

УДК 621.9.067

АНАЛИЗ И ИССЛЕДОВАНИЕ 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. Рассматриваются причины и проявления различных дефектных состояний деталей и узлов механизмов циклического действия. Рассматриваются проблемы, возникающие при неправильной наладке узлов, последствия износа деталей, результаты некачественной сборки и разрегулировки механизмов. Приведены результаты применения предлагаемых методов выявления дефектных состояний на примерах исследования поворотных столов с червячным редуктором, поворотного стола с механизмом фиксации из плоских зубчатых колёс и гидромеханической системой привода.

Ключевые слова: механизм циклического действия, дефект, дефектное состояние, наладка, разрегулировка, червячный редуктор.

ANALYSIS AND INVESTIGATION 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 the Russian Academy of Sciences, Moscow, Russia
aleshin_ak@mail.ru, firsovgi@mail.ru

Abstract. The causes and manifestations of various defective states of parts and assemblies of mechanisms of cyclic action are considered. The problems arising from improper adjustment of components, the consequences of wear of parts, the results of poor-quality assembly and misalignment of mechanisms are considered. The results of the application of the proposed methods for detecting defective states are presented on the examples of the study of rotary tables with a worm gear, a rotary table with a locking mechanism of flat gears and a hydromechanical drive system.

Key words: cyclic action mechanism, defect, defective state, adjustment, misalignment, gear-lever mechanism.

В современном машиностроении развивается устойчивая тенденция цифровизации машиностроительных предприятий, создания цифровых двойников и роботизация технологических процессов. Это связано, в частности, с быстрыми изменениями требований мирового рынка к машиностроительной продукции. Адаптация машиностроительной

отрасли к требованиям рынка ведёт к тому, что увеличивается многономенклатурность производства и частота сменяемых технологических процессов. В результате доля массового производства в общем объеме машиностроения сокращается, а объем серийного и мелкосерийного производства возрастает, достигая 75 % от общего объема продукции машиностроения.

В серийном и мелкосерийном производстве экономически целесообразно применение переналаживаемого технологического оборудования, способного адаптироваться и оперативно настраиваться на частые смены технологических процессов. Основу указанного технологического оборудования составляют переналаживаемые механизмы. Это, как правило, механизмы циклового действия. Как известно, процесс эксплуатации любого механизма всегда сопровождается деградацией функциональных характеристик, например, быстроходности, точности, нагрузочной способности и т.п., ухудшением первоначально заданных параметров.

В этой ситуации при каждой переналадке механизма на новый технологический процесс для его безаварийной, ритмичной эксплуатации необходимо оценить реальное текущее техническое состояние механизма и провести диагностирование и устранить зарождающиеся дефекты.

Имея эту информацию, можно обоснованно и рационально назначить закон движения механизма, обеспечивая заданное быстродействие, согласно требованиям технологического процесса, и одновременно обеспечить допустимые динамические нагрузки, а также требуемую точность воспроизведения заданного технологическим процессом закона движения.

Источниками возникновения дефектов являются нарушения технологии изготовления и сборки, режима эксплуатации и технического обслуживания, а также естественные процессы разрегулирования, разгерметизации старения, трения и износа. Сложность физических процессов формирования дефектов требует комплексного подхода к их изучению. Основными методами являются натурные экспериментальные исследования и математическое моделирование [1].

Экспериментальные исследования целесообразно проводить на заводе изготовителе и на предприятиях, эксплуатирующих узлы и механизмы. Это позволит изучить влияние реальных производственных условий на формирование дефектов. Кроме этого, необходимо использовать информацию заводских ремонтных служб.

Методы анализа дефектов механизмов рассмотрим на примере поворотных столов. При диагностировании унифицированных поворотных столов в ряде случаев выявляемые дефекты связаны с изменением ряда параметров вследствие естественных процессов разгерметизации, износа и разрегулирования. При этом, изменения различных параметров могут порознь или в совокупности приводить к одному и тому же дефекту, поэтому выделить конкретную причину его возникновения достаточно трудно. Укажем также на отсутствие норм на допустимые значения для многих параметров, подверженных изменению.

Кроме того, во многих случаях отсутствуют возможности прямого изменения тех или иных изменяющихся параметров механизма или сами процессы измерения оказываются очень трудоемкими.

Анализ дефектов, связанных с некачественным изготовлением, сборкой и регулировкой деталей механизмов рассмотрим на примере поворотного стола с червячным редуктором.

Одним из часто встречающихся дефектов является недопустимо большой ход поршня гидроцилиндра зажима планшайбы (более 12 мм). Планшайба в каждой позиции

прижимается и удерживается от смещения рычажным механизмом, состоящим из рычага, толкателя, регулируемого по длине, и гидроцилиндра. Свободный ход поршня гидроцилиндра и толкателя регулируется винтом. Дефект состоит в неправильной регулировке свободного хода винтом или деформации деталей этого механизма. Наличие дефекта приводит к задержке вращения планшайбы при подаче команды на поворот.

Для работоспособного состояния механизма зажима планшайбы величина свободного хода поршня гидроцилиндра должна быть не более 12 мм, что обеспечивает установленную нормами задержку времени t_3 начала вращения планшайбы на величину не более 0,4 с.

Влияние свободного хода поршня гидроцилиндра на время t_3 связано с тем, что при перемещении поршня давление p_n в гидросистеме снижается с 4 МПа до 3 МПа (Рис. 1), что приводит к уменьшению величины движущего момента, развиваемого гидромотором.

На осциллограмме давления p_n движению поршня соответствует характерное снижение давления до 3 МПа на участке “а-б”.

После того, как движение поршней прекратилось, давление p_n в гидросистеме снова возрастает. Увеличивается так же и момент, развиваемый гидромотором. Поскольку к этому времени давление в системе разгрузки повысилось до заданной величины, а реле давления дало команду на переключение гидрораспределителя, начинается вращение планшайбы (точка “с” на осциллограмме скорости ω).

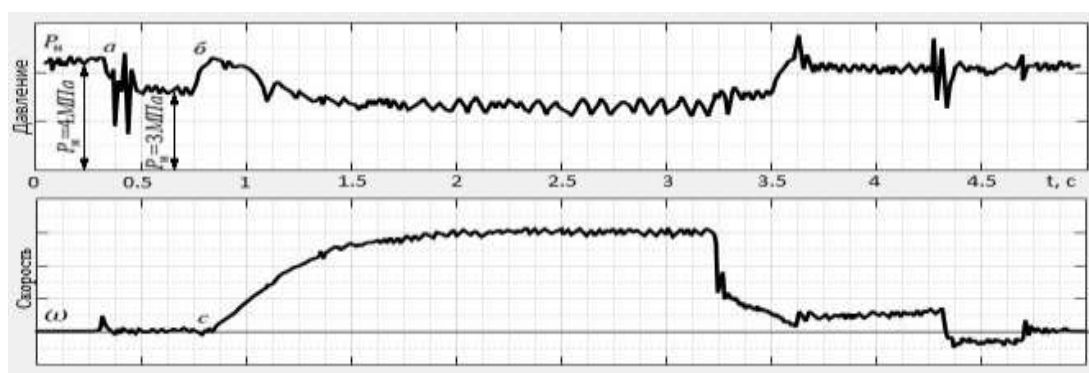


Рис. 1. Диагностические признаки дефекта на осциллограммах скорости и давления.

