

М432625
МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ
И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ
УЧИЛИЩЕ ИМЕНИ Н.Э. БАУМАНА

На правах рукописи

АЛЕШИН АЛЕКСАНДР КОНСТАНТИНОВИЧ

УДК 621.9.004.1

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕТОДА ПОВЫШЕНИЯ
БЫСТРОДЕЙСТВИЯ И НАДЕЖНОСТИ ПОВОРОТНЫХ СТОЛОВ
С ГИДРОПРИВОДОМ

Специальность 05.03.01 - Процессы механической и физико-
химической обработки, станки и
инструмент.

А в т о р е ф е р а т

диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1985

Работа выполнена в Институте машиноведения им. А. А. Благонравова АН СССР.

Научный руководитель - доктор технических наук,
профессор Нахалетян Е. Г.

Официальные оппоненты- доктор технических наук,
профессор Волчкевич Л. И.;
- кандидат физико-математических
наук, доцент Межев А. Е.

Ведущее предприятие - Московское производственное
объединение "Станкостроительный
завод" им. С. Орджоникидзе.

Защита состоится " 30 декабря 1985 года на
заседании специализированного Совета К 053.15.15 в Московском
высшем техническом училище имени Н. Э. Баумана по адресу:
107005, Москва, 2-ая Бауманская, 5.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ
им. Н. Э. Баумана.

Ваши отзывы на автореферат в 1-ом экземпляре, заверенные
печатью, просим направлять по указанному адресу.

Авторефе

Уч
канди

В

Зак. 11.73
Объем 1 п.л.

M4132625

100 экз.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В решениях XXVI съезда КПСС предусматривается повышение производительности, точности и надежности металлорежущих станков и другого технологического оборудования, а также разработка систем контроля качества и технического уровня выпускаемой машиностроительной продукции. Комплекс этих задач может быть выполнен при широком внедрении в производство методов технической диагностики.

В массовом и крупносерийном производстве широкое применение находят многопозиционные агрегатные станки, одними из основных узлов которых являются поворотные столы. Быстродействие и надежность их работы в значительной степени определяют цикловые и внецикловые потери агрегатного станка. Так, длительность цикла работы поворотного стола может достигать 50% времени холостых ходов. При этом, в зависимости от качества изготовления и регулировки поворотных столов, длительность цикла их работы может различаться в 3 и более раза, и составляет, в ряде случаев, 10-15% от длительности цикла агрегатного станка.

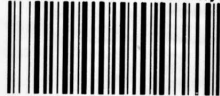
Особенность поворотных столов состоит в том, что устранение их дефектов связано с проведением дополнительных монтажно-демонтажных работ: снятие приспособления с планшайбы и инструментальной оснастки, демонтаж зажимных устройств и пр. Это приводит к увеличению трудоемкости ремонта поворотных столов. По данным обследования работы поворотных столов агрегатных станков на Волжском автомобильном заводе, трудоемкость их ремонта в 1,5 раза больше средней для подобных станков.

Таким образом, повышение быстродействия и надежности работы поворотных столов являются существенным резервом повышения производительности многопозиционных агрегатных станков.

Цель работы. Повышение быстродействия и надежности работы поворотных столов на основе применения методов динамических испытаний и технической диагностики на всех этапах жизненного цикла оборудования: при производстве эксплуатации и ремонте.

Методы исследования. Применялись теоретические и экспериментальные методы исследования. Теоретические исследования выполнены с использованием методов теории механизмов и машин, квалитметрии механизмов, динамики станков, теории гидротрансформаторов, методов математической статистики.

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1432625

Алешин А.К. Разработка и...



Экспериментальные исследования проводились в лабораторных и производственных условиях.

Это позволило получить информацию о характерных дефектах поворотных столов, определить диапазоны изменения показателей быстродействия, динамических нагрузок, точности.

