DOI: 10.18411/vntr2023-170-1

УДК 621.9.067

АНАЛИЗ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПРИЗНАКОВ ДЕФЕКТНЫХ СОСТОЯНИЙ УЗЛОВ МЕХАНИЗМОВ ЦИКЛИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

Александр Константинович Алешин, Наталья Львовна Ковалева, Исак Наумович Статников, Георгий Игоревич Фирсов
Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия
aleshin_ak@mail.ru, firsovgi@mail.ru

Аннотация. *Рассматривается процедура диагностического исследования узлов механизмов циклического действия. Рассматриваются проблемы, возникающие при выборе комплекса диагностических признаков, соответствующих неправильной наладке узлов, наличию износа деталей, результатам некачественной сборки и разрегулировки механизмов. Приведены результаты математического моделирования и экспериментальных исследований информативности и чувствительности диагностических признаков на примере исследования поворотных столов с червячным редуктором.*
Ключевые слова*: механизм циклического действия, дефект, дефектное состояние, наладка, разрегулировка, червячный редуктор, диагностический признак, информативность, чувствительность.*

ANALYSIS AND DETERMINATION OF DIAGNOSTIC SIGNS OF DEFECTIVE STATES OF NODES OF CYCLIC ACTION MECHANISMS

A.K. Aleshin, N.L. Kovaleva, I.N. Statnikov, G.I. Firsov
Mechanical Engineering Research Institute of the Russian Academy of Sciences, Moscow, Russia
aleshin_ak@mail.ru, firsovgi@mail.ru

Abstract. *The procedure of diagnostic examination of nodes of cyclic action mechanisms is considered. The problems arising when choosing a set of diagnostic signs corresponding to incorrect adjustment of components, the presence of wear of parts, the results of poor-quality assembly and misalignment of mechanisms are considered. The results of mathematical modeling and experimental studies of the informativeness and sensitivity of diagnostic signs are presented on the example of a study of rotary tables with a worm gear.*
Key words: *cyclic action mechanism, defect, defective state, adjustment, misalignment, gear-lever mechanism, diagnostic feature, informativeness, sensitivity.*

Требования регламентированных технических условий на механизм предписывают контролировать ряд его кинематических и силовых параметров. Так для переналаживаемого

механизма шпиндельного узла предусмотрен контроль семи функциональных параметров []. Для переналаживаемого поворотного стола требования технических условий предписывают контролировать угловые скорость ω(t) и ускорение ε(t) планшайбы, давления p_1 и p_2 в полостях гидромотора, координату ψ углового положения планшайбы. Это тот комплекс параметров, который позволяет оценить текущее техническое состояние механизма, и определить соответствие его функциональных характеристик требованиям технологического процесса, на выполнение которого настраивается механизм [1].

Но процесс диагностирования предполагает дополнительно к этому распознавать и упреждать на ранних стадиях процесс развития скрытых дефектов [2,3]. Как правило, комплекса параметров, указанного в технических требованиях, недостаточно для выявления скрытых дефектов. Требуется дополнительная информация. Её необходимо получить, измеряя дополнительно другие физические процессы, сопровождающие работу механизма. Поскольку измерение ряда параметров уже предписано требованиями технических условий, их целесообразно использовать также для решения задач диагностирования. Например, анализ дефектов поворотных столов [4] показал, что величины ускорений, скоростей, давлений в различных точках гидросистемы непосредственно связаны с дефектами отдельных механизмов и гидроаппаратов. Поэтому их целесообразно использовать в качестве диагностических параметров для локализации дефектов.

Современное перенастраиваемое технологическое оборудование и станки с ЧПУ оснащены развитой встроенной системой диагностики [5,6], возможности которой необходимо максимально использовать для распознавания дефектов механизмов. Её возможности могут быть расширены путём интегрирования в её структуру средств измерения дополнительных физических процессов.

Основным требованием к диагностическому признаку является его высокая чувствительность к отклонениям от нормативной величины одного структурного параметра механизма и минимальная, к отклонениям остальных.

Выбор диагностических признаков основан на построении и анализе блок-схемы структурно-следственных связей элементов и деталей механизма и оценке чувствительности диагностических признаков к дефектам [7-18]. Блок – схема строится как многоуровневая таблица. Элементы каждого уровня выполняют одну общую функцию.

Алгоритм построения блок – схемы состоит в следующем. Механизм разделяется на отдельные детали и их соединения в узлы. Из этого комплекса деталей выбираются такие, дефекты которых образуют дефекты всего механизма. Эта совокупность деталей образует первый уровень.

Второй уровень блок – схемы составляют конкретные геометрические размеры или физико-механические свойства деталей, отклонения которых от нормативных значений образуют дефект. Это структурные параметры механизма, подверженные деградации и подлежащие контролю. Отклонения других размеров детали, которые не влияют на образование дефекта, игнорируются.

Третий уровень - это количественное (численное) выражение отклонений указанных структурных параметров от своих нормативных значений.

Четвёртый уровень содержит информацию о том, как отклонения структурных параметров влияют на изменения экспериментально измеряемых кинематических и силовых параметров. Это комплекс диагностических признаков.

Пятый уровень составляют измеряемые физические процессы– диагностические сигналы, по которым определяются диагностические признаки и принимается решение о постановке диагноза.

Например, дефект, состоящий в недопустимо большом перемещении поршней гидроцилиндров зажима планшайбы проявляется в том, что при подаче команды на поворот планшайбы происходит задержка ее вращения на величину, большую 0,4 с. Время задержки может контролироваться по осциллограмме скорости ω(t) и ускорения ε(t) планшайбы. На рис. 1 приведены типичные осциллограммы указанных параметров с указанием интервала времени задержки a-c', Δt = 0.9 с. Он определяется как интервал между характерным всплеском на осциллограмме ε (точка «а») и моментом начала движения планшайбы (точка «с»). Всплеск на осциллограмме ε связан с импульсным воздействием на планшайбу механизма зажима.

Некачественное изготовление червячного редуктора проявляется в снижении быстроходности стола – одной из главных функциональных характеристик переналаживаемого механизма.

Таким образом, диагностическими признаками для данного дефекта являются ε и ω. Для определения их текущих значений необходимо регистрировать следующие параметры: ускорение планшайбы и угловая скорость вращения планшайбы.

Дефекты, связанные с некачественным изготовлением и сборкой корпуса путевого дросселя, а также с неправильной регулировкой гидравлического дросселя на панели гидростанции проявляются в том, что давление p_2 в сливной полости гидромотора увеличено. Это приводит кснижению быстроходности механизма стола.

Нормами ТУ установлена наибольшая допустимая величина p_2 при установившейся скорости вращения планшайбы, которая составляет 0,8 МПа. Таким образом, диагностическими признаками для данного дефекта являются: давление в сливной полости гидромотора и установившаяся скорость вращения планшайбы.

Анализ последних двух дефектов показывает, что принципиально разные дефекты приводят к одному и тому же результату – снижению быстроходности. Этот факт определяется по осциллограмме скорости ω(t). Но для распознавания действительной причины дефекта необходимо дополнительно регистрировать давления в нагнетательной и сливной полостях гидромотора.

Если механизм не оснащен встроенными датчиками давления, процесс измерения давлений в гидросистеме в условиях действующего производства связан с проведением трудоёмких мероприятий. Как показывает опыт, длительность установки в гидросистему датчиков давления, в ряде случаев, может составлять порядка 5 часов рабочего времени.