Уменьшая участок “а-б”, уменьшается время t_3 . Однако это связано с уменьшением хода поршня гидроцилиндра зажима планшайбы. Уже указывалось, свободный ход регулируется винтом.

Регулировкой обеспечивают величину свободного хода не более 12 мм. Указанный дефект возникает, как правило, на этапе изготовления или ремонта поворотных столов из-за нарушений технологий сборки и регулировки.

Другим часто встречающимся дефектом являются недопустимо большие силы трения в редукторе привода вращения планшайбы и в направляющих планшайбы. Этот дефект приводит к снижению быстродействия поворотного стола. Потери на трение в механической части поворотного стола происходят в червячном зацеплении и в направляющих планшайбы. Экспериментальные исследования позволили установить существенную зависимость сил трения в червячном редукторе от качества его изготовления. Силы трения в направляющих планшайбы зависят от качества работы системы гидростатической разгрузки направляющих. На рис. 2 приведены осциллограммы скорости $\omega(t)$ вращения планшайбы и давления $p_1(t)$ к $p_2(t)$ в полостях гидромотора для поворотного стола с числом позиций деления $z = 6$ и недопустимо большими силами трения в червячном редукторе.

Из осциллограммы скорости видно, что время поворота t_n на одну позицию составляет 4.23 с, а установившаяся скорость вращения планшайбы $\omega_y = 0,53$ рад/с. При этом, нормативное значение времени t_n должно быть 2,6 с. Перепад давлений $\Delta p = p_1 - p_2$ на гидромоторе при установившемся движении планшайбы составляет: $\Delta p = 2,5$ МПа – 0,6 МПа = 1,9 МПа, при допустимой, требуемой величине $\Delta p = 1,6$ МПа. После устранения дефекта в червячном редукторе время поворота t_n сократилось до 3,5 с, а установившаяся скорость возросла до 0,58 рад/с.

Величина перепада давлений Δp линейно связана с крутящим моментом M_c , развиваемым гидромотором: $M_c = K_m \Delta p$, где K_m – коэффициент момента гидромотора $\approx 2,57 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$.

В первом случае величина момента сопротивления M_c в механизме привода вращения планшайбы, приведенная к валу гидромотора, составляла $M_c' = 2,57 \times 1,9 = 4,96$ н м, а после устранения дефекта $M_c'' = 2,57 \times 1,6 = 4,11$ н м. В результате момент сопротивления уменьшился в 1,2 раза и время поворота t_n в 1,2 раза. Результат свидетельствует о существенном влиянии на быстродействие поворотного стола сил трения в червячном редукторе. Давление гидростатической разгрузки $p_{раз}$ направляющих планшайбы было постоянным (не менялось) и составляло 0.8 МПа.

Однако регулируемая величина давления разгрузки $p_{раз}$ направляющих планшайбы также оказывает заметное влияние на быстроходность. От величины давления зависит момент трения в направляющих планшайбы. Из осциллограмм параметров $\omega(t)$, $p_1(t)$, $p_2(t)$ при различных величинах давления $p_{раз}$ следует, что при $p_{раз} = 0,22$ МПа время $t_n = 4,75$ с, $\Delta p = 2,36$ МПа, а величина момента сопротивления $M_c = 6,07$ н м. При увеличении $p_{раз}$ до 0,4 МПа время t_n сократилось до 3,75 с. Дальнейшее увеличение $p_{раз}$ до 0,7 МПа привело сокращению времени t_n до величины 3,8 с. Приведённый к валу гидромотора момент сопротивления M_c равен $M_c = 2,57 \times (2,5 - 0,7) = 4,63$ н м.

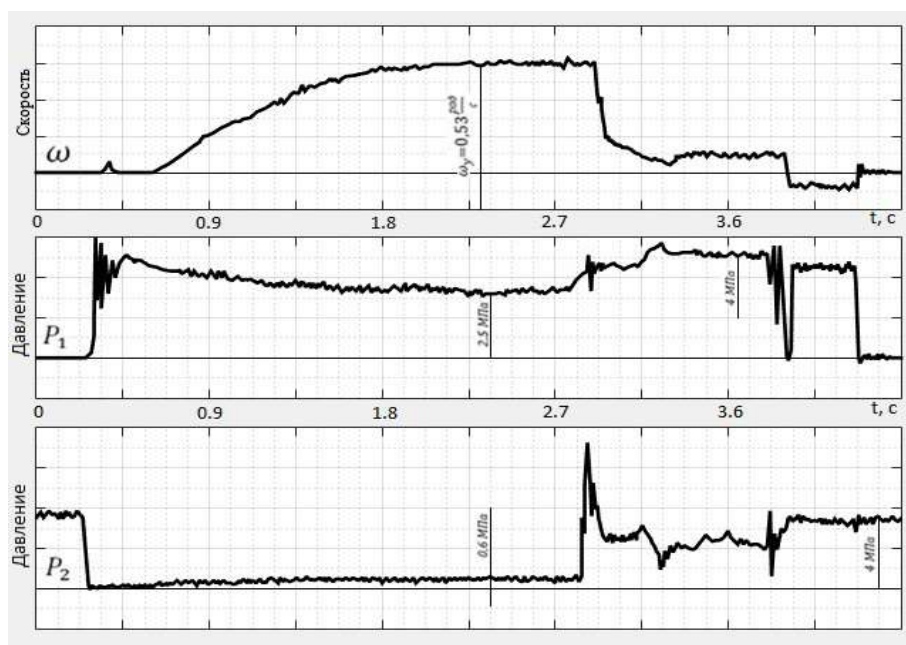


Рис. 2. Осциллограммы давлений в полостях гидромотора и скорости планшайбы при увеличенных силах трения в редукторе.

Таким образом, время поворота сократилось с 4,73 с до 3,8 с (в 1,2 раза), а момент сопротивления с 6,07 н.м до 4,63 н.м (в 1,3 раза). Полученные результаты свидетельствуют о значительном влиянии момента сопротивления в направляющих на быстроходность поворотного стола. Дефект вызван неправильной регулировкой давления $p_{раз}$ в системе разгрузки направляющих. Трудоемкость устранения его незначительна, а устранение другого дефекта, связанного с повышенными силами трения в червячном редукторе, требует значительных трудозатрат и длительных простоев оборудования. Если дефект не устранен на этапах изготовления стола или его ремонта, то при эксплуатации, для обеспечения требуемой быстроходности, как правило, повышают давление p_n в гидросистеме. Однако это приводит к непроизводительным потерям энергии, увеличению «пиковых» давлений в гидросистеме, и как следствие, ведёт к утечкам и разгерметизации гидросистемы. Кроме того, увеличение давления может вызвать заклинивание червячного зацепления, что наблюдалось в процессе эксплуатации и является аварийным отказом с длительными простоями оборудования.

Часто встречающимися дефектами также являются некачественное изготовление и сборка механизма путевого дросселя, а также неправильная регулировка дросселя на панели гидростанции. Оба дефекта приводят к одному и тому же последствию: повышенному гидравлическому сопротивлению в сливной магистрали гидромотора и снижению быстроходности поворотного стола.

