1)}$.

Итерационный процесс завершается при достижении заданной точности

$$(T_{3(i)} - T_{3(i-1)}) / T_{3(i)} < \varepsilon. \quad (2.16)$$

После окончания итерационного процесса найденное значение температуры T_3 используется для расчета эффективной мощности и КТС по обычной методике.

Сравнение результатов, полученных по предлагаемому методу и общепринятому в настоящее время (т.е. при $\eta_T = 0,85$), с данными экспериментов приведено на рис. 2.23.

Экспериментальные температуры перед ТВД T_3 , представленные на рис. 2.23, были получены на ГТУ ГТК-10-4, на которой были дополнительно установлены термодатчики перед ТВД. Измерения проводились в течение суток с интервалом 3 ч. Частота вращения ротора силовой турбины поддерживалась постоянной, следовательно, колебания температур T_3 и T_4 , наблюдаемые на графиках, обусловлены суточными колебаниями температуры окружающей среды. Как следует из рис. 2.23, все четыре кривые практически эквидистантны.

В качестве критерия адекватности расчетов по двум методикам принималась дисперсия отклонения расчетных данных от эксперимента (дисперсия адекватности)

$$\sigma_{ад}^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (T_{3(i)} - \hat{T}_{3(i)})^2, \quad (2.17)$$

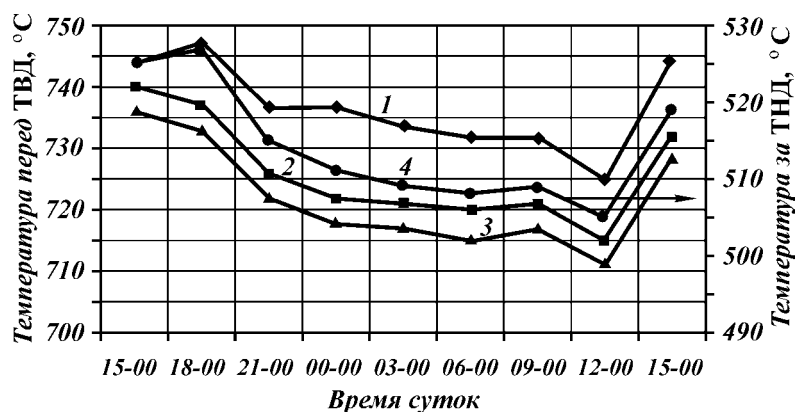


Рис. 2.23. Суточная динамика температур перед ТВД: 1 – эксперимент; 2 – расчет по предлагаемой методике; 3 – расчет по существующей методике; 4 – температура после ТНД (правая ось ординат)

где $T_{3(i)}$ – экспериментальные данные; $\hat{T}_{3(i)}$ – расчетные данные;
 n – число измерений.

Значение дисперсии адекватности для предлагаемого метода равняется 10,2, а для применяемого в настоящее время – 16,09, т.е. ошибка в определении температуры снижена в 1,6 раза.

С точки зрения практической полезности метода лучше рассматривать не увеличение точности расчета температуры перед ТВД, а рассчитываемый на ее основе коэффициент технического состояния. Для КТС по мощности было получено: эксперимент – $K_{N_{\text{эксп}}} = 0,55$, существующий метод – $K_{N_{\text{сущ}}} = 0,64$, предлагаемый метод – $K_{N_{\text{предл}}} = 0,61$. Таким образом, погрешность существующего метода составляет 16,4 %, предлагаемого – 10,9 %.

Дальнейшее увеличение точности расчетных методик для КТС проблематично, так как погрешность измерений и накопленной ошибки в процессе расчетов в сумме составляют 5–8 %.

По результатам эксперимента, данные которого приведены на рис. 2.23, необходимо сделать еще одно замечание.