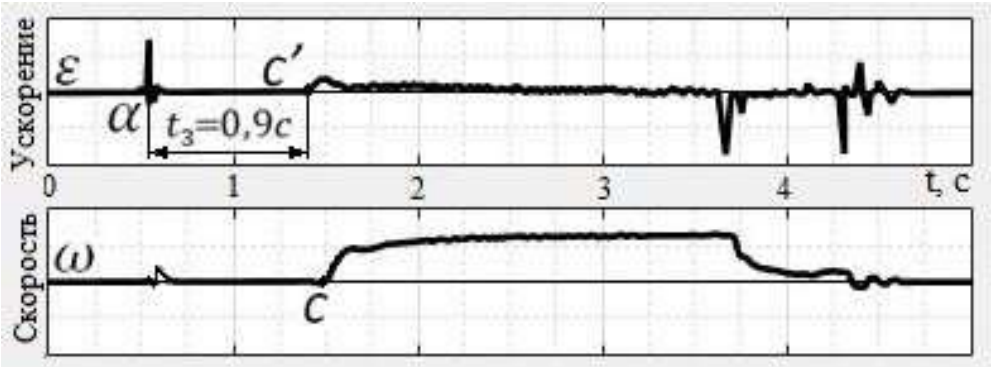


Рис. 1. Дефект настройки механизма зажима планшайбы.

Повысить оперативность постановки диагноза и снизить трудоемкость процедур диагностики в ряде случаев удаётся путём повышения информативности диагностических сигналов, уменьшая при этом количество регистрируемых сигналов. Это особенно актуально для перенастраиваемого оборудования и переналаживаемых механизмов, поскольку сокращает время оценки технического состояния и переналадки на новый технологический процесс. Поставленная задача решается сочетанием методов натурного и вычислительного экспериментов.

Например, детальный анализ осциллограммы скорости ω планшайбы позволяет локализовать указанные выше дефекты и однозначно установить причину недостаточной быстроходности, пользуясь только осциллограммой скорости ω, не прибегая к дополнительным измерениям давлений в гидросистеме.

Такая возможность связана с различным влиянием параметров гидромеханической системы механизма стола на характер изменения осциллограммы скорости на этапах разгона и установившегося движения. Это свойство было установлено в результате анализа динамических свойств механизма на математической модели.

Моделировался процесс разгона и выхода на установившийся режим вращения планшайбы.

При построении математической модели, принимались следующие допущения:

- зазоры в кинематической цепи отсутствуют;
- звенья кинематической цепи абсолютно жесткие;
- учитывается сжимаемость рабочей жидкости;
- температура рабочей жидкости постоянна;
- объемные утечки в гидросистеме отсутствуют;
- изменение давления в трубопроводах не учитывается;
- динамическая характеристика переливного клапана заменяетсястатической.

Зависимость расхода рабочей жидкости Q и давления, подаваемого насосной установкой в систему, имеет вид $p_1 = p_н - A_q Q$, где $p_н$ – давление настройки переливного клапана, равное 4 МПа; A_q – характеристика переливного клапана.

Уравнение расходов для полости нагнетания с учетом сжимаемости рабочей жидкости, согласно работе [19], имеет вид:

$$\frac{dp_1}{dt}\left(\frac{1}{E}+\alpha\frac{p_0}{p_1^2}\right)W_1 = \frac{p_н - p_1}{A_q} - qiw,$$

где W_1 – объем полости нагнетания; E – модуль упругости рабочей жидкости; p_0 – атмосферное давление = 0,1 МПа; q – удельный расход гидромотора; α – процент воздуха в рабочей жидкости; ω – скорость вращения планшайбы; i – передаточное отношение редуктора; p_1 – давление в полости нагнетания гидромотора.

Уравнение расходов для сливной полости гидромотора

$$\frac{dp_2}{dt}\left(\frac{1}{E}+\alpha\frac{p_0}{p_2^2}\right)W_2 = qiw - \frac{p_2}{K_1}$$

где W_2 – объем рабочей жидкости; p_2 – давление в сливной полости гидромотора; K_1 – коэффициент гидравлического сопротивления в сливной магистрали гидромотора, величина которого определяется техническим состоянием дросселей.

Границы изменения коэффициента K_1 оценивались по осциллограммам скорости ω и давлению p_2 в сливной полости гидромотора у дефектных и исправных механизмов: K_{1max} =9.83 ·10^9 кг/с·м^4, K_{1min} =1.12·10^9 кг/с·м^4.

Уравнение движения планшайбы с учетом сил трения в червячной передаче, т.е. с учетом к.п.д. червячного редуктора, следующее [20, 21]:

$$\frac{d\omega}{dt}\left(J_1+\frac{1}{\eta}J_2\right)=K_M(p_1-p_2)-M_{mp}(\omega)$$

где η – к.п.д червячного зацепления – параметр, влияющий на длительность цикла работы поворотного стола; J_1 - суммарный момент инерции вала гидромотора, муфты и червяка; J_2 – приведенный к валу гидромотора момент инерции червячного колеса, планшайбы, зубчатых колес, обрабатываемых деталей и приспособлений, установленных на планшайбе [20, 21]; $K_м$ – коэффициент момента гидромотора; $M_{mp}(\omega)$ – функция изменения момента трения в направляющихпланшайбы, приведённая к валу гидромотора.

Для определения момента трения $M_{mp}(\omega)$ экспериментально определялась зависимость этого момента от скорости ω вращения планшайбы.

В данном случае применялась кусочно-линейная аппроксимация экспериментальных данных для момента трения $M_{mp}(\omega)$ от скорости. Вид функциональной зависимости $M_{mp}\ (\omega)$ следующий:

$$M_{mp}(\omega)=\begin{cases}9,22-71,0\omega, & \text{если} \quad \omega\le 0,08\text{рад/с},\\ 3,44+1,26\omega, & \text{если} \quad \omega\ge 0,08\text{рад/с}\end{cases}$$

Совместно приведенные уравнения образуют систему нелинейных дифференциальных уравнений движения механизма на этапе разгона и выхода на установившееся движение

$$\begin{cases}\dfrac{dp_1}{dt}\left(\dfrac{1}{E}+\alpha\dfrac{p_0}{p_1^2}\right)W_1=\dfrac{p_н-p_1}{A_q}-qiw,\\ \dfrac{dp_2}{dt}\left(\dfrac{1}{E}+\alpha\dfrac{p_0}{p_2^2}\right)W_2=qiw-\dfrac{p_2}{K_1},\\ \dfrac{d\omega}{dt}\left(J_1+\dfrac{1}{\eta}J_2\right)_2=K_M(p_1-p_2)-M_{mp}(\omega).\end{cases}$$

Начальные условия: $t = 0$, $\omega = 0$, $p_1 = 0.15$ *МПа*, $p_2 = p_0$.

Решения системы уравнений численными методами относительно функции ω(t) в зависимости от параметров η и K_1 модели (Рис. 2)

Функция 1 соответствует разгону и выходу на установившейся режим вращения планшайбы при увеличенном трении в червячном редукторе, кривая 2 – после ремонта и увеличения η – к.п.д червячного зацепления. Анализ кривых показывает увеличение установившейся скорости и уменьшение времени разгона t_p при возрастании η. Принимается, что время разгона – это времядостижения скоростью величины $0,9\cdot\omega_y$.

Увеличение гидравлического сопротивления в сливной магистрали связано с изменением коэффициента K_1.

Величина K_{1min} соответствует исправному состоянию гидроаппаратов сливной магистрали. На рис. 2. функция 3 соответствует механизму с исправным червячным редуктором, но имеющим увеличенное гидравлическое сопротивление.