Исследования проводились с использованием датчиков кинематических и силовых параметров и современной регистрирующей аппаратуры. В ряде случаев, для изучения причин возникновения дефектов использовались методы математического моделирования.

Научная новизна. Разработана методика определения критериев работоспособного состояния поворотных столов и показаны возможности ее использования для диагностирования сроков обкатки, обоснования допустимого быстродействия, выявления дефектов поворотных столов.

Практическая ценность. Разработаны методика испытаний и стенд для диагностирования поворотных столов на этапе их производства на заводе, выпускающем поворотные столы. Установлена возможность контроля качества изготовления и сборки, сокращения сроков обкатки поворотных столов по фактическому техническому состоянию. Разработаны предложения по повышению контролепригодности поворотных столов и методике их диагностирования в производственных условиях.

Реализация работы. Диагностический стенд и методика диагностирования внедрены на Московском заводе "Спецстанок". Это позволило повысить качество выпускаемых поворотных столов и способствовало присвоению им "Знака качества". Экономический эффект от внедрения составил 40 тыс. рублей. Повышена контролепригодность поворотных столов, что позволило встраивать датчики давления в полости гидромотора для измерения перепада давлений.

Результаты работы внедрены на ряде предприятий. Проведены диагностирование и наладка автоматической линии и роботизированного комплекса, созданных на базе агрегатных станков.

Методика опробована на предприятии отрасли. При этом в несколько раз сокращено время поиска и устранения дефектов столов.

Апробация работы. Основные результаты диссертации докладывались на Втором Всесоюзном съезде по теории механизмов и машин, Одесса, 1982 г.; на Всесоюзной научно-технической конференции "На-

дежность и качество машин: испытание, диагностика, прогнозирование", Москва, 1981 г.; на Всесоюзной научно-технической конференции "Проблемы создания гибких производственных систем при внедрении "безлюдной" технологии", Днепропетровск, 1983 г.; на семинарах: "Динамические методы испытаний и диагностирования машин-автоматов и автоматических линий", ИМАШ АН СССР, Москва, 1979 г. и "Диагностирование машин-автоматов и промышленных роботов", ИМАШ АН СССР, Москва, 1981 г.; на семинаре "Теоретические основы стандартизации гибких автоматизированных производств", Москва, 1984 г.

Публикации. По теме диссертации опубликовано пять работ и получено одно авторское свидетельство.

Объем работы. Работа состоит из введения, шести глав, выводов по главам, общих выводов и Приложения. Содержит список использованной литературы из 107 наименований, 89 рисунков, 48 таблиц.

Содержание работы.

Во введении обоснована актуальность темы диссертационной работы. В первой главе показано влияние на производительность агрегатного станка быстродействия и затрат времени на ремонт и наладку поворотных столов.

Проведен анализ литературных источников, отражающих современное состояние вопросов исследования и диагностирования поворотных столов агрегатных станков. В работах отечественных ученых М.С. Вассермана, А.И. Даченко, В.Л. Добровольского, Н.Г. Кухаренко, А.С. Метиславцева, Е.Г. Нахапетяна, Н.К. Остроумова, Г.Е. Цейтлина, Э.И. Шехвица исследованы вопросы кинематики, динамики, точности, жесткости поворотных столов с электромеханическим приводом. Результаты работ позволили, наряду с совершенствованием конструкций, определить влияние отклонений размеров деталей на работоспособность поворотных столов и разработать методы диагностирования их механизмов.

Исследованию и диагностированию поворотных столов с гидравлическим приводом посвящены работы Р.В. Векилова, Е.Г. Нахапетяна, Е.А. Цухановой, А.М. Шитова. В работах изучено влияние ряда дефектов на быстродействие и динамические нагрузки на детали механизмов привода и фиксации, разработан квалиметрический подход к оценке качества конструкции механизмов.

Однако, методы квалиметрии еще не получили практического применения при диагностировании поворотных столов.