Ограничение предельной мощности ГТУ обусловлено температурой перед ТВД, которая по условиям прочности не должна превышать для ГТК-10 780 °С. Однако отсутствие штатных термодатчиков, измеряющих температуру перед ТВД, вынуждает считать лимитирующей температуру после ТНД, максимум которой не должен превышать по установленным нормам 525 °С. Такая температура для новой ГТУ достигается при температуре перед ТВД 780 °С. Подчеркнем, что это вынужденная мера, поскольку рабочий диапазон температур лопаток ТНД – до 780 °С.

В то же время, как следует из рис. 2.23, даже при $T_4 = 528$ °С реальная температура $T_3 = 747$ °С, что значительно ниже допустимой. Расчет резерва мощности ГТУ при этих условиях дает величину 0,65 МВт (при эффективной мощности в условиях эксперимента 5,3 МВт).

По нашему предположению, установленное нормами ограничение $T_4 < 525$ °С ориентировано на ГТУ, со временем общей наработки, не превышающей установленный ресурс, и может быть повышено для установок с большей наработкой.

С учетом существующего дефицита мощности (особенно в летнее время) резерв весьма существенен. При его использовании эффективный КПД повысится на 11 %, соответственно снизится и удельный расход топливного газа.

* По сведениям авторов, в 2002 году Невский завод (г. С-Петербург) увеличил предельно допустимую температуру газов за ТНД для ГПА с большой наработкой на 30 °С.

2.6. ДИАГНОСТИКА СТЕПЕНИ ЗАГРЯЗНЕНИЯ НЕФТЕПРОДУКТОПРОВОДОВ ПО ДАННЫМ ПРОМЫШЛЕННОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ

В заключительном разделе второй главы рассмотрим методы диагностирования технического состояния еще одной составляющей системы транспорта углеводородного сырья – линейной части трубопроводной системы.

Диагностика линейной части трубопроводов включает методы, позволяющие выявить механические дефекты трубопровода (наличие коррозионного и механического износа, трещин, вмятин и пр.), и методы оценки гидравлического состояния внутренней части трубопровода (наличие внутритрубных отложений, ВТО). Обнаружение дефектов производится, в основном, методами внутритрубной диагностики, а наличие ВТО определяется по изменению гидравлического сопротивления трубопровода [29].

Актуальность разработки методов адекватного определения гидравлического сопротивления трубопроводов обусловлена непосредственной связью этого параметра с производительностью транспортной системы и энергозатратами на перекачку продукта [29]. Кроме того, выявление динамики изменения коэффициента гидравлического сопротивления (КГС) позволяет оптимизировать периодичность проведения очистных мероприятий, рассмотренных в третьей главе книги.

Рассмотрим задачу определения динамики КГС по данным эксплуатации нефтепродуктопроводов (НПП).

Коэффициент гидравлического сопротивления λ является информативной характеристикой текущего состояния НПП линейных участков и наиболее полно учитывает процесс засорения внутренней поверхности труб, определяемый множеством неконтролируемых факторов [30].

Основой для решения обратной задачи определения параметра λ служит известное уравнение движения жидкости по трубопроводу:

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho g} = \lambda \frac{L}{D} \frac{w^2}{2g} + \Delta z, \quad (2.18)$$

где p_1 и p_2 – давления на концах участка трубопровода; L – длина участка; D – диаметр НПП; ρ – плотность нефтепродукта; Δz – разность нивелирных высот начала и конца участка НПП; w – средняя скорость течения среды, которая связана с массовым расходом продукта соотношением: $w = 4Q/\pi\rho D^2$.