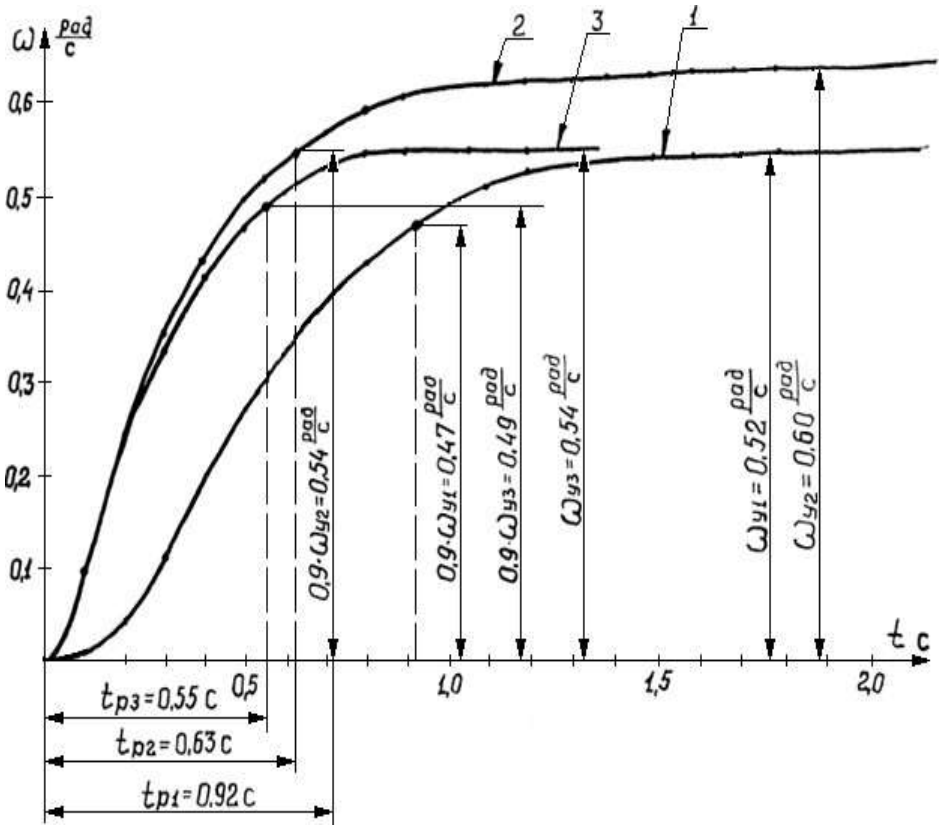


Рис. 2. Характер изменения скорости на этапе разгона планшайбы.

Анализ изменения функции $\omega(t)$ показывает, что увеличениегидравлического сопротивления приводит к уменьшению установившейсяскорости и уменьшению времени разгона t_p.

Так установлено, что интервал времени разгона t_p на осциллограмме скорости является чувствительным диагностическим признаком разделения дефектов механической и гидравлической подсистем механизма поворотного стола. Величина установившейся скорости вращения планшайбы ω_y «реагирует» на наличии или отсутствии повышенного сопротивления моменту гидромотора, а время разгона t_p, определяемое по осциллограмме скорости, позволяет определить конкретно, какая из подсистем ответственна за недостаточную быстроходность. Таким образом, информативность диагностического сигнала $\omega(t)$ увеличена. Регистрируя только скорость $\omega(t)$ удается локализовать дефект и определить способ изменения быстроходности поворотного стола.

Контроль интервалов времени на осциллограммах диагностических сигналов увеличивает информативность сигнала, являясь дополнительными информативными диагностическими признаками распознавания дефектов. Установив связь между отдельными интервалами времени, например, на осциллограмме скорости и деталями механизма, техническое состояние которых непосредственно влияет на длительность соответствующих интервалов времени, можно как локализовать дефект, так и воздействовать на время $t_ц$, регулируя соответствующее устройство и настраивая таким образом переналаживаемый механизм на требуемый режим движения.

Указанная информация является результатом предварительного, детального анализа динамических свойств гидромеханической системымеханизма на математической модели, а также результатом экспериментальных исследований натурных объектов. Особенность этой информации в том, что она в дальнейшем многократно используется при формировании законов движения, когда необходимо учесть изменения инертных масс обрабатываемых деталей и приспособлений, устанавливаемых на планшайбу поворотного стола.

Другой метод увеличения информативности диагностического сигнала основан на изменении представления о нём, как о физическом процессе и соответствующем изменении его математического описания. Для этого меняется методика проведения экспериментов, и предлагаются новые алгоритмы обработки сигнала, как процесса, развивающегося во времени [22-24].

Так в обычно применяемых методах время рассматривалось как детерминированный параметр, принимающий вполне конкретные фиксированные значения. Ограниченность информации здесь связана с представлением об интервалах времени t_i как о фиксированных величинах. В такой интерпретации разные по физической природе дефекты могут приводить к одинаковым изменениям интервалов времени t_i, и указать конкретную причину невозможно.

Представление об интервалах времени как о случайных величинах более полно и точно отражает их физические свойства и открывает возможности для увеличения информативности. Перспективные и глубокие результаты в этом направлении получены также в МГТУ им. Н.Э. Баумана [25-28], где разработаны фазо-хронометрические методы диагностики роторных систем.

При экспериментальных исследованиях различных механизмов циклового действия было установлено, что, при достаточно точных многократных измерениях интервалов времени t_i движения механизма из одного фиксированного положения в другое, обнаруживаются его случайныеотклонения около некоторого среднего значения. В зависимости от динамических свойств механизма среднее значение периода движения также может претерпевать эволюцию. При этом оказывается, что в случайной составляющей времени t заключен значительный объем диагностической информации о текущем состоянии динамической системы механизма.

Таким образом, наряду с анализом конкретного физического процесса, например, координаты перемещения звена механизма $x(t)$, предлагается измерять и анализировать время достижения процессом $x(t)$ некоторой фиксированной величины. Это может быть время достижения исполнительным звеном механизма заданной точки в процессе движения.

Процесс формирования случайной составляющей интервала времени можно иллюстрировать следующей схемой. Силовой стол с гидроприводом многократно перемещается по направляющим из начального положения x_0 в заданную точку x_1 (Рис. 3.).

Давление p в полости нагнетания испытывает случайные колебания, вызванные как пульсацией насоса и динамическими процессами в гидросистеме, так и влиянием других узлов с гидроприводом, которые обслуживает гидростанция (Рис. 4.). Следовательно, движущая сила, действующая на массу силового стола, является случайным процессом. Ответная реакция механизма стола на случайные воздействия — это скорость $v(t)$ движения массы m стола, которая также испытывает случайные колебания и также является случайным процессом.

Тогда перемещение силового стола x, как интеграл от случайной функции– скорости $v(t)$ - тоже случайный процесс $x(t) = \int_0^t v(t)dt$. И можно говорить о времени достижения

процессом *x(t)* заданной координаты x_1, как о величине случайной, которая имеет свой характерный закон распределения вероятностей (Рис. 5).

Существует связь между характером изменения во времени физического процесса *x*(*t*) - координаты перемещения выходного звена механизма, как случайного процесса, и законом распределения вероятности времени достижения этим процессом постоянной заданной величины. Эта связь следует из уравнения Понтрягина для функции $f(p_i, t)$ плотности вероятности времени первого достижения случайным процессом заданной величины, как функции параметров ($i = 1, 2, 3, ..., N$) динамической системы [29]. Авторами указанной работы установлена детерминированная функциональная зависимость между характером изменения во времени физического процесса *x*(t), как случайного марковского процесса, и функцией $f(p_i, t)$ плотности вероятности распределения времени достижения процессом заданной величины.

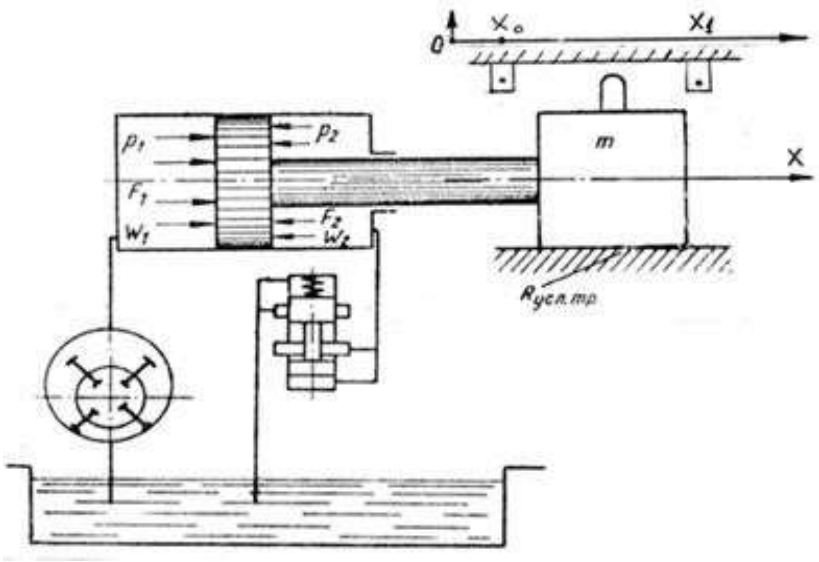


Рис. 3. Силовой стол с гидроприводом.