Влияние качества сборки путевого дросселя состоит в том, что проходное сечение для рабочей жидкости между корпусом дросселя и золотником может быть недостаточным. Путь дроссель расположен в сливной магистрали гидромотора. В крайнем верхнем положении золотник находится при повороте планшайбы и не должен создавать гидравлическое сопротивление. Из-за дефектов изготовления корпуса и крышки золотник в корпусе может располагаться ниже обычного положения. В результате проходное сечение для потока рабочей жидкости оказывается меньше допустимого. Это приводит к увеличению сопротивления в сливной магистрали гидромотора, увеличению подпора давления и снижению скорости вращения ω_y планшайбы. К аналогичным последствиям приводит чрезмерное закрытие дросселя на панели гидростанции.

В процессе движения планшайба перемещает золотник путевого дросселя вниз, происходит постепенное перекрытие проходного сечения, и увеличивается давление в сливной магистрали гидромотора. Так происходит торможение планшайбы.

На рис. 3 показаны осциллограммы $\omega(t)$, $p_1(t)$, $p_2(t)$ для поворотного стола с числом позиций деления $z = 4$ и дефектом изготовления путевого дросселя.

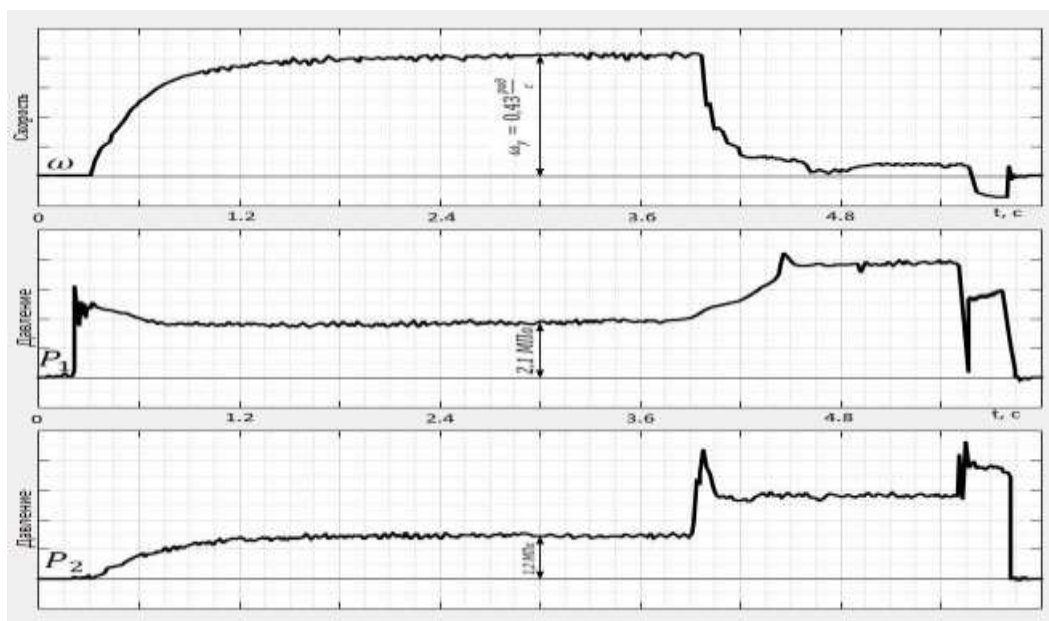


Рис. 3. Осциллограммы скорости и давлений.

Время поворота t_n составляет 5,75 с., и превышает допустимое в 1,6 раза. При этом давление p_2 при установившемся вращении планшайбы составляет 1,2 МПа. Однако, давление p_2 не должно превышать 0,8 МПа. В этом случае обеспечивается допустимое быстродействие. Контрольная разборка путевого дросселя показала, что неправильно изготовлена крышка путевого дросселя. Должен быть размер 8 мм, а фактический размер составлял 7 мм. В результате золотник занимал положение ниже обычного, перекрывал проходное сечение и создавал повышенный подпор давления. Если дефект не выявлен и не удалён на заводе изготовителе или в процессе ремонта, его устранение на этапе эксплуатации поворотного стола сопряжено с большими трудозатратами.

Необходимо отметить, что перепад давления $\Delta p = p_1 - p_2$ при установившейся скорости планшайбы равен $\Delta p = 2,1 \text{ МПа} - 1,2 \text{ МПа} = 0,9 \text{ МПа}$ и находится в допустимых пределах. Это свидетельствует о том, что момент трения в механической системе находится в пределах нормы.

Еще одним дефектом, влияющим на качество работы поворотного стола, является некачественное изготовление канавки на золотнике механизма путевого дросселя, от геометрической точности которых зависит качество процесса торможения планшайбы.

Геометрическая точность передних канавок золотника определяет процесс перекрытия проходного сечения при перемещении золотника вниз. При таком движении происходит постепенное перекрытие проходного сечения и повышение гидравлического сопротивления, что приводит к торможению планшайбы. Однако из-за некачественного изготовления канавок происходит резкое перекрытие проходного сечения, и возникают повышенные ускорения ε_T планшайбы при торможении. На рис. 4 приведены осциллограммы скорости и ускорения планшайбы для поворотного стола с числом позиций деления $z = 8$, у которого имеется указанный дефект.

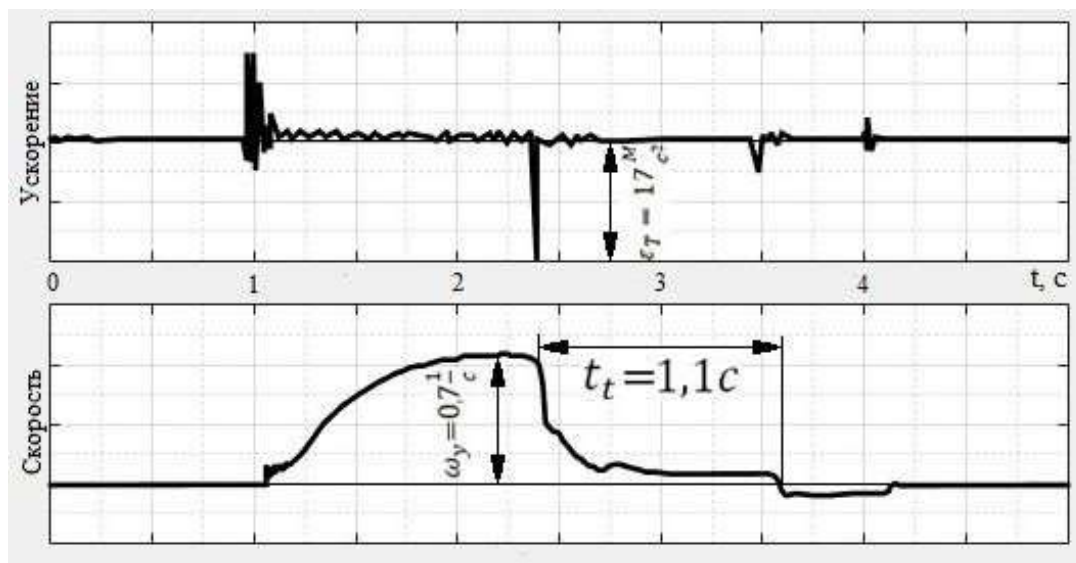


Рис. 4. Влияние качества изготовления золотника на динамику процесса торможения планшайбы.