Одна часть величин, входящих в уравнение (2.18), является

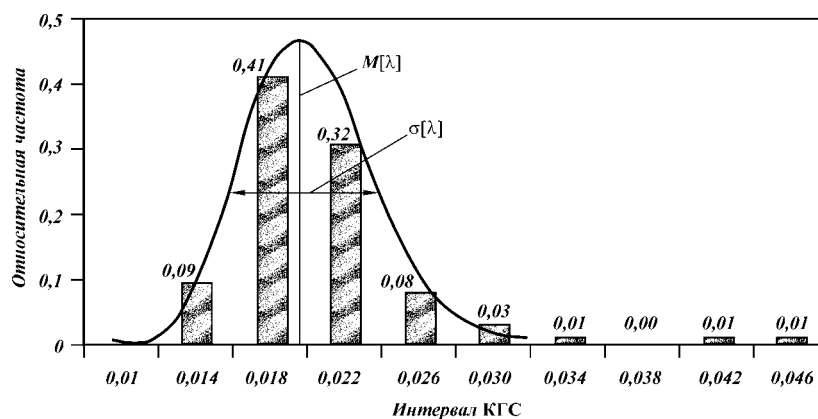


Рис. 2.25. Гистограмма относительных частот распределения параметра λ для НПП «Уфа – Петропавловск»

Основным источником ошибок при решении обратной задачи определения истинного значения КГС являются погрешности измерения диспетчерских данных как инструментальные, так и косвенные. В таком случае измеряемые величины – давления p_1 и p_2 и массовый расход среды Q с учетом случайных ошибок можно представить как сумму точного значения измеряемой величины и ошибки, т.е.:

$$P^{(i)} = p^{(i)} + e^{(i)}, \quad (2.19)$$

$$Q^{(i)} = q^{(i)} + f^{(i)},$$

где $p^{(i)}$, $Q^{(i)}$ – измеряемые значения технологических параметров; $p^{(i)}$, $q^{(i)}$ – истинные значения; $e^{(i)}$, $f^{(i)}$ – ошибки измерений; i – номер измерения.

Как правило, инструментальные ошибки $e^{(i)}$, $f^{(i)}$ не превышают 1,5–2 %. Однако в условиях производства источником ошибок являются не только погрешности измерительных приборов, но и неблагоприятные условия для проведения измерений. Так, например, на НПП «Салават – Уфа» ОАО «Уралтранснефтепродукт» повышенная вибрация и целый ряд конструктивных особенностей насосной станции «Салават» не позволяют контролировать давление на выкиде насоса с точностью большей, чем $\pm 0,1$ МПа, что при вариации рабочего давления в пределах от 2,2 МПа до 2,8 МПа, приводит к ошибке в записи диспетчерских данных более, чем в 15 %.

Другим источником ошибок является отсутствие на большинстве НПП контроля давления p_2 на конечном участке (в

пункте приема продукта). За значение p_2 в этом случае принимается некая усредненная гидростатическая величина, зависящая, вообще говоря, от переменного уровня жидкости в приемном резервуаре.

Погрешность измерений массового расхода продукта обусловлена как методом измерений (по уровню жидкости в приемном резервуаре), так и тем обстоятельством, что основной целью измерений на НПП является определение товарного количества перекачанного продукта, а не величины массового расхода, который вычисляется на основе решения обратной задачи.

Расчет величины КГС по уравнению (2.18) приводит к еще большему увеличению погрешности вследствие возможного сложения ошибок измерений. Несложно показать, что результирующая относительная погрешность ε определяется выражением [31]

$$\varepsilon = \frac{\Delta\lambda}{\lambda} = \frac{e_1}{P_1 - P_2} + \frac{e_2}{P_1 - P_2} + 2\frac{f}{Q}, \quad (2.20)$$

где ε – суммарная относительная ошибка параметра λ по диспетчерским данным; e, f – абсолютные погрешности определения давления и расхода соответственно.

Проведенная нами оценка величины ε в (2.20), вычисленная для целого ряда НПП ОАО «Уралтранснефтепродукт», показала, что определить величину λ непосредственно по уравнению (2.18), используя имеющиеся диспетчерские данные, удается с точностью около 30 %.

Для повышения достоверности определения параметра λ нами было решено реализовать схему конфлюэнтного анализа обработки диспетчерских данных, предложенную В.В. Кафаровым [30] для оценки состояния магистральных газопроводов и использованную в работах А.К. Галлямова и И.Р. Байкова для уточнения расчетной скорости выноса жидкостных скоплений из НПП [29, 32].