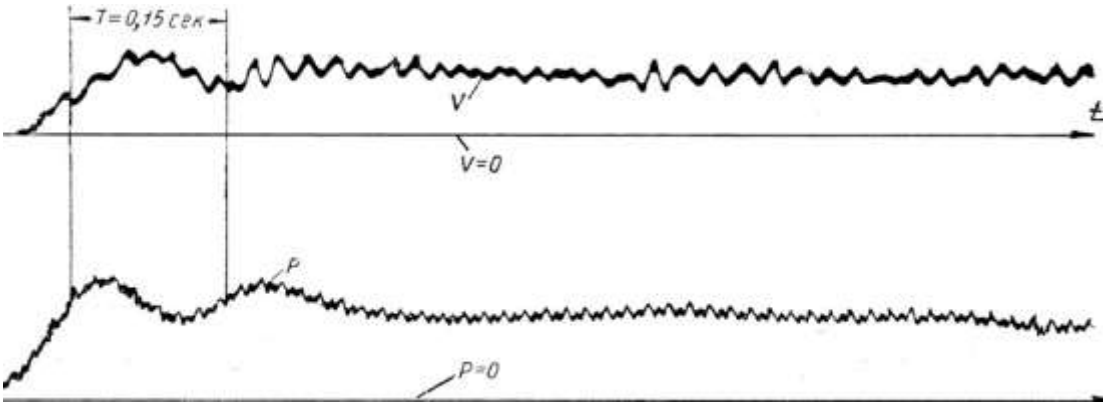


Рис. 4. Графики скорости и давления.

Рассмотренный в работе [24] метод оценки технического состояния и диагностирования механизма основан на зависимости свойств случайного процесса $x(p_i,t)$ от структурных

параметров p_i механизма. Математическая основа предлагаемого метода состоит в следующем.

Пусть уравнение движения динамической системы имеет вид:

$$\dot{x} = F(p_1, p_2, ..., p_n, x, t) + G\xi(t), \quad (1)$$

с начальным условием: $x(t_0) = x_0$ при $t = t_0$. Здесь $G\xi(t)$ – случайное внешнее воздействие типа белого шума; G – интенсивность белого шума; p_i – параметры системы, отклонения которых вызывают появление дефекта.

К дифференциальным уравнениям первого порядка всегда можно привести уравнение более высокого порядка за счет увеличения размерности пространства решений.

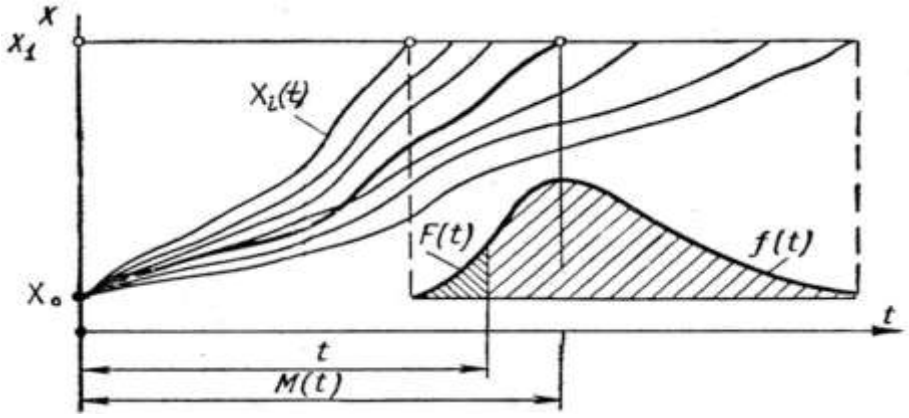


Рис. 5. Образование случайной составляющей интервала времени.

Вероятностным описанием случайного процесса $x(t)$, удовлетворяющего уравнению (1), будет функция условной плотности распределения вероятностей $\varphi(p_1, p_2, \ldots, p_n, x, t/x_0, t_0)$, которая является решением уравнения Колмогорова [30, 31]

$$\frac{\partial \varphi}{\partial t_0} + k_1(p_i, x_0, t_0)\frac{\partial \varphi}{\partial x_0} + \frac{1}{2}k_2(p_i, x_0, t_0)\frac{\partial^2 \varphi}{\partial^2 x_0} = 0, \quad (2)$$

где k_1 (p_i, x_0, t_0) и k_2 (p_i, x_0, t_0) - коэффициенты сноса и диффузии соответственно. Они определяются из уравнения движения (1) [30, 31]

$$k_1(p_i, x_0, t_0) = \lim_{\Delta t_0 \to 0} \frac{1}{\Delta t_0}[F(p_i, x, t)\Delta t_0 + m_\varepsilon(t)\Delta t_0],$$

$$k_2(p_i, x_0, t_0) = \lim_{\Delta t_0 \to 0} \frac{1}{\Delta t_0} \int_t^{t+\Delta t_0} \int K_\varepsilon(t_1, t_2) dt_1 dt_2,$$

где K_ε (t_1, t_2) - корреляционная функция случайного возмущения $G\xi(t)$. Для стационарного случайного возмущения типа белого шума с нулевым математическим ожиданием $m_e(t) = 0$ и дисперсией $\sigma^2 = G$ функция K_ε (t_1, t_2) - это дельта-функция $\delta(\tau)$, где $\tau = t_2 - t_1$.

Вероятностным описанием случайного процесса $x(p_i, t)$, удовлетворяющего уравнению (2), является функция $f(p_i, x_0, t)$ плотности вероятности распределения времени первого достижения случайным процессом заданной величины x_1, которая является решением уравнения Понтрягина

Из уравнения Колмогорова (2) можно получить уравнение для функции $f(p_i, x_0, t)$ - плотности вероятности распределения времени первого достижения случайным процессом $x(t)$ заданной величины x_i [31, 32]. Полагая процесс стационарным, уравнение для $f(p_i, x_0, t)$ имеет вид

$$\frac{\partial f}{\partial t} = k_1(p_i, x_0)\frac{\partial f}{\partial x_0} + \frac{1}{2}k_2(p_i, x_0)\frac{\partial^2 f}{\partial^2 x_0} \quad (3)$$

с начальными и граничными условиями: $f(p_i, x, t_0) = \delta(t - t_0)$; $f(p_i, x_0, t) = \delta(x - x_0)$; $f(p_i, x_1, t) = \delta(x - x_1)$. В этом уравнении (3) коэффициенты сноса и диффузии не зависят от времени. Для задач диагностики и идентификации уравнение (3) дает важный результат. Его решение определяет закон распределения времени достижения обобщенной координатой $x(t)$ заданного значения x_1 как детерминированную функцию параметров p_i динамической системы. Зарождение дефекта (отклонение δp_k) влечет за собой изменения коэффициентов $k_1(p_i, x_0)$ и $k_2(p_i, x_0)$ в уравнении (3) и, как следствие, меняет функцию $f(p_i, x_0, t)$. Это будет признаком возникновения дефекта. Изменение функции – внешний признак зарождения дефекта. Каждое отклонение δp_k характерным образом влияет на функцию $f(p_i, x_0, t)$. Таким образом, каждому состоянию динамической системы (каждому дефекту) соответствует своя функция $f(p_i, t)$, что позволяет распознавать различные состояния. Поскольку каждая неисправность специфическим образом меняет функции $k_1(p_i, x_0)$ и $k_2(p_i, x_0)$, характерные изменения будут наблюдаться и у $f(p_i, x_0, t)$. Имея предварительно полученный набор распределений (гистограмм) для каждого дефекта и предъявляя к распознаванию экспериментально полученную гистограмму, по результатам сравнения можно определить конкретный дефект.