Анализ результатов экспериментального исследования и работ, посвященных диагностированию поворотных столов позволяют сформулировать следующие задачи диссертационной работы:

1. Выбрать объекты исследования, исходя из области применения, распространенности и эффективности алгоритмов диагностирования.
2. Разработать методику определения критериев работоспособного состояния поворотных столов.
3. Провести анализ основных дефектов.
4. Выбрать комплекс диагностических признаков и разработать алгоритмы диагностирования.
5. Исследовать возможность применения методов распознавания дефектов для автоматизации диагностирования.
6. Опробовать и внедрить методику диагностирования и регламентирования сроков обработки поворотных столов.

При выборе объектов диагностирования учитывались также принципиальные отличия конструкций, зависящие от требований к точности, быстроходности, переналаживаемости.

На основании проведенного анализа, в качестве объектов диагностирования выбраны столы с гидроприводом двух типов:

- с механизмом двойной фиксации;
 - с механизмом фиксации, включающим плоские зубчатые колеса.
- Первый - широко применяется в условиях массового и крупносерийного производства в агрегатных станках для обработки деталей как среднего, так и большого габарита и веса (диаметры планшайб от 0,8 до 2 м).

Второй - малогабаритный, с диаметром планшайбы 0,4 м, обладая широкими возможностями переналаживаемости, а так же высокими значениями точности и жесткости, применяется в условиях серийного и мелкосерийного производства, в станках с ЧПУ.

Второй глава посвящена разработке и теоретическому обоснованию методики диагностирования. Показано, что в качестве основного метода целесообразно применить диагностирование по кинематическим и силовым параметрам.

Разработка методики диагностирования включала решение следующих основных задач:

- определение работоспособного состояния;
- анализ основных дефектов;
- выбор диагностических параметров и средств их измерения;
- разработку методов выявления дефектов.

Для разделения состояний поворотных столов используются количественные критерии. Комплекс таких критериев, определяющий работоспособное состояние, должен включаться в требования технических условий. Основными из них являются:

- время цикла работы $T_{ц}$ в зависимости от угла поворота планшайбы;
- погрешность углового деления δ_{ψ} ;
- максимальные допустимые динамические нагрузки M_d .

Первые два непосредственно следуют из служебного назначения поворотных столов. Третий обусловлен тем, что основные аварийные отказы поворотных столов вызываются недопустимыми динамическими нагрузками на детали их механизмов.

Однако определение предельных значений параметров составляет одну из трудоемких задач и часто из-за этого в паспорте на поворотные столы не приводятся некоторые из необходимых критериев.

В результате у потребителя отсутствуют данные для контроля текущего технического состояния и качественной регулировки поворотного стола. Отсутствие норм на допустимую величину $T_{ц}$ приводит к тому, что при наладке столов она либо чрезмерно увеличена (до 4-х раз по отношению к номинальной), либо недопустимо уменьшена. Это приводит к неоправданному увеличению цикловых потерь станка до 5±20%, либо к опасным динамическим нагрузкам. Фактические их значения для поворотных столов с механизмом фиксации из плоских зубчатых колес достигают 600 нм и превышают допустимые в 5 и более раз, что приводит к аварийным поломкам и простоям оборудования.

Разработка норм на критерии работоспособного состояния осложняется тем, что на начальной стадии определения критериев имеется информация лишь об ограниченном числе поворотных столов. Методика определения критериев работоспособного состояния основана на последовательном уточнении критериев по мере поступления информации о свойствах поворотных столов, т.е. на обучении диагностической системы.

На первом этапе возможно испытание лишь нескольких поворотных столов. Недостаток информации компенсируется изучением свойств объекта на основе математического моделирования, а также использования данных, полученных для родственных конструкций. По результатам испытаний поворотных столов уточнялись установленные ранее зависимости средней скорости $\omega_{ср.}$ вращения планшайбы от угла поворота ψ , момента инерции J планшайбы и установленных грузов.