Ускорения планшайбы ε_T при торможении составляют 17 м/с^2 на радиусе 0.4 м , тогда как по норме оно должно быть не больше 5 м/с^2 . Датчик ускорения установлен на планшайбе на расстоянии 0.4 м от оси её вращения.

Геометрическая точность задних канавок на золотнике определяет величину проходного сечения для рабочей жидкости после этапа активного торможения, когда золотник находится в крайнем нижнем положении. Если сечение мало, это приводит к повышенному гидравлическому сопротивлению и, следовательно, уменьшению скорости планшайбы. При этом увеличивается длительность процесса торможения.

Расчетами и экспериментальной проверкой установлено, что допустимая величина времени торможения для работоспособных поворотных столов составляет не более $0,9 \text{ с}$. В случае наличия дефекта изготовления передних и задних канавок на золотнике время торможения составляет $2,3 \text{ с}$. После доработки задних канавок на золотнике время торможения сократилось до $0,82 \text{ с}$., а ускорение при торможении составляет 4 м/с^2 на радиусе 0.4 м , что в пределах допустимой величины.

Рассмотренный дефект возникает на этапе изготовления и сборки поворотных столов, и в процессе эксплуатации его устранение сопряжено с проведением трудоемких работ.

Еще один дефект связан с отсутствием компенсатора в механизме управления флажками конечных выключателей. Наличие компенсатора необходимо для согласования процессов торможения и реверсирования планшайбы. При эксплуатации поворотных столов происходит разбалтывание винтов крепления компенсатора. В результате он смещается или выпадает, что наблюдалось в процессе эксплуатации. Это приводит к тому, что уменьшается ход тормозного золотника при его движении вниз и происходит неполное торможение планшайбы или оно вообще не происходит, поскольку компенсатор не участвует в определении величины хода золотника путевого дросселя. Однако, электрическая команда на реверсирование планшайбы от бесконтактного датчика поступает независимо от того, было торможение или нет. В результате возникает явление жесткого удара в кинематической цепи привода вращения планшайбы. Оно сопровождается недопустимо большими динамическими нагрузками на детали червячного и зубчатого редукторов, а также на детали гидромотора.

Изменение направления вращения массивной планшайбы без предварительного её торможения, вызывает недопустимо большие ускорения ε_T и динамические нагрузки M_δ . В данном случае момент инерции планшайбы равнялся 60 кг м^2 , и величина динамического момента M_δ составляет $M_\delta = 40 \text{ рад/с}^2 \times 60 \text{ кг м}^2 = 2400 \text{ н м}$. Максимально допустимая величина M_δ не более 300 н м .

При многократном «ударном» характере воздействия динамического момента в процессе работы поворотного стола происходит разрушение наклонной шайбы гидромотора, как наиболее слабого элемента конструкции механизма привода вращения планшайбы. Ремонтные службы, в ряде случаев, ограничиваются только заменой гидромотора и не устраняют действительный, первичный источник дефекта – выпадение или смещение компенсатора. В результате, через полтора-два месяца очередной гидромотор выходит из строя. Замена гидромотора в условиях, когда оснащенный приспособлениями поворотный стол установлен, например, на перенастраиваемом агрегатном станке, связана с проведением трудоемких демонтажных и монтажных работ другого (исправного) оборудования, которое закрывает доступ к поворотному столу.

В целом ряде случаев источником неисправности является дефект обратного клапана дросселя скорости реверса планшайбы.

Основными элементами дросселя скорости реверса являются обратный клапан ПГ-51-22 и диафрагма с калиброванными отверстиями. Обратный клапан – комплектующий элемент, который поступает на завод изготовитель поворотных столов с другого предприятия. От качества его работы зависит точность фиксации планшайбы. В процессе поворота планшайбы дроссель не оказывает сопротивления потоку рабочей жидкости, т.к. он, практически весь, проходит через обратный клапан ПГ-51-22. При реверсе планшайбы, т.е. вращении в обратную сторону, направление потока меняется на противоположное. Обратный клапан закрывается и весь поток рабочей жидкости проходит через калиброванные отверстия в диафрагме. Создаваемое таким образом гидравлическое сопротивление и подпор давления в сливной магистрали гидромотора, устанавливают необходимую величину скорости реверса ω_p планшайбы и допустимый уровень ускорения ε_ϕ остановки и фиксации планшайбы на жесткий упор. Максимальная величина ε_ϕ ограничена требованиями технических условий на разные типоразмеры столов.

Превышение ε_ϕ допустимой величины приводит к повышенным погрешностям δ_ψ углового деления, и в ряде случаев, к заклиниванию червячного зацепления.

Зависимость величины разброса координаты конечного углового положения планшайбы от нестабильности величины ускорения ε_ϕ планшайбы при фиксации установлена на основе корреляционного анализа экспериментальных статистических данных. Для этого одновременно регистрировались следующие параметры: координаты ψ конечного углового положения планшайбы и ускорение ε_ϕ планшайбы при фиксации. Конечное угловое положение планшайбы определялось оптическим автоколлиматором с абсолютной погрешностью измерения углового деления 0.2 угловых секунды. Ускорение определялось датчиком ускорений с погрешностью измерения 8% . В таблицах 1 и 2 приведены данные экспериментов для четырехпозиционного поворотного стола.

Таблица 1

Таблица значений ускорения фиксации ε_{ϕ}

№ поз.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
1	9,4	11,7	12,0	9,2	11,8	8,0	11,2	10,5	11,0	9,2	9,5	10,0	12,3	9,3	10,8	10,8	11,2
2	13,1	11,5	13,0	10,1	13,0	12,8	14,4	12,8	14,4	12,1	12,5	10,3	10,7	9,6	10,7	12,1	-
3	14,7	14,2	16,5	18,5	13,8	14,6	12,2	8,5	15,4	13,9	13,5	18,0	14,8	14,8	16,4	14,5	14,5
4	2,2	10,9	10,2	9,5	9,7	11,2	9,9	11,4	10,4	11,3	11,6	11,8	7,5	13,4	8,1	10,1	11,6

Полагая зависимость между ψ и ε_{ϕ} линейной, можно определить величину выборочного коэффициента корреляции $r_{\psi\varepsilon}$, который отражает тесноту связи между указанными параметрами [2]

$$r_{\psi\varepsilon} = \left(\sum_{i=1}^{17} n_i \psi_i \varepsilon_i - n \bar{\psi} \bar{\varepsilon} \right) / n \sigma_{\psi} \sigma_{\varepsilon},$$

где n – объем выборки = 17; n_i – частота наблюдавшейся пары значений; $\bar{\psi}, \bar{\varepsilon}$ – выборочные средние; $\sigma_{\psi}, \sigma_{\varepsilon}$ – выборочные среднеквадратичные отклонения. Для четырех позиций деления величины $r_{\psi\varepsilon}$ составляют 0,6; 0,5; 0,48; 0,62 соответственно.