Математическую модель формирования случайной составляющей интервала времени $t_{сл}$ представим следующим образом $t = t_д + t_{сл}$, где $t_д$–математическое ожидание статистического массива величин интервалов времени движения от точки x_0 до x_1 при многократном воспроизведении эксперимента. В совокупном статистическом массиве экспериментальных данных $\{t–t_д\}$ содержится достаточная информация о текущем состоянии механизма. По массиву данных $\{t–t_д\}$ строится гистограмма распределения плотности вероятности времени достижения координатой $x(t)$ заданной точи x_1.

Диагностирование и локализация дефекта состоит в сравнении предъявленной к распознаванию гистограммы с полученными ранее гистограммами, которые соответствуют известным дефектным состояниям. Эти гистограммы являются результатом предварительного «обучения» диагностической системы.

Предлагаемый метод диагностики экспериментально проверялся на поворотном столе с червячным редуктором, который соединён с электродвигателем муфтой. В механизм целенаправленно «внедряли» заранее известные дефекты, которые были связаны с качеством изготовления и сборки механизма, а также дефекты, возникновение которых связано с процессом эксплуатации. Так гистограмма на рисунке 6.а соответствует исправному состоянию механизма, рисунок 6.б – соответствует увеличенной силе трения в червячном зацеплении, на рисунке 6.в – увеличен зазор в соединительной муфте между редуктором и двигателем, на рисунке 6.г – увеличен зазор вчервячном зацеплении.

Для каждого дефекта получены гистограммы характерной формы, которые легко идентифицировать.

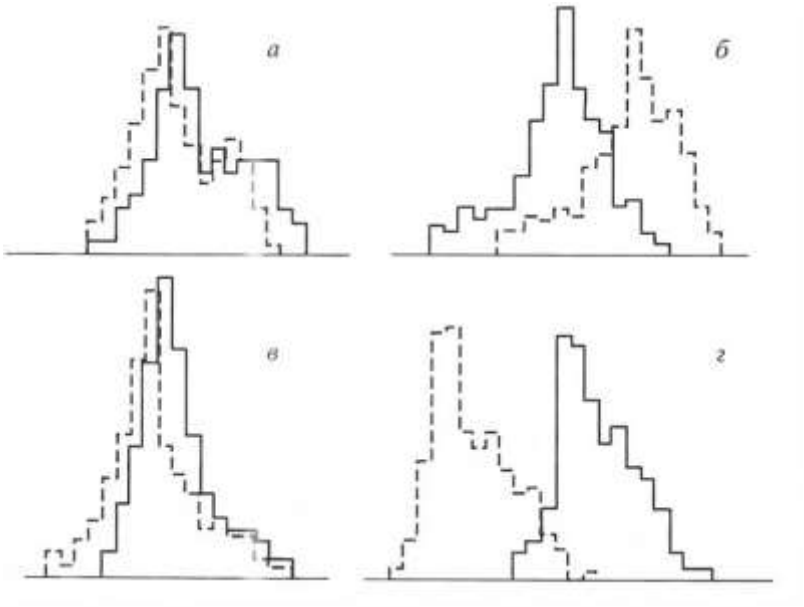


Рис. 6. Гистограммы, соответствующие состоянию механизма.

Для проверки устойчивого соответствия форм гистограмм соответствующим состояниям механизма, эксперименты повторяли. Для этого заново воспроизводился закон движения и процесс измерения *t*. Пунктиром на рисунке 6. показаны гистограммы, полученные при повторном воспроизведении экспериментов. Близкое совпадение соответствующих гистограмм свидетельствует об устойчивом взаимном соответствии динамических свойств механизма и законов распределения для времени *t*. Таким образом, интервал времени, принимая конкретные числовые значения, позволяет определять техническое состояние механизма и проводить мониторинг в процессе работы механизма. Полученный результат свидетельствует о возможности повышения информативности экспериментальных данных при соответствующей организации эксперимента и математической обработке результатов.

Данный метод диагностики имеет более широкое применение и может эффективно применяться для превентивного обнаружения дефектов, связанных с затуплением режущего инструмента, в частности, стержневого инструмента [33]. Здесь предлагается использовать в качестве источника информации низкочастотные крутильные колебания, например сверла, под действием силы резания. Источником информации являются интервалы времени Δt_i поворота инструмента на некоторый постоянный угол $\Delta\varphi$ (Рис.7).

В течение одного оборота инструмента интервалы Δt_i образуют упорядоченную последовательность – временной ряд. При многократных, последовательных измерениях значения этого многомерного вектора претерпевают случайные изменения, связанные с крутильными колебаниями сверла под действием крутящего момента от силы резания. Случайный характер времени *t* обусловлен тем, что крутящий момент от силы резания складывается из детерминированной $M_Д$ и случайной M_C составляющих силы резания [34]. Случайная составляющая является источником силового шума и генерирует виброакустические волны и акустические эмиссию. От состояния инструмента, его износа, микротрещин и затупления непосредственно зависит спектральная плотность $S(\omega)$ случайной компоненты M_C [35]. Поскольку кинематическая цепь привода вращения инструмента обладает угловой податливостью, сверло и сопряженные и ним детали образуют крутильную колебательную систему, которая под действием момента M_C совершает вынужденные

случайные колебания. В результате полная угловая скорость вращения сверла – это сумма детерминированной и случайной составляющих. Если Ω – детерминированная составляющая скорости вращения шпинделя, а $\omega_c(t)$ – случайная составляющая, то фактическая угловая скорость равна сумме $\Omega + \omega_c(t)$. Тогда время поворота Δt_i сверла на угол $\Delta\varphi$ – величина случайная.

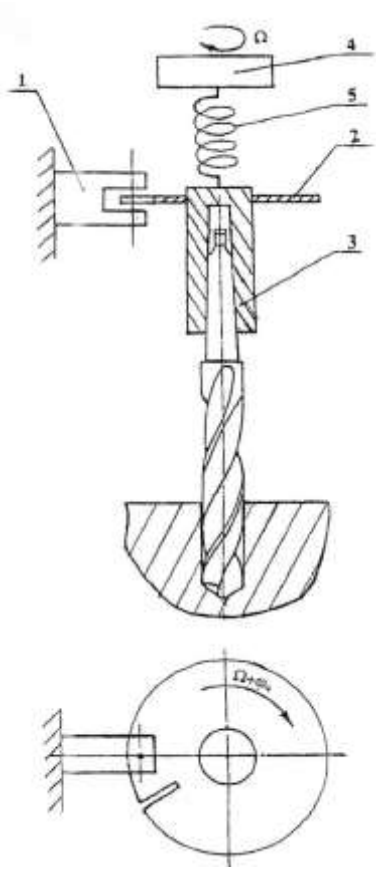


Рис. 7. Схема измерения времени фотоэлектрическим методом.

При наступлении этапа катастрофического износа сверла существенно меняется спектральный состав $S(\omega)$ компоненты M_C и резко возрастает колебательный характер силы резания. Если до этого этапа, в процессе равномерного износа инструмента, последовательно измеряемые случайные величины образовали стационарную случайную последовательность $\{\Delta t_i\}$ $(i = 1,2,3,...N)$, то начало катастрофического износа характеризуется нарушением стационарности. Применяя в реальном масштабе времени известные статистические методы обнаружения нарушения стационарного режима для последовательности $\{\Delta t_i\}$, можно определить наступление опасного момента катастрофического износа и разрушения режущей кромки по мере поступления экспериментальных данных о времени Δt_i [36]. В математической постановке задача обнаружения момента нарушения свойства стационарности случайным процессом была впервые поставлена А.Н. Колмогоровым и решена его учеником А.Н. Ширяевым [37, 38].
Точность постановки диагноза достигается за счет того, что измеряется параметр, непосредственно связанный с главным вращательным движением резания металла, а также

за счет установки измерительного устройства непосредственно на инструмент. Этим существенно уменьшается маскирующийфон, создаваемый вибрациями деталей станка.