Это позволило оценить время поворота t_n для произвольных $\mathcal{X}$ и $\mathcal{J}$. Аналогичные величины t_n могут быть рассчитаны на математической модели.

Полученные предварительные значения критериев работоспособного состояния облегчают анализ дефектов. На этапе серийного выпуска поворотных столов значения критериев уточняются по мере увеличения объема данных с учетом совершенствования технологии и качества изготовления и сборки поворотных столов, а также вносимых конструктивных изменений.

Анализ требований технических условий для выбранных типов поворотных столов показал, что отсутствуют нормы на допустимое время цикла в зависимости от числа позиций $\mathcal{X}$. Кроме того, для поворотных столов с механизмом фиксации из плоских зубчатых колес в технических условиях отсутствуют ограничения на допустимые динамические нагрузки. Это приводит к тому, что в процессе эксплуатации происходят аварии, связанные с поломкой деталей крепления планшайбы к центральной оси. Исходя из прочности наиболее слабых звеньев кинематической цепи, установлено наибольшее допустимое ускорение $\mathcal{E}_{max} = 70 \frac{m/s^2}{g}$ планшайбы. Для определения величины времени t_n поворота (следовательно, и времени цикла $T_{ц}$) и кинематических параметров разработана математическая модель механизма поворота. Система уравнений имеет вид:

$$\begin{aligned} \frac{d\rho_1}{dt} \cdot \left[\frac{1}{E} + \alpha \cdot \frac{\rho_0}{\rho_1^2} \right] \cdot [w_1 + F \cdot x_1] &= \frac{\rho_4 - \rho_1}{A_2} - F \cdot \dot{x}_1, \\ \frac{d\rho_2}{dt} \cdot \left[\frac{1}{E} + \alpha \cdot \frac{\rho_0}{\rho_2^2} \right] \cdot [w_2 - F \cdot x_1] &= F \cdot \dot{x}_1 - \frac{-A + \sqrt{A^2 + 4 \left[\frac{\sqrt{U(x)} \cdot B_r}{\sqrt{U(x)} + \sqrt{B_r}} \right] \cdot (\rho_2 - \rho_1)}}{2 \cdot \left[\frac{\sqrt{U(x)} \cdot B_r}{\sqrt{U(x)} + \sqrt{B_r}} \right]^2}, \end{aligned}$$

$$U(x) = \begin{cases} B_c, & \text{если } x_1 < S_w, \\ B_c + B_w(x_1), & \text{если } S_w \leq x_1 < S, \\ \infty, & \text{если } x_1 > S, \end{cases}$$

$$\frac{d^2 x_1}{dt^2} = \frac{F}{m_1} \cdot [\rho_1 - \rho_2] - \frac{\mathcal{F}_c}{m_1} - \frac{\mathcal{F}_1}{m_1},$$

$$\frac{d^2 x_2}{dt^2} = \frac{\mathcal{F}_c}{m_2} - \frac{\mathcal{F}_2}{m_2},$$

где:

- M_1, M_2 - массы поршня и планшайбы;
- P_1, P_2 - давления в полостях нагнетания и слива;
- A, B_c, B_r - коэффициенты гидравлического сопротивления дросселей;
- W_1, W_2 - объемы полостей гидроцилиндра;
- P_H - давление настройки переливного клапана;
- A_q - характеристика переливного клапана;
- $B_{щ}(x_1)$ - коэффициент гидравлического сопротивления щели;
- E - объемный модуль упругости;
- α - отношение объемов нерастворенного воздуха к объему рабочей жидкости;
- F - площадь поршня;
- P_0 - подпор давления в сливной магистрали;
- $x_1, \dot{x}_1, \ddot{x}_1$ - координата, скорость и ускорение массы M_1 ;
- $x_2, \dot{x}_2, \ddot{x}_2$ - координата, скорость и ускорение массы M_2 ;
- P_0 - атмосферное давление;
- F_1 - сила трения в уплотнениях поршня гидроцилиндра;
- $B_{щ}$ - расстояние до щели;
- F_2 - сила трения в опорах планшайбы;
- F_c - нелинейная функция типа "зазор";
- S - координата перекрытия щели.