Для реализации схемы В.В. Кафарова применительно к нашей задаче представим исходное уравнение (2.18) в виде линейной комбинации измеряемых и постоянных (для каждого конкретного НПП) величин:

$$Y^{(i)} = K_1 X^{(i)} + K_2, \quad (2.21)$$

где $Y^{(i)} = P_1^{(i)}/g\rho$; $X^{(i)} = 8LQ^{(i)2}/[\lg \pi\rho)^2 D^5]$; $K = \lambda$; $K_2 = \Delta z + P_2^{(i)}/g\rho$.

При определении параметра K_2 в (2.21) предполагалось, что давление в конце НПП ($P_2^{(i)}$) или вовсе не измеряется, или из-

меряется весьма неточно, что дает основания считать его в сумме с гидростатическим давлением некоторой константой, определяемой средним уровнем излива жидкости в приемном резервуаре.

Таким образом, задача определения КГС для НПП сводится к определению параметров K_1 и K_2 линейной модели (2.21) на основе обработки экспериментальных данных $(X^{(1)}, Y^{(1)}), (X^{(2)}, Y^{(2)}), \dots, (X^{(n)}, Y^{(n)})$. При этом, из-за неточности измеренных диспетчерских данных по давлению и расходам, имеются не истинные значения $(X^{(i)}, Y^{(i)})$, а измеренные с некоторыми случайными ошибками $s^{(i)}$ и $v^{(i)}$, т.е.

$$x^{(i)} = X^{(i)} + s^{(i)},$$

$$y^{(i)} = Y^{(i)} + v^{(i)},$$

$$i = 1, 2, \dots, n.$$

Если бы ошибки измерений накладывались только на зависимую переменную Y , то мы бы имели классическую регрессионную схему. Однако внесение ошибок измерения $s^{(i)}$ в определение аргумента X усложняет задачу статистического исследования, и в этом случае мы как раз и приходим к необходимости применения схемы конфлюэнтного анализа.

В работе [33] показано, что ошибки косвенных измерений $s^{(i)}$, $v^{(i)}$ при реализации предложенного уравнения (2.21) можно считать попарно независимыми случайными величинами с нулевым средним.

Запишем уравнение (2.21) в виде более удобной для проведения анализа модифицированной линейной модели:

$$Y^{(i)} = K_1(X^{(i)} - \bar{X}) + K_2^*, \quad (2.22)$$

где

$$\bar{X} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n X^{(i)},$$

$$K_2^* = K_1 \bar{X} + K_2.$$

Тогда для $y^{(i)}$ можно записать:

$$y^{(i)} = K_1(X^{(i)} - \bar{X}) + K_2^* + v^{(i)}. \quad (2.23)$$

Для отыскания параметра K_2^* используем оценку метода наименьших квадратов:

$$K_2^* = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y^{(i)} = \bar{y}. \quad (2.24)$$

Для параметра K_1 оценка метода наименьших квадратов уже не будет состоятельной из-за того, что смещение этой оценки не стремится к нулю при $n \rightarrow \infty$ [30].

Для селекции исходной информации воспользуемся оценками Вальда, Бартлетта, Гаусса – Бренана, которые имеют смысл весовых коэффициентов для каждой пары эмпирических точек $x^{(i)}$, $y^{(i)}$. Оценки этого типа являются асимптотически несмещенными и состоятельными [34]. Используя эти результаты, вычислим значение K_1 на основе всех трех оценок:

по Вальду [34]:

$$K_1 = \frac{\sum_{i=n/2+1}^n y^{(i)} - \sum_{i=1}^{n/2} y^{(i)}}{\sum_{i=n/2+1}^n x^{(i)} - \sum_{i=1}^{n/2} x^{(i)}}, \quad (2.25)$$

где n – четное;

по Бартлетту [35]:

$$K_1 = \frac{\sum_{i=(2/3)n+1}^n y^{(i)} - \sum_{i=1}^{n/3} y^{(i)}}{\sum_{i=(2/3)n+1}^n x^{(i)} - \sum_{i=1}^{n/3} x^{(i)}}, \quad (2.26)$$

где n – кратное трем;

по Гауссу – Бренану [36]:

$$K_1 = \frac{\sum_{i=1}^n (i - \bar{i}) y^{(i)}}{\sum_{i=1}^n (i - \bar{i}) x^{(i)}}, \quad \bar{i} = \frac{n+1}{2}, \quad (2.27)$$

где n – нечетное.