Резервом повышения оперативности постановки диагноза является учет чувствительности диагностических признаков к отклонениям структурных параметров механизма, а также анализ и учет частоты возникновения дефектов.

Например, каждый из дефектов дросселя скорости СК 952 поворотного стола с червячным редуктором одновременно проявляется в изменении следующих диагностических признаков: увеличении ускорения $\varepsilon_ф$ планшайбы при фиксации; увеличении скорости $\omega_р$ реверса планшайбы; увеличении погрешности углового деления δ_ψ.

Для параметра δ_ψ техническими условиями на механизм установлено допустимое значение, равное 2 угловых секунды. Текущее значение величины погрешности δ_ψ определяется статистической обработкой результатов измерений. Для каждой позиции Z определяется среднее значение ψ_Z и среднеквадратичное отклонение σ_Z по формулам:

$$\bar{\Psi}_z = \frac{1}{N}\sum_{l=1}^{N}\Psi_{z,l}, \quad \sigma_z = \sqrt{\frac{\sum_{l=1}^{N}(\Psi_{z,l} - \bar{\Psi}_z)^2}{N-1}},$$

где N – количество экспериментальных данных; $\Psi_{z,l}$ – результаты измерений. Закон распределения случайной составляющей координаты конечного положения планшайбы принимается нормальным. В этом случае зона рассеивания случайных величин около среднего значения $\bar{\Psi}_z$ составляет $\pm 3\sigma$, при доверительной вероятности 0,9986. По расчетным значениям $\bar{\Psi}_z$ и σ_Z определялись наибольшее Δ^{max} и Δ^{min} наименьшее значения величины Δ: $\Delta^{max} = \bar{\Psi}_{Zi_j} + 3\sigma_{Z_i}$, $\Delta^{min} = \bar{\Psi}_{Z_j} + 3\sigma_{Z_j}$, где Z_i и Z_j – номера позиций, в которых Δ принимает наибольшее и наименьшее значения. Тогда погрешность δ_ψ равна $\delta_\psi = \Delta^{max} - \Delta^{min}$. Однако трудоемкость измерения параметров $\varepsilon_ф$ и δ_ψ неодинакова. В условиях производства, когда на планшайбе поворотного стола установлены приспособления, измерение погрешности δ_ψ значительно осложнено и более простым, и менее трудоемким является измерение ускорения $\varepsilon_ф$,

Необходимо отметить, что параметры $\varepsilon_ф$, δ_ψ и $\omega_р$ не позволяют разделять дефекты дросселя СК 952, а могут свидетельствовать лишь об их наличии. Это связано с тем, что как дефект обратного клапана, так и дефекты резиновых уплотнений и диафрагмы, одинаково приводят к увеличению $\varepsilon_ф$, δ_ψ и $\omega_р$. Таким образом, эти дефекты не различимы по указанному комплексу признаков.

Однако указанные дефекты наблюдаются с разной частотой проявления. Наиболее распространенными и частыми их них является дефект обратного клапана, затем дефект резиновых уплотнений, и редко наблюдается дефект размера диаметров отверстий диафрагмы [4]. Указанные сведения позволяют организовать последовательность проверок для определенияконкретного дефекта дросселя СК 952 в тех случаях, если параметры $\varepsilon_ф$ или $\omega_р$ свидетельствуют о недостаточной его герметичности. Проверки начинаются с контроля технического состояния (или замены) обратного клапана, как наиболее вероятного элемента, подверженного дефекту. Такая организация диагностирования, основанная на учете частоты возникновения дефектов, позволила сократить трудоёмкость локализации дефекта и исключить ненужныеоперации разборки и сборки.

Дефекты дросселя СК 952 приводят также к возникновению аварийной ситуации - заклиниванию червячного зацепления. Однако, как показали исследования на

математической модели [39], причинами заклинивания являются наличие нерастворенного воздуха в рабочей жидкости *α,* повышенное давление $p_н$ в гидросистеме ($p_н$ выше 4 МПа), не соответствие жесткости C_3 узла фиксации допустимым значениям. Особенность перечисленных дефектов состоит в том, что они так же не различимы по параметрам $\varepsilon_ф$ и $\omega_р$, так как они одинаково сказываются на изменениях указанных параметров: приводят к их увеличению. Однако, давление $p_н$ в гидросистеме может непосредственно контролироваться по показаниям манометра, имеющегося на панели гидростанции. Жесткость C_3 может быть определена в результате статистических испытаний. Относительно оставшихся двух параметров, связанных с недостаточной герметичностью дросселя СК 952, а также с повышенным содержанием воздуха в рабочей жидкости, установлена неодинаковая частота их возникновения. Наиболее частой причиной заклинивания являются дефекты дросселя СК 952. Заклинивание редуктора является аварийной ситуации и задачей диагностики являлось не только определение причин ее возникновения, но и предупреждение самой аварии. Для этого необходим наиболее чувствительныйк данному дефекту диагностический признак.

Задача сводится к оценке чувствительности $\omega_р$ и $\varepsilon_ф$, к изменениям следующих структурных параметров:

- объема нерастворенного воздуха в рабочей жидкости α;
- коэффициента гидравлического сопротивления *K* дросселя СК 952.

Для этого определилась зависимость $\omega_р$ и $\varepsilon_ф$ от указанных структурных параметров в виде линейных форм:

$$\varepsilon_ф = H_{11}\,\alpha + H_{12}\,K + H_{13},\ \omega_р = H_{21}\,\alpha + H_{22}\,\omega_р = H_{21}\,\alpha + H_{22}\,\mathrm{K} + H_{23} + H_{23} \qquad (4)$$

Величины H_{ij} (i =1,2, j =1,2,3) – коэффициенты чувствительностидиагностических признаков, которые подлежат определению.

Задача решалась на основе математического моделирования. Для этого использовалась разработанная в [39] математическая модель, которая описывает движение планшайбы на этапах реверса и фиксации. Ее решениями являются, наряду с функциями $p_1(t)$, $p_2(t)$, $R(t)$ также и $\omega_i = \dot{\psi} i_1$ и $\varepsilon_i = \ddot{\psi} i_1$. Максимальная величина $\ddot{\psi}_{\max} i_1$ при фиксации равна ускорению $\varepsilon_ф$ а установившееся значение скорости $\dot{\psi}_y i_1$ равно $\omega_р$ (здесь i_1 – передаточное отношение редуктора).

Суть машинных экспериментов состояла в определении для каждой пары значений структурных параметров механизма *K* и α соответствующих величин $\omega_р$ и $\varepsilon_ф$ диагностических признаков. Затем результаты расчетов аппроксимировались линейными функциями (4). В процессе проведения вычислительных экспериментов кроме α и *K* варьировались еще шесть параметров: C_1, C_2, C_3, $p_н$, m_3, F. Сетка эксперимента определялась с помощью метода планируемого эксперимента [40] на основе ЛП последовательности Соболя [41].

Аппроксимация зависимостей $\omega_р$ и $\varepsilon_ф$ от α и K в виде линейных функций выполнена на основе метода наименьших квадратов. В табл. 1 приведены расчетные значения $\varepsilon_ф$ и $\omega_р$ для каждой пары значений α и *K*. Таким образом, образована система 46 уравнений с тремя неизвестными. Можно говорить только о приближенном ее решении.