Скорость $\dot{\omega}(t)$ и ускорение $\ddot{\varepsilon}(t)$ планшайбы связаны с координатами $\dot{x}_2$ и $\ddot{x}_2$ соотношениями:

$$\dot{\omega}(t) = \frac{1}{R_k} \cdot \dot{x}_2, \quad \ddot{\varepsilon}(t) = \frac{1}{R_k} \cdot \ddot{x}_2$$

где: R_k - радиус начальной окружности колеса реечного зацепления.

С помощью модели установлены законы изменения скорости $\dot{\omega}(t)$ вращения планшайбы и время поворота t_n планшайбы в зависимости от числа позиции $\tilde{z}$. Ограничением при этом была величина $\varepsilon_{max} = 70 \frac{\text{рад}}{\text{с}^2}$.

Для проверки данных, полученных на модели, были использованы экспериментальные величины t_n . Максимальное их рассогласование составило $5 \pm 18\%$, что позволило принять рассчитанные на модели значения t_n в качестве исходных нормированных величин.

Результаты испытаний и диагностирования серийных образцов поворотных столов с механизмом двойной фиксации позволили уточнить нормы на величины погрешности $\delta\varphi$ углового деления для каждого типоразмера стола (таблица 2).

Таблица 2

Типоразмер стола	УН 20-56	УН 20-57	УН 20-58
Величина $\delta\varphi$ по техническим условиям, угл.секунды	13,7	10,7	8,4
Фактическая величина $\delta\varphi$, угл.секунды		5,8	5,0

Данные таблицы свидетельствуют о том, что фактические величины $\delta\varphi$ в 1,5+1,9 раза меньше установленных ранее норм технических условий. Погрешность $\delta\varphi$ определялась на основе статистической обработки экспериментальных данных.

В третьей главе проводится анализ основных дефектов поворотных столов. Экспериментальные исследования проводились на заводе-изготовителе и на предприятиях, эксплуатирующих агрегатные станки с поворотными столами. Это позволило изучить влияние реальных производственных условий на формирование дефектов поворотных столов.

Так, недостаточная быстроходность и недопустимые динамические нагрузки на детали механизмов поворота и фиксации планшайбы стола с зубчатым редуктором и механизмом двойной фиксации связаны с некачественным изготовлением и обкаткой редуктора, некачественным изготовлением и сборкой путевого дросселя, дефектами диафрагмы стабилизатора скорости. Эти дефекты связаны с нарушением технологии изготовления и сборки на заводе-изготовителе. Ряд комплектующих деталей, используемых в поворотных столах и поступающих на завод-изготовитель с других предприятий, также имеет ряд дефектов. Так, некачественное состояние резиновых уплотнений и обратного клапана ПГ 51-22 приводят недопустимо большим динамическим нагрузкам на фиксатор, порядка 10000 н.

Это вызывает повышенные погрешности углового деления $\delta\varphi$ планшайбы (до 20 угловых секунд) и заклинивание червячного зацепления редуктора.

Ввиду сложности точной локализации дефектов при эксплуатации в ряде случаев неправильно устраняются источники аварийных поломок. Так, из-за разбалтывания винтов крепления компенсатора, установленного в механизме управления, выпадает флешек ББК. Это приводит к резкому реверсированию движения планшайбы без предварительного торможения.

При этом динамические нагрузки на детали механизма поворота планшайбы достигают 8000 н·м. В результате разрушается наклонная шайба гидромотора, как наиболее слабое звено кинематической цепи. Ремонтные службы ограничиваются лишь ее заменой, не устраняя действительный источник аварии. В результате, через 1,5-2 месяца приходится проводить аварийный ремонт.