Оценив наиболее приемлемое значение K_1 по одной из зависимостей (2.25)–(2.27), перейдем к поиску оценки параметра K_2 в уравнении (2.23):

$$K_2 = K_2^* - K_1 \bar{X}. \quad (2.28)$$

Возвращаясь к первоначальным обозначениям, определим ис-

комые значения коэффициента гидравлического сопротивления λ и давления P_2 для конкретного НПП:

$$\lambda = K_1, P_2 = (K_2 - z)\rho g. \quad (2.29)$$

Для выбора наилучшей оценки в работах [30, 35] рекомендуется минимизация критерия вида

$$I = \left| \frac{\sigma_1}{K_1} \right| + \left| \frac{\sigma_2}{K_2} \right|, \quad (2.30)$$

где σ_1 и σ_2 – среднеквадратические ошибки оценок K_1 и K_2 . С учетом того, что $x^{(i)}$ и $y^{(i)}$ являются попарно независимыми, дисперсии этих оценок вычисляются по закону сложения дисперсий. Для используемой нами расчетной схемы среднеквадратические ошибки оценок K_1 и K_2 будут равны:

$$\sigma_1 = \frac{1}{\left| \sum_{i=1}^n w_i x^{(i)} \right|} \left[\sum_{i=1}^n w_i^2 (\sigma_y^{(i)2} + K_1^2 \sigma_x^{(i)2} - 2K_1 \text{cov}(x^{(i)}, y^{(i)})) \right]^{1/2}, \quad (2.31)$$

$$\sigma_2 = \frac{1}{n} \left[\sum_{i=1}^n \sigma_y^{(i)2} + K_1^2 \sum_{i=1}^n \sigma_x^{(i)2} + \sigma_1^2 \sum_{i=1}^n x^{(i)2} - 2K_1 \sum_{i=1}^n \text{cov}(x^{(i)}, y^{(i)}) \right]^{1/2}, \quad (2.32)$$

где w_i – весовые множители, которые определяются из (2.25) – (2.27) с учетом того, что общий класс оценок имеет следующий вид:

$$K_1(w) = \frac{\sum_{i=1}^n w_i y^{(i)}}{\sum_{i=1}^n w_i x^{(i)}}. \quad (2.33)$$

Изложенная методика была применена нами для исследования динамики изменения коэффициента гидравлического сопротивления НПП «Салават – Уфа» в различные периоды его эксплуатации. Рассмотрим применение изложенного метода к оценке эффективности очистных мероприятий.

Расчет КГС для различных этапов эксплуатации НПП «Салават – Уфа» производился на основе предварительно собранных эксплуатационных данных по расходам и давлениям в НПП не-

посредственно перед очистными мероприятиями (май 1995 г.), сразу после проведения очистки (ноябрь 1995 г.), через один год (ноябрь 1996 г.) и через два года (ноябрь 1997 г.). Объем каждой выборки измерений составлял во всех случаях 200 точек и ограничивался условием неизменности величины коэффициента гидравлического сопротивления в период сбора каждого из массивов данных. Результаты определения параметра λ для рассматриваемого случая представлены на рис. 2.26.

Исследования показали, что наиболее удовлетворительные результаты при уточнении величины КГС достигаются при использовании оценки Гаусса – Бренана (по критерию минимума среднеквадратических ошибок). Анализ рис. 2.26 показывает, что предлагаемый метод обработки диспетчерских данных позволяет повысить точность определения параметра λ не менее, чем на 8% по сравнению с точностью решения обратной задачи стандартным методом наименьших квадратов.