Таблица 1

Расчетные значения $\varepsilon_ф$ и $\omega_р$ для каждой пары значений α и K

№ эксп.	K	α	$\varepsilon_ф(\bar{L}_1)$	$\omega_р(\bar{L}_2)$	№ эксп.	K	α	$\varepsilon_ф(\bar{L}_1)$	$\omega_р(\bar{L}_2)$
1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
1	0,406	0,144	91	0,31	24	0,581	0,056	114	0,36
2	0,756	0,094	12	0,09	25	0,231	0,069	110	0,36
3	0,231	0,119	69	0,30	26	0,581	0,119	101	0,35
4	0,581	0,069	19	0,05	27	0,406	0,094	24	0,20
5	0,144	0,131	65	0,32	28	0,756	0,144	59	0,31
6	0,494	0,081	19	0,05	29	0,669	0,106	13	0,05
7	0,319	0,106	52	0,31	30	0,319	0,056	23	0,10
8	0,669	0,056	17	0,06	31	0,494	0,131	109	0,35
9	0,581	0,081	19	0,09	32	0,144	0,081	42	0,23
10	0,231	0,131	77	0,30	33	0,494	0,056	20	0,07
11	0,756	0,406	17	0,05	34	0,144	0,106	45	0,24
12	0,406	0,056	18	0,07	35	0,319	0,081	37	0,20
13	0,144	0,119	78	0,32	36	0,669	0,131	124	0,30
14	0,494	0,069	19	0,07	37	0,756	0,069	13	0,04
15	0,319	0,094	39	0,20	38	0,406	0,119	63	0,28
16	0,669	0,144	140	0,34	39	0,231	0,094	57	0,30
17	0,494	0,144	113	0,32	40	0,581	0,144	80	0,31
18	0,144	0,094	51	0,28	41	0,144	0,081	80	0,31
19	0,319	0,069	32	0,13	42	0,494	0,131	101	0,30
20	0,669	0,119	26	0,25	43	0,669	0,106	6	0,03
21	0,756	0,081	10	0,04	44	0,319	0,056	24	0,09
22	0,406	0,131	126	0,32	45	0,581	0,119	47	0,28
23	0,231	0,106	47	0,34	46	0,231	0,069	31	0,20

В табл. 1 столбцы 2 и 3 образуют коэффициенты матрицы D системы, а столбцы 4 и 5 – векторы $\bar{L}_i$ правых частей системы (i = 1, 2). Решение системы относительно векторов коэффициентов имеет вид $\bar{H}_i = (D^T D)D^T \bar{L}_i$, где D^T – транспонированная матрица. Для того, чтобы иметь соизмеримые значения коэффициентов, не зависящие от абсолютных значений

компонент вектора, проводилось нормирование элементов d_{ij} матрицы D и векторов $\bar{L}_i$ (i = 1, 2, …, 46) по формулам $\bar{d}_{ji} = (d_{ji} - d_{ji}^{\min})/(d_{ji}^{\max} - d_{ji}^{\min}), \bar{l}_{ji} = (l_{ji} - l_{ji}^{\min})/(l_{ji}^{\max} - l_{ji}^{\min})$. В результате решения системы получены следующие зависимости $\varepsilon_ф = 0{,}724 \cdot \alpha + 0{,}029\ K + 0{,}035$, $\omega_р = 0{,}547\ \alpha + 0{,}0086\ K + 0{,}144$. Коэффициенты чувствительности равны $\left|\partial\varepsilon_ф/\partial\alpha\right| = 0{,}029$; $\left|\partial\varepsilon_ф/\partial K\right| = 0{,}724$; $\left|\partial\omega_р/\partial\alpha\right| = 0{,}0086$; $\left|\partial\omega_р/\partial K\right| = 0{,}547$. Таким образом установлено, что наиболее «чувствительным» признаком к изменениям структурных параметров K и α является максимальное ускорение $\varepsilon_ф$, планшайбы при фиксации. Следовательно, контроль дефектов дросселя СК 952, а так же контроль наличия нерастворенного воздуха следует проводить по параметру $\varepsilon_ф$, который принимается за диагностический признак.

Результаты моделирования позволили установить наибольшую величину диагностического признака $\varepsilon_ф$, при которой не происходит заклинивание червячного зацепления. Она составляет 22 рад/с^2. Однако, требованиями технических условий установлена меньшая допустимая величина $\varepsilon_ф$, равная 4 рад/с^2, которая и принимается за допустимое значение.

Таблица 2

Комплекс мероприятий по оценке технического состояния механизма

Этапы выполняемых работ	Применяемые методы
Оценка текущего технического состояния механизма методами оперативной диагностики	
1. Определение комплекса диагностических параметров	Математическое моделирование работы механизма, экспериментальные исследования механизма, анализ накопленного опыта экспериментальных исследований аналогичных конструкций механизмов.
2. Распознавание дефектов, возникших в процессе эксплуатации.	Сравнение реальных диагностических сигналов с «эталонными», фазохронометрический метод, методы анализа виброакустических сигналов.
3. Устранение неисправностей.	Модульная замена неисправных узлов и деталей, ремонт и регулировка.
Определение соответствия функциональных параметров механизма требованиям технологического процесса.	
1. Определение максимально допустимых нагрузок на детали механизма	Математическое моделирование динамических процессов, расчетные методы на прочность, экспериментальные исследования механизма
2. Определение инерционных характеристик деталей механизма	Хронометрический метод оценки масс,координат центра масс и моментов инерции деталей механизма.
3. Определение максимально допустимых скоростей и ускоренийдвижения механизма	Расчетные методы и методы математического моделирования.
4. Определение быстроходности механизма или длительности цикла работы механизма	Математическое моделирование, экспериментальные исследования.
5. Определение параметров точности механизма	Расчетные и экспериментальные методы.

Таким образом, диагностическими признаками для распознавания дефектов поворотных столов с червячным редуктором являются $T_ц$, $t_з$, $t_р$, $t_т$, $\omega_у$, $\varepsilon_т$, $\varepsilon_ф$, $p_н$, p_1, p_2, Δp, $p_{разг}$.
Допустимые значения диагностических признаков следующие: $t_з$ = 0.4 с. и регламентируется ТУ; $t_р$ определяется в зависимости от инертных масс, установленных на механизм, устанавливается по результатам натурных и вычислительных экспериментов; $t_т$ = 0.9 с. (величина регламентируется на основе опытных данных); $\omega_у$ определяется требованиями технологического процесса; $\varepsilon_т$ определяется расчетом в зависимости от инертных масс, установленных на механизм; $\varepsilon_ф$ не более 3 рад/с^2, и регламентируется нормами ТУ; $p_н$ = 3.5 ÷ 4 МПа, регламентируется нормами ТУ; $p_1 \leq 2$ МПа, регламентируется на основе опытных данных; $p_2 \leq 0.8$ МПа, устанавливается на основе опытных данных; $\Delta p \leq 1.2$ МПа, устанавливается на основе опытных данных; $\delta\psi \leq 13$ угловых секунд, регламентируется нормами ТУ.
Для определения текущих значений диагностических признаков необходимо измерять следующие параметры $\omega(t)$, $\varepsilon(t)$, $p_1(t)$, $p_2(t)$, $p_{разг,}$ Ψ.
Выполняя периодически диагностирование на этапе переналадки и настройки механизма на очередной технологический процесс проверяется:
- текущее техническое состояние механизма;
- соответствие функциональных характеристик механизма требованиям технологического процесса;
- возможность дальнейшей эксплуатации механизма или необходимо проведение ремонтных и регулировочных работ.
Так можно обеспечить поддержание работоспособного состояния переналаживаемого механизма, его функциональных параметров и увеличить ресурс его безаварийной эксплуатации. Мероприятия по оценке технического состояния и диагностики механизма представлены в табл. 2
Таким образом, в работе показано, что
1. Контроль регламентированных ТУ параметров, совместно сдополнительными диагностическими параметрами позволяет на ранних стадияхлокализовать развитие скрытых дефектов.
2. Периодическое диагностирование на этапах переналадки и настройки механизма на очередной технологический процесс позволяет исключить значительные экономические затраты на ремонт аварийных состояний механизмов.
3. Детальный анализ экспериментально измеряемых диагностическихсигналов, направленный на увеличение их информативности, позволяет:
- сократить количество измеряемых диагностических параметров;
- оценить текущее техническое состояние по комплексу диагностическихпризнаков;
- оперативно локализовать накопленные неисправности;
- определить комплекс влияющих на быстроходность устройств,воздействуя на которые можно регулировать быстроходность механизма.
4. Выявление структурно-следственных связей дает возможность установить соответствие между структурными параметрами и диагностическими признаками.