Дефекты поворотных столов могут быть выявлены по результатам контроля отдельных параметров. Однако, в ряде случаев методы динамического контроля являются недостаточными. Характерной особенностью диагностических испытаний является запись нескольких параметров с последующим их сопоставлением и использованием не только максимальных величин, но и косвенных признаков. При этом используются заранее разработанные алгоритмы диагностирования.

Аварийные отказы для поворотных столов с реечной передачей и механизмом фиксации из плоских зубчатых колес также связаны с несвоевременной ликвидацией дефектов. Прежде всего, это относится к гидравлическим дросселям, определяющим скорость вращения планшайбы.

Четвертая глава посвящена выбору диагностических признаков. Составлена и проанализирована блок-схема структурно-следственных связей и выбраны основные и дополнительные диагностические признаки. На основе изучения динамических свойств механизма привода вращения планшайбы введен дополнительный диагностический признак — время разгона планшайбы t_p . Его использование, в ряде случаев позволяет уменьшить трудоемкость процесса диагностирования, так как исключает необходимость измерения давлений в полостях гидромотора. Для разделения двух дефектов, связанных с повышенными силами трения в редукторе привода вращения планшайбы и с повышенным гидравлическим сопротивлением в сливной магистрали, необходим контроль угловой скорости $\omega(t)$ вращения планшайбы и давлений $P_1(t)$ и $P_2(t)$ в полостях гидромотора.

Указанные дефекты можно разделять, пользуясь только осциллограммой скорости, определяя по ней фактическое время разгона планшайбы t_p .

Эта возможность основана на различном влиянии на динамику движения планшайбы сил трения в механической и гидравлической системах.

Повышенные силы трения в редукторе приводят к снижению установившейся скорости ω_y вращения планшайбы и увеличению времени разгона t_p планшайбы (рис. 1а,б).

Повышенное гидравлическое сопротивление в сливной магистрали приводит к уменьшению ω_y и t_p (рис. 1в). С развитием указанных дефектов сильнее проявляются выявленные закономерности изменения ω_y и t_p .

Экспериментально установлено нормативное значение $[t_p]$ и на основе сопоставления с ним текущих значений t_p определяется конкретный дефект.

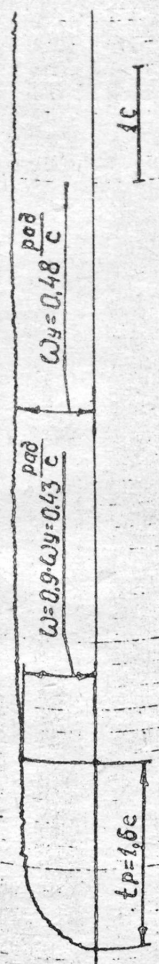
Чувствительность установившейся скорости ω_y к изменению сил трения в механизме в процессе обкатки поворотных столов используется для контроля выполнения этой технологической операции. Для каждого типоразмера стола установлены допустимые значения величины $[\omega_y]$. Периодическое определение текущей величины ω_y позволяет регламентировать длительность процесса обкатки.

В комплекс диагностических признаков, необходимых для выявления дефектов входят: $T_{\text{ц}}$ — длительность цикла, ω_y — установившаяся скорость, ε_r , $\varepsilon_{\text{ф}}$ — ускорения планшайбы при торможении и фиксации, t_p — время разгона, P_1 , P_2 — давления в полостях гидромотора, P_n — давление, настраиваемое переливным клапаном на гидростанции, δ_{ω} — погрешность углового деления, $P_{\text{раз}}$ — давление разгрузки направляющих планшайбы.

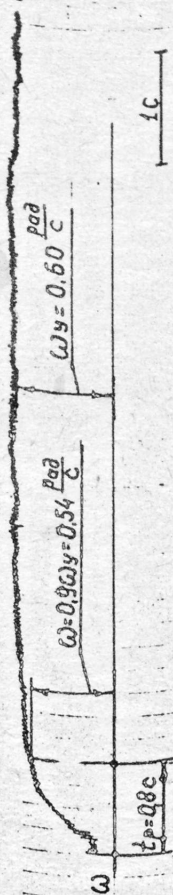
На основе результатов испытаний и паспортных данных установлены нормативные значения для каждого диагностического параметра.