Анализ динамики изменения КГС показывает, что для НПП «Салават – Уфа» темп роста параметра λ составляет 5 % в год и внутренняя поверхность трубопровода засоряется до исходного состояния за 3–4 года эксплуатации (с существующими темпами загрузки данного НПП). Аналогичные результаты были получены для всех трубопроводов ОАО «Уралтранснефтепродукт», на которых была проведена хотя бы одна очистка.

Уточнение истинного состояния внутренней поверхности нефтепродуктопроводов позволяет уменьшить и погрешность

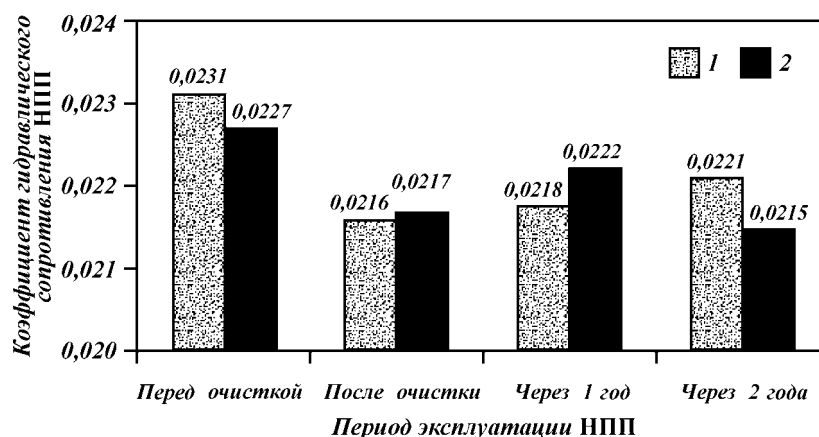


Рис. 2.26. Сопоставление расчетов коэффициента гидравлического сопротивления НПП по методам наименьших квадратов (МНК) и предлагаемой методике: 1 – Гаусс – Бренан; 2 – МНК

определения количества внутритрубных отложений, оценку которого необходимо производить накануне очередной очистки.

Рассмотрим это положение на основании уточнения расчетов по оценке количества ВТО в НПП «Салават – Уфа».

При расчете коэффициента гидравлического сопротивления предполагалось, что диаметр трубопровода постоянен и изменение величины λ обусловлено изменением режима движения жидкости, т.е.

$$\lambda = A / \text{Re}^m, \quad (2.34)$$

где константы A и m зависят от режима течения, а число Рейнольдса $\text{Re} = 4Q/\pi D\rho v$. Поскольку режим течения до и после очистки различен (а именно это предполагается при расчете), то значения A и m также могут различаться, и поэтому определить отношение диаметров D_0/D_1 из (2.34) не представляется возможным. Поэтому нами предлагается метод оценки объема ВТО, исходя из следующих соображений.

Поскольку при расчетах во всех случаях принималось $D = \text{const}$, то модель будет справедливой, если вместо величины λ рассчитывать отношение λ/D^5 . Действительно, уравнение (2.18) можно записать в виде:

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho g} = \frac{\lambda}{D^5} \frac{8Q^2}{(\pi\rho)^2 g} L + \Delta z \quad (2.35)$$

и повторить вычисления для комплекса λ/D^5 . С другой стороны, если приближенно принять величину λ неизменной, то увеличение потерь напора на трение в этом случае можно считать следствием уменьшения эффективного диаметра НПП. Тогда отношение диаметров до и после очистки можно оценить по соотношению

$$\frac{D_1}{D_2} = \left(\frac{\lambda_2}{\lambda_1} \right)^{1/5}, \quad (2.36)$$

где λ_1 и λ_2 – ранее вычисленные значения коэффициентов гидравлического сопротивления до и после очистки. Тогда объем ВТО, вынесенных при очистных мероприятиях, будет равен

$$V_{\text{ВТО}} = \frac{\pi L}{4} D^2 \left[1 - \left(\frac{\lambda_2}{\lambda_1} \right)^{1/5} \right]. \quad (2.37)$$