Таблица 2

Таблица показаний автоколлиматора.

№ поз.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
1	14,6	14,6	14,0	14,0	14,7	13,2	14,2	14,4	13,8	13,8	13,0	13,4	14,4	13,0	13,4	13,5	13,4
2	14,9	16,0	15,2	15,6	15,6	14,8	16,1	15,8	14,2	15,4	15,0	15,0	15,0	14,4	14,5	14,0	14,0
3	12,5	12,3	13,0	11,9	13,6	14,8	13,8	13,0	12,8	13,0	13,2	12,0	12,8	12,4	11,4	11,5	12,8
4	11,9	12,7	12,1	12,1	12,1	13,0	13,0	13,2	12,1	13,4	13m4	12,4	11,2	12,2	11,4	12,0	12,9

Данные значения свидетельствуют о значительном влиянии на погрешность δ_{ψ} нестабильности величины ускорения ε_{ϕ} при остановке и фиксации планшайбы на жесткий упор. Этот результат подтверждает установленную ранее известную зависимость погрешности δ_{ψ} от динамической нагрузки на механизм фиксации, которая напрямую зависит от качества работы дросселя. Качество работы дросселя характеризуется гидравлическим сопротивлением потоку рабочей жидкости. Величина гидравлического сопротивления определяется диаметром калиброванных отверстий диафрагмы. Однако, из-за недостаточной герметичности обратного клапана ПГ-51-22 или дефектов резиновых уплотнений (порывы, надрезы и пр.) происходят дополнительные перетечки рабочей жидкости и в результате гидравлическое сопротивление уменьшается или случайным образом меняется. Это приводит к увеличению скорости ω_p реверса, колебаниям этой скорости и увеличению ускорений планшайбы при фиксации. Коэффициент корреляции

между ω_p и ε_f составляет $0,71 \div 0,88$.

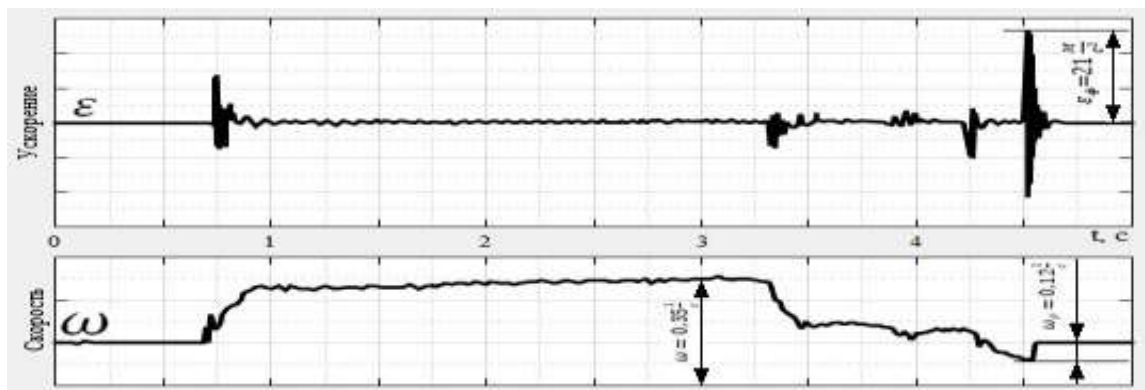


Рис. 5. Дефект дросселя скорости и его влияние на фиксацию планшайбы.

Практика ремонтных работ показала, что наиболее частой причиной недостаточного гидравлического сопротивления являются негерметичность обратного клапана ПГ-51-22 и дефекты резиновых уплотнений, которые являются комплектующими изделиями, поступающими на завод-изготовитель поворотных столов с другого предприятия. Проверка показала, что из восьми дефектных дросселей у пяти наблюдались дефекты обратного клапана, у двух – дефекты резиновых уплотнений и только у одного диаметры калиброванных отверстий диафрагмы превышали допустимую величину 1,3 мм. На рис. 5 показаны осциллограммы скорости ω и ускорения ε планшайбы поворотного стола, имеющего дефект обратного клапана дросселя скорости.

Из осциллограммы видно, что скорость реверса ω_p нарастает по мере приближения планшайбы к жесткому фиксатору и её остановке. Поскольку скорость ω_p имеет случайный характер изменения, то ускорения при остановке и фиксации ε_f – также величины случайные. Случайной будет и координата углового положения планшайбы ψ . Увеличение поля рассеивания ε_f ведёт к увеличению погрешности позиционирования планшайбы.

Наблюдалось так же заклинивание редуктора привода вращения планшайбы. Ускорения ε_f при фиксации составляют 21 м/с^2 , а скорость ω_p реверса $0,12 \text{ рад/с}$. Заклинивание червячного зацепления проявлялось в том, что при подаче команды на поворот планшайбы, её вращения не происходит. После замены обратного клапана на другой, ускорения ε_f уменьшились до 7 м/с^2 , а скорость реверса сократилась до $0,05 \text{ рад/с}$. Прекратилось так же заклинивание редуктора.

Однако у других механизмов после устранения этого дефекта, через некоторое время работы, он опять повторяется.

Экспериментами было установлено, что заклиниванию предшествуют значительные ускорения ε_f планшайбы при фиксации. Это свидетельствует о влиянии динамических явлений на заклинивание червячного зацепления. При резкой остановке планшайбы и червячного колеса возникает момент трения между червяком и червячным колесом, величина которого больше момента, развиваемого гидромотором. При подаче команды на поворот планшайбы, её вращения не происходит.

С помощью дополнительного воздействия на червяк специальным ключом, он страгивается, и после этого начиналось движение планшайбы. Через некоторое число циклов явление заклинивания может опять повториться. У ряда поворотных столов оно возникало при каждой цикле.

Однако, зависимость этого явления от многих факторов затрудняют изучение явления заклинивания экспериментальными методами на натуральных объектах.

Для исследования данного дефекта была разработана и исследована математическая модель работы механизма самотормозящейся червячной передачи на этапе его реверса и фиксации. Особенность исследования на математической модели состояла в том, что изучалось влияние на заклинивание только тех параметров, которые претерпевают изменения из-за нестабильности качества изготовления, сборки, регулировки механизмов, разгерметизации гидросистемы, изменения величины подвижных масс, изменения физико-механических свойств материалов.

Определение комплекса параметров гидромеханической системы, вызывающих изменения условий поворота планшайбы из-за воздействия указанных процессов, проводилось экспериментальными методами на серийно выпускаемых поворотных столах.

Можно заранее указать параметры, явно влияющие на заклинивание. Это коэффициент трения f в червячном зацеплении, угол наклона λ витков червяка. Однако последний не изменяется в процессе работы стола. Задача состояла в определении ряда дополнительных параметров, подверженных изменению, влияние на заклинивание которых неочевидно.

Для этого экспериментально измерялась жесткость элементов кинематической цепи и механизма фиксации. Результаты свидетельствуют о том, что угловая (крутильная) жесткость червячного редуктора может значительно различаться у одинаковых по конструкции механизмов из-за вариаций качества изготовления и сборки деталей, а также изменений механических свойств материалов деталей в процессе эксплуатации. Наиболее податливыми, деформируемыми элементами конструкции являются радиальные подшипники в опорах червяка и червячного колеса.