В пятой главе разработаны алгоритмы диагностирования поворотных столов с помощью внешних диагностических средств. При этом предполагается участие специалиста в получении, обработке диагностической информации и постановке диагноза. Процесс диагностирования основан на последовательном сравнении текущих значений диагностических параметров с допустимыми.

Поскольку трудоемкость определения диагностических параметров неодинакова, последовательность проверок организована так, что в начале выполняются наименее трудоемкие измерения скорости

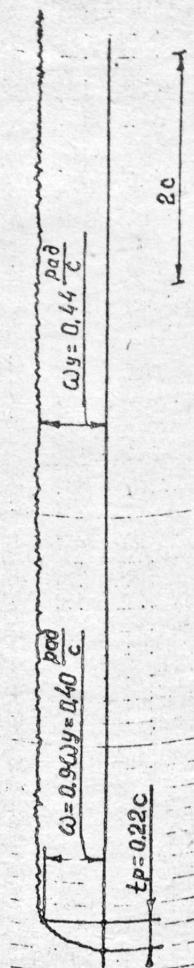


a



ω

б



$\omega(t)$, давлений P_H , $P_{раз}$. (например, по показаниям манометров). Содержание каждой последующей проверки определяется результатом предыдущей.

Для ограничения количества обслуживающего персонала, оперативности постановки диагноза и принятия управляющих решений необходима автоматизация диагностирования оборудования и, в частности, поворотных столов. Автоматизированное диагностирование на основе применения программируемых контролеров позволяет осуществлять непрерывный допусковый контроль таких параметров поворотных столов, как: временные интервалы Δt , максимальные ускорения E_{max} , давление P_H . В случае превышения одним из параметров допустимого уровня, дается сигнал на остановку и проводится более глубокое диагностирование с помощью внешних средств. Такой допусковый контроль основан на анализе локальных свойств диагностических сигналов.

Другим возможным направлением автоматизации диагностирования является распознавание интегральных характеристик.

В теории распознавания эта задача связывается с аппроксимацией распознаваемых кривых заранее выбранной системой функций, а признаками кривых являются коэффициенты аппроксимирующего ряда.

В работе исследованы возможности двух способов аппроксимации:

- с помощью собственных векторов ковариационной матрицы, построенной по выборке распознаваемых кривых;
- с помощью полиномов Якоби.

Первый способ обеспечивает наибольшую точность аппроксимации распознаваемых кривых на всем отрезке их изменения. Второй позволяет наиболее точно аппроксимировать локальные особенности изменения распознаваемых кривых. В основу алгоритма распознавания положен метрический метод. Алгоритмы реализованы на машине М-6000. Машинные эксперименты показали, что надежность распознавания первым способом составляет 0,75, вторым - 0,3, что доказывает неприемлемость второго способа.

В шестой главе приведены результаты внедрения разработанной методики и диагностического стенда на заводе "Спецстанок", выпускающим поворотные столы. Диагностический стенд включает датчики скорости и ускорения, усилительную и регистрирующую аппаратуру. Датчик ускорения разработан и создан в Институте машиноведения

АН СССР на основе отечественных комплектующих деталей. Диагностическая информация получается в аналоговой форме, в виде осциллограмм и на основе их сравнения с эталонными кривыми определяются дефекты. В течение трех лет доказана надежность функционирования стенда в производственных условиях.

Диагностический стенд используется также для аттестации поворотных столов с повышенными требованиями к надежности. Длительность процесса диагностирования составляет 25+50 минут, включая установку датчиков. Стенд собран на передвижной тележке и легко перемещается по цеху.