Для нашего примера [$L = 174000$ м, $D = 0,5$ м, $(\lambda_2/\lambda_1)_{\text{Гаусс}} =$

= 0,94, $(\lambda_2 / \lambda_1)_{\text{МНК}} = 0,91$] получим $V_{\text{ВТО}} = 42 \text{ м}^3$ для оценки Гаусса – Бренана и $V_{\text{ВТО}} = 64 \text{ м}^3$ для метода наименьших квадратов.

Фактический объем ВТО, определенный по результатам проведения очистки НПП, составил 35 м^3 , что удовлетворительно согласуется с результатами расчетов по оценке Гаусса – Бренана, но более чем в 2 раза ниже, чем дают результаты реализации метода наименьших квадратов. Поэтому можно утверждать, что предлагаемая методика позволяет существенно уточнить расчеты и может быть рекомендована для широкого применения.

Список литературы к главе 2

1. Русов В.А. Спектральная вибродиагностика. – Пермь: «Вибро-Центр», 1996. – 174 с.
2. Байков И.Р., Смородов Е.А., Смородова О.В. Диагностика технического состояния механизмов на основе статистического анализа вибросигналов // Известия ВУЗов. Проблемы энергетики. – 1999. – № 11–12. – С. 24–29.
3. Байков И.Р., Смородов Е.А., Смородова О.В. Генерация сверхнизких частот при работе газоперекачивающих агрегатов и их влияние на спектры вибрации // Известия ВУЗов. Нефть и газ. – 1999. – № 4. – С. 62–67.
4. Галеев А.С., Рязанцев А.О., Сулейманов Р.Н., Филимонов О.В. Вибродиагностика насосных агрегатов. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 1997. – С. 63.
5. Григорьев Н.В. Нелинейные колебания элементов машин и сооружений. – М.: Машгиз, 1961. – 256 с.
6. Бендат Дж., Пирсол А. Применение корреляционного и спектрального анализа. – М.: Мир, 1983. – 312 с.
7. Байков И.Р., Смородов Е.А., Смородова О.В. Применение методов теории самоорганизации в диагностике технического состояния механизмов // Известия ВУЗов. Проблемы энергетики. – 2000. – № 1–2. – С. 96–100.
8. Мирзаджанзаде А.Х., Хасанов М.М., Бахтизин Р.Н. Этюды о моделировании сложных систем нефтедобычи. Нелинейность. Неравновесность. Неоднородность. – Уфа: ГИЛЕМ, 1999. – 462 с.
9. Новое в синергетике. Загадки мира неравновесных структур. Под ред. акад. И.М. Макарова. – М.: Наука, 1996. – 263 с.
10. Нормы вибрации. Оценка интенсивности вибрации газоперекачивающих агрегатов в условиях эксплуатации на компрессорных станциях министерства газовой промышленности. – М.: ВНИИЭгазпром, 1985. – 17 с.
11. Васильев Ю.Н., Бесклетный М.Е., Игуменцев Е.А. Вибрационный контроль технического состояния газотурбинных газоперекачивающих агрегатов. – М.: Недра, 1987. – 197 с.
12. Кукинов А.М. Применение порядковых статистик и ранговых критериев для обработки наблюдений / Поиск зависимости и оценка погрешности. – М.: Наука, 1985. – С. 97.
13. Байков И.Р., Смородов Е.А., Смородова О.В. Применение ранговых критериев для вибродиагностики газоперекачивающих агрегатов // Газовая промышленность. Специальный выпуск. – 2000. – С. 42–44.
14. Заславский Г.М., Сагдеев Р.З. Введение в нелинейную физику. От маятника до турбулентности и хаоса. – М.: Наука, 1988. – 368 с.
15. Пригожин И., Стенгерс И. Порядок из хаоса. Новый диалог человека с природой. Пер. с англ. – М.: Эдиториал УРСС, 2000. – 312 с.
16. Байков И.Р., Смородова О.В., Тухбатуллин Ф.Г. Диагностирование технического состояния газопроводов // Газовая промышленность, 1998. – № 6. – С. 15–17.
17. Тухбатуллин Ф.Г., Игуменцев Е.А. Определение утечек газа в запорной арматуре по регистрации виброакустического сигнала // Транспорт и подземное хранение газа. – 1988. – № 9. – С. 10–14.