Таким образом, этот параметр претерпевает изменения и входит в состав «подозреваемых» параметров, влияющих на заклинивание. Необходимо исследовать степень его влияния на заклинивание.

Экспериментами было так же установлено, что жесткость C_3 узла фиксации может меняться в широких пределах, при этом смещения связаны с упругими и контактными деформациями деталей узла фиксатора. Различия в полученных нагрузочно – разгрузочных кривых связаны с неодинаковым качеством изготовления, сборки и термообработки деталей узла фиксатора. Особенно влияют финишные операции шлифовки сопрягаемых поверхностей. Следовательно, влияние узла фиксатора на заклинивание так же должно быть исследовано.

При многократных воздействиях указанные характеристики будут меняться. Это общее свойство сложных упругодеформируемых конструкций, которое возможно использовать для диагностики и мониторинга нагруженных деформируемых конструкций.

Податливыми элементами кинематической цепи механизма привода вращения планшайбы являются упорные подшипники в опорах червяка. В работе [3] приведена методика расчета осевой жесткости упорных подшипников, которая использовалась в дальнейших расчетах.

Однако, как следует из методики, эта жесткость существенно зависит от качества изготовления и сборки всей опоры, что отражается в расчетных формулах величиной коэффициента качества K_c изготовления и сборки. Экспериментальными исследованиями было установлено, что в зависимости от величины K_c осевая жесткость может изменяться в 2 раза.

В зависимости от обрабатываемых деталей, на планшайбе устанавливаются различные приспособления. Суммарный момент инерции планшайбы и установленных на ней приспособлений может различаться, как показала практика, в два и более раза. Это ещё один изменяемый параметр, который, потенциально, может влиять на заклинивание.

Наличие гидростатической разгрузки направляющих планшайбы и возможность регулировки давления смазки $p_{раз}$ в широких пределах, позволяет изменять момент трения в направляющих планшайбы, в среднем, в 3 раза.

Ранее было установлено, что некачественная работа гидравлического дросселя приводит к недопустимым значениям ускорения ε_{ϕ} планшайбы при фиксации. Гидравлическое сопротивление дросселя характеризуется коэффициентом сопротивления K потоку рабочей жидкости. Величина K определяет расход рабочей жидкости Q , проходящий через стабилизатор. Если задан перепад давлений Δp , равный разнице между входными выходным давлениями, то зависимость расхода Q от Δp , приближенно, определяется соотношением [4] $\Delta p = KQ$.

Из-за не герметичности обратного клапана ПГ-51-22 или резиновых уплотнений, а также из-за некачественного изготовления калиброванных отверстий диафрагмы, коэффициент K может изменяться, примерно, в 8 раз.

Наличие нерастворенного воздуха в виде пузырьков в рабочей жидкости снижает модуль упругости жидкости и жесткость гидропривода, способствует возникновению колебаний скорости планшайбы и высоких динамических нагрузок. Воздух в гидросистему может попадать из-за не герметичности гидроаппаратуры и магистралей, а также может выделяться из рабочей жидкости при возникновении разряжения в гидросистеме. Отношение α объема нерастворенного воздуха к объему рабочей жидкости находится в пределах $0,03 \div 0,15$ [4].

Существенное влияние на кинематику и динамику механизма оказывает величина давления p_n в гидросистеме, настраиваемая переливным клапаном на панели гидростанции. Регулировкой клапана можно менять давление p_n в пределах $0,2 \div 7$ МПа. К регулировке этого параметра прибегают в тех случаях, когда механизм не обеспечивает требуемой быстроходности. Обычно, давление p_n находится в пределах $3,5 \div 5$ МПа для поворотных столов с червячным редуктором.

Таким образом, при исследовании причин возникновения заклинивания червячного зацепления на математической модели, варьируемыми параметрами являются: C_1 – осевая жесткость опор червяка; C_2 – крутильная жесткость кинематической цепи; C_3 – жесткость узла фиксации; K – коэффициент гидравлического сопротивления стабилизатора; m_3 – масса планшайбы и установленных на ней грузов; Ξ – сила трения в направляющих планшайбы; α – относительный объем воздуха в рабочей жидкости; p_n – давление в гидросистеме.

С целью упрощения математической модели, принимаются следующие допущения: червяк и червячное колесо считаются абсолютно жесткими звеньями; трение в направляющих планшайбы принимается постоянным; зазоры в кинематической цепи пренебрежимо малы; температура рабочей жидкости в рамках данного эксперимента принимается постоянной; объемные утечки в гидросистеме пренебрежимо малы.

Движение самотормозящейся червячной передачи моделируется клиновым механизмом. При этом ось X соответствует вращению червяка вокруг своей оси, а ось Y совпадает с осью червяка, вдоль которой также происходит смещение червяка из-за деформаций упорных подшипников в опорах червяка. Отметим, что ось X перпендикулярна Y и проходит через точку пересечения начальных окружностей червяка и червячного колеса. Таким образом, червяк участвует в двух движениях: вокруг своей оси и вдоль оси.

В модели приняты следующие обозначения: J_1, m_1 – массы червяка, приведенные к осям X и Y соответственно; m_2 – масса червячного колеса, приведенная к оси Y ; m_3 – масса планшайбы с деталями, приведенная к оси Y ; C_1 – осевая жесткость упорных подшипников в опоре червяка; C_2, C_3 – приведенные к оси Y жесткости кинематической цепи и узла фиксации; $f(\dot{x})$

– коэффициент трения в червячном зацеплении; Ξ – сила трения в направляющих планшайбы, приведенная к оси Y ; ψ – координата массы m_3 .

Давление, создаваемое насосной установкой, равно: $p_1 = p_n - A_q Q$, где p_n – давление настройки переливного клапана; A_q – характеристика клапана; Q – расход рабочей жидкости. Учет сжимаемости рабочей жидкости приводится согласно [4] и уравнение расходов для полости нагнетания гидромотора имеет вид:

$$\frac{dp_1}{dt} \left(\frac{1}{E} + \alpha \frac{p_0}{p_1^2} \right) W_1 = \frac{p_n - p_1}{A_q} - \frac{q}{R_q} \frac{dx}{dt}$$

где W_1 – объем рабочей жидкости; E – модуль упругости рабочей жидкости; p_0 – атмосферное давление; q – удельный расход гидромотора; R_q – радиус начальной окружности червяка; p_1 – давление в полости нагнетания гидромотора;

Для сливной магистрали уравнение расходов имеет вид:

$$\frac{dp_2}{dt} \left(\frac{1}{E} + \alpha \frac{p_0}{p_2^2} \right) W_2 = \frac{q}{R_q} \frac{dx}{dt} - \frac{p_2 - p_n}{K}$$

где W_2 – объем рабочей жидкости; p_e – величина постоянного подпора давления в сливной магистрали; p_2 – давление в сливной полости гидромотора.

При фиксации планшайбы на жесткий упор происходит деформация упругих опор червяка (подшипников). Червяк имеет две степени свободы: вращение вокруг своей оси и смещение на упругих опорах вдоль оси. В математической модели это отражается движением массы m_1 вдоль оси Y и массы J – по оси X .