Чувствительность величины установившейся скорости ω_y пленшейбы к качеству выполнения технологической операции — обкатки, позволила использовать стенд для контроля этой операции. Для этого предварительно были установлены допустимые нормы на величину ω_y . По мере приработки текущее значение ω_y возрастает и по достижении допустимой величины, обкатка прекращается.

Показаны особенности применения разработанной методики при отладке узлов роботизированного комплекса. При этом с помощью одного комплекта аппаратуры возможно диагностирование не только поворотных столов, но также силовых головок и промышленного робота. Приведены данные о диагностических испытаниях поворотных столов в процессе эксплуатации. При этом установлена возможность сокращения поиска неисправностей в 3+5 раза.

ВЫВОДЫ

1. Показано, что одним из эффективных путей повышения быстродействия и надежности работы поворотных столов является их диагностирование на всех этапах жизненного цикла: при производстве, эксплуатации и ремонте.
2. Установлено, что для определения работоспособного состояния поворотных столов целесообразно комплексное применение методов математического моделирования и каллиметрического анализа результатов экспериментальных исследований столов родственных конструкций.
3. Эффективность динамических методов контроля и диагностирования поворотных столов определяется, в частности, тем, что основные причины аварийных отказов связаны с несвоевременной ликвидацией дефектов, легко устранимых регулировкой или небольшим ремонтом.

4. Для контроля работоспособного состояния и выявления дефектов поворотных столов выбран комплекс из восьми диагностических признаков. Для их определения необходимо регистрировать следующие кинематические и силовые параметры: скорость, ускорение, мате-е перемещения планшайбы, давления на насосной установке, в полостях гидромотора, в системе разгрузки направляющих.
5. Установлено, что при низкой контролепригодности поворотного стола, вместо регистрации давлений можно ограничиться только регистрацией скорости планш. 3н, определяя по ней установившееся зг-чение скорости и время разгона.
6. Показано, что разработанные алгоритмы диагностирования поворотных столов с помощью внешних средств достаточно универсальны и могут быть использованы как на этапе их производства, так и при эксплуатации.
7. Внедрение методики и диагностического стенда позволило повысить качество выпускаемых поворотных столов и контролировать выполнение технологической операции - обкатки. Время обкатки сократилось на 0,5+1 час.
8. Показано, что за счет введения в гидросистему небольших конструктивных изменений можно значительно повысить контролепригодность поворотных столов.

Основные результаты диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Алешин А.К., Шитов А.М. Использование критериев качества и результатов исследования для диагностирования поворотных столов. В кн.: Динамические методы испытаний и диагностирование машин-автоматов и автоматических линий. - М.: Наука, 1981, с.51+58.
2. Алешин А.К., Векилов Р.В., Плотникова Н.В. Методы исследования и диагностирования многопозиционных поворотных устройств агрегатных станков. - Надежность и качество машин: испытание, диагностика, прогнозирование.: Тез. докл. Всесоюз. научно-техн. конф. - М., 1981, с.158+160.
3. Динамические методы исследования узлов технологического оборудования автоматических линий /А.К.Алешин, Р.В.Векилов, Б.И.Модель, Н.В.Плотникова- В кн.: 2-й Всес. съезд по теории механи-мов и машин, (г.Одесса, 1982г.): Тез. докл. ч.2. Киев, 1982 г., с.124-126.

4. Алешин А.К., Писарев М.Г. Квалиметрические и динамические методы диагностирования унифицированных поворотных столов с гидроприводом.
- Машиноведение, 1983, № 6, с. II-IV.
5. Алешин А.К., Нахапетян Е.Г., Щербаков В.В. Диагностирование многопозиционного технологического оборудования при эксплуатации.
- М.: Машиностроение, 1984, - 68 с.
6. А.С. № 980976 (СССР). Поворотно-делительный стол /А.К.Алешин, Д.Е.Шумилин, А.А. Пожилов. - Оpubл. в Б.И., 1982, № 46.