Список литературы

1. Aleshin A.K., Firsov G.I., Glazunov V.A., Kovaleva N.L. Analysis of Diagnostic Signs of Defective States of Mechatronic Mechanisms of Cyclic Action // Advances in Intelligent Systems, Computer Science and Digital Economics. Ed. by Zh. Hu, S. Petoukhov, M. He. – Cham: Springer Nature Switzerland AG, 2020. – P. 218-227.

2. Царев А.М. Надежность и диагностика технологического оборудования. - Тольятти: Изд-во ТГУ, 2013. – 128 с.
3. Яхьяев Н.Я., Кораблин А.В. Основы теории надежности и диагностика. – М.: Издательский центр «Академия», 2009. – 256 с.
4. Алешин А.К., Ковалева Н.Л., Статников И.Н., Фирсов Г.И. Анализ и исследование дефектных состояний узлов механизмов циклического действия машин // Вестник научно-технического развития. – 2023. - № 168. – С. 3-21.
5. Рязанов С.И., Псигин Ю.В., Веткасов Н.И. Автоматизация производственных процессов в машиностроении (робототехника, робототехнические комплексы). - Ульяновск: УлГТУ, 2018. – 162 с.
6. Гаврилин А.Н., Мойзес Б.Б. Диагностика технологической системы «станок приспособление инструмент деталь». – Томск: Изд-во Томского ун-та, 2016. - 144 с.
7. Нахапетян Е.Г. Контроль и диагностирование автоматического оборудования. - М.: Наука, 1990. – 272 с.
8. Богуцкий В.Б., Шрон Л.Б., Ягьяев Э.Э. Эксплуатация, обслуживание и диагностика технологических машин. – М.: ИНФРА, 2020. - 356 с.
9. Некрасов Р.Ю., Путилова У.С., Некрасов Ю.И. Диагностика процессов нагружения и накопления повреждений инструмента при обработке на станках с ЧПУ. - Тюмень: ТюмГНГУ, 2013. - 120 с.
10. Шишмарёв В.Ю. Диагностика и надежность автоматизированных систем. – М.: Изд-во Юрайт, 2021. - 341 с.
11. Клячкин В.Н., Крашенинников В.Р., Кувайскова Ю.Е. Прогнозирование и диагностика стабильности функционирования технических объектов. – М.: РУСАЙНС, 2020. - 200 с.
12. Носов В.В. Диагностика машин и оборудования. - СПб.: Издательство «Лань», 2012. - 384 с.
13. Юркевич В.В., Схиртладзе А.Г., Коротков И.А. Контроль и диагностика технологического оборудования. - Подольск: Сатурн-С, 2006. - 448 с.
14. Схиртладзе А.Г., Уколов М.С., Скворцов А.В. Надежность и диагностика технологических систем. – М.: Новое знание, 2008. - 518 с.
15. Бочкарев, С.В. Цаплин А.И. Диагностика и надежность автоматизированных систем. - Пермь: Изд-во Перм. гос. техн. ун-та, 2008. – 485 с.
16. Завистовский, В.Э. Надежность и диагностика технологического оборудования. - Минск: РИПО, 2019. – 257 с.
17. Козочкин М.П., Маслов А.Р., Сабиров Ф.С., Порватов А.Н. Диагностика и сертификация металлорежущего оборудования. – М.: Инновационное машиностроение, 2021. - 240 с.
18. Григорьев С.Н., Гурин В.Д., Козочкин М.П., Кузовкин В.А., Мартинов Г.М., Сабиров Ф.С., Синопальников В.А., Филатов В.В. Диагностика автоматизированного производства. - М.: Машиностроение, 2011. - 600 с.
19. Левитский Н.И., Цуханова Е.А. Расчет управляющих устройств для торможения гидроприводов. - М.: Машиностроение, 1971. - 232 с.
20. Вейц В.Л., Кочура А.Е., Мартыненко А.Е. Динамические расчеты приводов машин. - Л.: Машиностроение, 1971. - 352 с.
21. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов. - Л.: Машиностроение, 1972. - 324 с.
22. Cauffriez L., Grondel S. Real-time monitoring and diagnosis of a train door mechatronic system. // IEEE/ASME 10th International Conference on Mechatronic and Embedded Systems and Applications (MESA 2014). Senigallia, Italy. 10–12 Sept 2014. - P. 1-6.
23. Добрынин С.А., Фельдман М.С., Фирсов Г.И. Методы автоматизированного исследования вибрации машин. - М.: Машиностроение, 1987. - 224 с.
24. Алешин А.К., Ковалева Н.Л., Фирсов Г.И. Оценка дискриминантно-прогностической способности статистических характеристик законов движения в задачах оперативной диагностики механизмов циклического действия // Вестник научно-технического развития. – 2014. - № 4(80). - С.3-11.
25. Пронякин В.И. Проблемы диагностики циклических машин и механизмов // Измерительная техника. – 2008. - № 10. – С.9-13.

26. Киселев М.И., Пронякин В.И. Фазовый метод исследования циклических машин и механизмов на основе хронометрического подхода // Измерительная техника. – 2001. - № 9. – С.15-18.
27. Назолин А.Л. Обнаружение дефектов машин и механизмов циклического действия по временным и виброакустическим параметрам // Необратимые процессы в природе и технике. Часть II. - М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013. - С.231-235.
28. Морозов А.Н., Назолин А.Л. Динамические системы с флуктуирующим временем. - М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. - 197 с.
29. Понтрягин Л.С., Андронов А.А., Витт А.А. О статистическом рассмотрении динамических систем. // Журнал экспериментальной и теоретической физики. - 1933. - Т. 3, Вып. 3. - С. 165-180.
30. Свешников А.А. Прикладные методы теории случайных функций. - М.: Наука, 1968. – 449 с.
31. Болотин В.В. Случайные колебания механических систем. - М.: Наука, 1986. – 335 с.
32. Тихонов В.И., Миронов М.А. Марковские процессы. - М.: Сов. радио, 1977. – 488 с.
33. Схиртладзе А.Г., Тимирязев В.А., Юркевич В.В. Управление точностью и производительностью процесса обработки отверстий лезвийным режущим инструментом. - Старый Оскол: Тонкие наукоемкие технологии, 2020. – 276 с.
34. Gegg B.C., Suh C.S., Luo A.C.J. Machine Tool Vibrations and Cutting Dynamics. - New York: Springer Science+Business Media, 2011. - 189 p.
35. Stone B. Chatter and Machine Tools. – Cham: Springer International Publishing Switzerland, 2014. - 268 p.
36. Никифоров И.В. Последовательное обнаружение нарушения изменения свойств временных рядов. - М.: Наука. 1983. - 199 с.
37. Ширяев А.Н. Задача скорейшего обнаружения нарушения стационарного режима. 1961. Т. 138. №5. С. 1039-1042.
38. Ширяев А.Н. К обнаружению разладки производственного процесса. // Теория вероятностей и ее применения. - 1963. - Т. 8, Вып. 4. - С. 264-281.
39. Алешин А.К., Ковалева Н.Л., Фирсов Г.И. Экспериментальное исследование и моделирование дефектных состояний мехатронных систем с механизмами циклического действия // Вестник научно-технического развития. - 2021. - № 1 (160). - С. 3-12.
40. Статников И.Н., Фирсов Г.И. Проблемы алгоритмизации проведения и обработки результатов планируемого вычислительного эксперимента в механике машин // Вестник научно-технического развития. – 2022. - № 166. – С. 33-51.
41. Соболь И.М. Многомерные квадратурные формулы и функции Хаара. - М.: Наука, Гл. ред. физ-мат. лит., 1969. - 288 с.

Дата поступления: 25 сентября 2023 г.