Для указанной многомассовой системы выражения для кинетической T и потенциальной Π энергий имеют вид:

$$\Pi = \frac{C_1 y^2}{2} + \frac{C_2 (y - x \operatorname{tg} \lambda - \psi)^2}{2} + \frac{C_3 \psi^2}{2}.$$

Первое уравнение движения червяка имеет вид

$$J\ddot{x} + m_2 \dot{x} \operatorname{tg}^2 \lambda - m_2 \ddot{y} \operatorname{tg} \lambda - C_2 y \operatorname{tg} \lambda + C_2 x \operatorname{tg}^2 \lambda + C_2 \psi \operatorname{tg} \lambda + R \cos \lambda f(\dot{x}) + R \sin \lambda = K_M (p_1 - p_2) / R_q,$$

где R – проекция вектора силы между червяком и червячным колесом на плоскость XY ; λ – угол наклона витков червяка; K_M – коэффициент момента гидромотора.

Зависимость коэффициента трения $f(\dot{x})$ в червячном зацеплении от скорости относительного скольжения принимается в соответствии с [5, 6] в виде:

$$f(\dot{x}) = \operatorname{tg}(0,0175(0,0145(dx/dt)^{0,6} + 0,16)).$$

Движение масс по оси Y описывается следующим уравнением:

$$(m_1 + m_2)\ddot{y} - m_2 \dot{x} \operatorname{tg} \lambda - C_2 y \operatorname{tg} \lambda + C_2 x \operatorname{tg}^2 \lambda + C_2 \psi \operatorname{tg} \lambda = R(\cos \lambda - f(\dot{x})R \sin \lambda).$$

Уравнение движения для массы m_3 имеет вид:

$$m_3 \ddot{\psi} - C_2 y + C_2 x \operatorname{tg} \lambda + C_3 \psi + \Xi = 0.$$

Здесь сила трения Ξ в направляющих планшайбы равна:

$$\Xi = \begin{cases} -G, & \text{если } \dot{\psi} > 0; \\ -C_3 \psi - C_2(\psi - x \operatorname{tg} \lambda + y), & \text{если } \dot{\psi} = 0; \\ G, & \text{если } \dot{\psi} < 0. \end{cases}$$

Совместно, уравнения образуют систему:

$$\frac{dp_1}{dt} \left(\frac{1}{E} + \alpha \frac{p_0}{p_1^2} \right) W_1 = \frac{p_n - p_1}{A_q} - \frac{q}{R_q} \frac{dx}{dt};$$

$$\frac{dp_2}{dt} \left(\frac{1}{E} + \alpha \frac{p_0}{p_2^2} \right) W_2 = \frac{q}{R_q} \frac{dx}{dt} - \frac{p_2 - p_n}{K};$$

$$J\ddot{x} + m_2 \dot{x} t g^2 \lambda - m_2 \ddot{y} t g \lambda - C_2 y t g \lambda + C_2 x t g^2 \lambda + C_2 \psi t g \lambda + R \cos \lambda f(\dot{x}) + R \sin \lambda = K_M (p_1 - p_2) / R_q;$$

$$(m_1 + m_2) \ddot{y} - m_2 \dot{x} t g \lambda - C_2 y t g \lambda + C_2 x t g^2 \lambda + C_2 \psi t g \lambda = R (\cos \lambda - f(\dot{x}) R \sin \lambda);$$

$$m_3 \ddot{\psi} - C_2 y + C_2 x t g \lambda + C_3 \psi + \Xi = 0;$$

$$R = (m_1 \ddot{y} + C_1 y) (\cos \lambda \cos 20^\circ - t g (0,0175 (0,0145 (dx/dt)^{0,6} + 0,16)) \sin \lambda)^{-1}.$$

Система нелинейных дифференциальных уравнений решается численными методами. После преобразования и приведения к стандартному виду система уравнений принимает вид:

$$\frac{dp_1}{dt} = \left(\frac{p_n - p_n}{A_q} - \frac{q}{R_q} \frac{dx}{dt} \right) \left(\frac{1}{E} + \alpha \frac{p_0}{p_1^2} \right)^{-1} \frac{1}{W_1};$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \left(\frac{q}{R_q} \frac{dx}{dt} - \frac{p_2 - p_e}{K} \right) \left(\frac{1}{E} + \alpha \frac{p_0}{p_2^2} \right)^{-1} \frac{1}{W_2};$$

$$\ddot{x} = (K_M (p_1 - p_2) R_q^{-1} + m_2 \ddot{y} t g \lambda + C_2 t g \lambda (y - x t g \lambda) - C_2 \psi t g \lambda - R (\cos \lambda f(\dot{x}) + \sin \lambda) (J + m_2 t g^2 \lambda)^{-1};$$

$$\ddot{y} = (R (\cos \lambda - f(\dot{x}) \sin \lambda) + m_2 t g \lambda \ddot{x} - C_2 (x t g \lambda - \psi) - (C_1 - C_2) y) / (m_1 + m_2);$$

$$\ddot{\psi} = (C_2 (y - x t g \lambda) - C_3 \psi - \Xi) m_3^{-1};$$

$$R = (m_1 \ddot{y} + C_1 y) (\cos \lambda \cos 20^\circ - t g (0,0175 (0,0145 (dx/dt)^{0,6} + 0,16)) \sin \lambda)^{-1}.$$

Начальные условия имеют вид: при $t = 0$, $p_1 = 4$ МПа, $p_2 = 1,5$ МПа, $x = y = \psi = \dot{x} = \dot{y} = \dot{\psi} = R = 0$.

В табл. 3 указаны диапазоны значений варьируемых параметров. В табл. 4 приведены значения параметров, входящих в уравнения системы и не изменяемые в процессе проведения вычислительных экспериментов.

Таблица 3

Диапазоны значений варьируемых параметров

Варьируемые параметры	$C1$, н/м	$C2$, н/м	$C3$, н/м	K , кг/с м ⁴
Значения варьируемых параметров	$2 \cdot 10^7 \div 4 \cdot 10^7$	$1 \cdot 10^7 \div 2 \cdot 10^7$	$1,5 \cdot 10^7 \div 3 \cdot 10^7$	$0,012 \cdot 10^{11} \div 0,10 \cdot 10^{11}$
Варьируемые параметры	α	Ξ , кг м/с ²	p_n , МПа	m_3
Значения варьируемых параметров	$0,03 \div 0,15$	$300 \div 600$	$3,0 \div 5,0$	$110 \div 300$

При заклинивании момент трения больше момента, развиваемого гидромотором. Величина момента трения равна $M_{mp} = R_q R (f(\dot{x}) \cos \lambda - \sin \lambda)$.

Величина движущего момента равна $M_{дв} = K_M (p_n - p_e)$.

Условие заклинивания имеет вид $R_q R (f(\dot{x}) \cos \lambda - \sin \lambda) \geq K_M (p_n - p_e)$.

Таблица 4

Значения параметров модели.