18. *Пригожин И.* От существенного к возникающему: Время и сложность в физических науках: Пер. с англ./ Под ред. Ю. Л. Климонтовича. – М.: Наука, (гл. ред. физ.-мат. лит.), 1985. – 327 с.
19. *Федер Е.* Фракталы. – М.: Мир, 1991. – 260 с.
20. *Неймарк Ю. И., Ланда П. С.* Стохастические и хаотические колебания. – М.: Наука, 1987. – 424 с.
21. *Николис Г., Пригожин И.* Познание сложного. Введение. – М.: Мир, 1990. – 344 с.
22. *Вапник В. Н.* Алгоритмы обучения распознаванию образов. – М.: Советское радио, 1973. – 768 с.
23. *Вапник В.Н., Червоненкис А.Я.* Теория распознавания образов. – М.: Наука, 1974. – 256 с.
24. *Инструкция по контролю и учету технического состояния элементов газотурбинных газоперекачивающих агрегатов* / В.А. Щуровский, С.П. Зарицкий, В.И. Карнеев и др. – М.: Изд. ВНИИГаз, 1977.
25. *Инструкция по определению мощности и оценке технического состояния проточной части ГПА с турбоприводом.* – М.: Изд. Союзоргэнергогаз, 1983. – 58 с.
26. *Инструкция по определению эффективности работы и технического состояния газоперекачивающих агрегатов компрессорных станций магистральных газопроводов.* – М.: Изд. ВНИИГаз, 1981. – 66 с.
27. *Микаэлян Э.А.* Повышение качества, обеспечение надежности и безопасности магистральных газонефтепроводов для совершенствования эксплуатационной пригодности. – М.: Топливо и энергетика. – 2001. – 640 с.
28. *Инструкция по определению эффективности работы и технического состояния газоперекачивающих агрегатов компрессорных станций магистральных газопроводов.* – М.: Изд. ВНИИГаз, 1981. – 66 с.
29. *Байков И.Р., Жданова Т.Г., Гареев Э.А.* Моделирование технологических процессов трубопроводного транспорта нефти и газа. Уфа. – УНИ, 1994. – 128 с.
30. *Кафаров В.В., Дорохов И.Н., Жуховицкий О.Ю.* Идентификация параметров гидравлического состояния системы трубопроводного транспорта методом конфоэнтного анализа / Доклады АН СССР. – 1986. – № 4. – Т. 288. – С. 944–948.
31. *Барлоу Р., Прошан Ф.* Математическая теория надежности: Пер. с англ./ Под ред Б.В. Гнеденко. – М.: Советское Радио, 1969. – 488 с.
32. *Галлямов А.К., Байков И.Р., Аминев Р.М.* Оценка скорости выноса скопленных жидкости из пониженных участков трубопроводных систем / Изв. ВУЗов. Нефть и газ. – 1990. – № 7.
33. *Азизов А.М.* Информационные системы контроля параметров технологических процессов. – Л.: Химия, 1983. – 328 с.
34. *Вальд А.* Последовательный анализ/ Пер. с англ. – М.: Физматгиз, 1960. – 328 с., илл.
35. *Кафаров В.В., Ветехин В.Н., Бояринов А.И.* Программирование и вычислительные методы в химии и химической технологии. – М.: Наука, 1972. – 488 с.
36. *Dorf M., Gurland J.* // Biometrics, 1961. – V. 17 – № 12. – P. 283–298.