Параметры	m_1	m_2	E	p_0	K_M	A_q	λ	R_q	W_1	W_2	J	q
Размерность	кг	кг	кг/с ² м	кг/с ² м	м ³	кг/м ⁴ с	град	м	м ³	м ³	кг	м ³ /рад
Числовое значение	7,3	6,7	14×10^8	10^5	$2,57 \times 10^6$	14×10^8	$4^\circ 23' 53''$	0,035	8×10^4	10^4	6,8	$3,18 \times 10^{-6}$

Величина силы R является результатом решения системы уравнений. Проверка соответствия модели реальному объекту проводилась по скорости ω вращения планшайбы и давлениям p_1 и p_2 в полостях гидромотора. Сравнение параметров проводилось при установившемся движении планшайбы, так как при фиксации возникают колебания планшайбы с частотой ≈ 70 Гц и достоверных данных по амплитудным значениям параметров ω , p_1 , p_2 нет. Погрешность расчетных значений составляет не более 8%.

Из условия отсутствия заклинивания $\Phi(\mathbf{T}) = M_{\text{об}} - M_{\text{пр}}$, где \mathbf{T} – вектор варьируемых параметров, следует, что необходимо стремиться к максимуму функции $\Phi(\mathbf{T})$: $\Phi(\mathbf{T}) \rightarrow \max$. Компоненты вектора \mathbf{T} следующие: $\mathbf{T} = (C_1 \ C_2 \ C_3 \ K \ \alpha \ p_n \ J \ m_3)$. В исходном состоянии компоненты вектора образуют многомерную область (восьмимерный параллелепипед). Необходимо среди восьми варьируемых параметров выделить l значимых ($l \leq 8$), изменения которых действительно приводят к заклиниванию и для них построить область $U_0(\mathbf{T}) \subseteq U(\mathbf{T})$, такую, что $\forall \varepsilon > 0$ и $\forall \mathbf{T} \in U_0(\mathbf{T})$ выполняется условие $|\Phi(\mathbf{T}) - \Phi^+| \leq \varepsilon$, где Φ^+ – наперед известное или вычисленное в ходе эксперимента значение. Задача решалась на основе квазистатистического метода ПЛП – поиска [7].

Выделение значимых параметров (факторов) осуществлялось в результате дисперсионного анализа [8]. Значения варьируемых в модели параметров рассчитывались на основе ЛП-последовательности $x_{ij} = x_i^{\min} + q_{ij}(x_i^{\max} - x_i^{\min})$, где q_{ij} – число Соболя [9], i – номер проводимого эксперимента, $i = 1, 2 \dots 12$, j – номер координаты исследуемого пространства, $j = 1, 2 \dots 8$, x_i^{\max} , x_i^{\min} – предельные значения параметров (табл. 3).

В соответствии с методикой проведения дисперсионного анализа определялись следующие величины:

$$Q = \sum_{i=1}^{12} \sum_{h=1}^8 \Phi_{ih}^2 - 96\bar{\Phi}^2, \bar{\Phi} = \frac{1}{96} \sum_{i=1}^{12} \sum_{h=1}^8 \Phi_{ih}, Q_A = \sum_{h=1}^8 12(\bar{\Phi}_h - \bar{\Phi}),$$

$$\Phi_h = \frac{1}{12} \sum_{i=1}^{12} \Phi_{ih}, Q_R = Q - Q_A, S_A^2 = Q_A / 7, S_R^2 = Q_R / 88.$$

Параметр принимается значимым по отношению к критерию, если при пятипроцентном уровне значимости величина S_A^2/S_R^2 больше табличного F_T , где F_T – критерий Фишера для семи степеней свободы и 96 данных [8]. В табл. 5 приведены расчетные значения указанных величин $(S_A/S_R)^2$ для каждого параметра. Параметр считается значимым, если расчетное значение больше табличного.

Из данных таблицы следует, что значимыми параметрами, т.е. влияющими на заклинивание, являются α , K , C_3 , p_n . Изменения остальных четырех параметров в указанных диапазонах изменения их значений не приводят к заклиниванию. Для проверки значимости выбранных параметров были проведены две серии экспериментов при двух различных значениях незначимых параметров: $m_{3.1} = 162$ кг, $J_1 = 506$ н, $C_{1.1} = 3625 \cdot 10^4$ н/м; $m_{3.2} = 137$ кг, $J_2 = 431$ н, $C_{1.2} = 3375 \cdot 10^4$ н/м.

Диапазоны изменения значимых параметров выбраны из условия достижения величиной $U_0(\mathbf{T})$ максимума. Это диапазоны $\alpha \in (0,03 \div 0,094)$, $K \in (0,56 \div 0,8) \cdot 10^{10}$ кг/с м⁴, $p_n \in (3,56 \div 3,8)$ МПа, $C_3 \in (2,5 \cdot 10^7 \div 3 \cdot 10^7)$ н/м.

Таким образом, определена многомерная область $U_0(\mathbf{T})$ допустимых значений параметров α , K , C_3 , p_n , при которых не произойдет заклинивания.

Таблица 5

Расчетные значения критерия S_A^2/S_R^2

	Степени свободы	Значение критерия (S_A/S_R) ²	Расчетное значение
	ν_1	ν_2	
C_1	96	7	1,5
C_2	7	96	2,1
C_3	7	96	3,2
m_3	96	7	2,1
K	7	96	3,9
α	7	96	23,5
J	96	7	2,95
p_n	7	96	2,6

Необходимо отметить, что наибольшее допустимое значение p_n , рассчитанное на модели, близко к наибольшему допустимому давлению, установленному техническими условиями, и равному 4 МПа.

По результатам проведенных двух серий экспериментов, а также по результатам предыдущих 96 экспериментов в таблице 6 приведены сравнительные характеристики для критерия $\Phi(T)$.

Из анализа данных следует, что контрольные области №1 и №2 квазиунимодалы. Это подтверждает отсутствие влияния на величину установленных ранее незначимых параметров, максимальные значения в контрольной области близки к максимальным значениям в исходной, более широкой области. Сопоставление диапазонов варьируемых параметров в исходной и контрольной областях свидетельствует о том, что область $U_0(T)$, образованная значениями параметров α , K , C_3 , p_n , является подмножеством исходной области $U(T)$, т.е. $U_0(T) \subseteq U(T)$.

Таблица 6

Сравнительные характеристики для критерия $\Phi(T)$

Показатели	Исходная область № = 96 эксп	Контрольная область № I	Контрольная область № 2
Φ	- 51,25	141,30	141,32
σ	185	10,02	10,46
Φ_{max}	195	161	158
Φ_{min}	-443	129,5	122,2
$\Delta\Phi = \Phi_{max} - \Phi_{min}$	635	31,5	35,8
$\Delta\Phi/\sigma$	3,43	3,14	3,42

Результаты моделирования подтвердили возможность возникновения заклинивания червячного зацепления при известных сочетаниях ряда параметров гидравлической и механической систем.

Область $U_0(T)$ определяет допустимые значения параметров α , K , C_3 , p_n , при которых заклинивания не произойдет. Таким образом, в результате исследования на математической

модели сужен круг возможных причин заклинивания. Это облегчает дальнейший поиск дефектов. Опыт наладки и ремонта поворотных столов показал, что наиболее частой причиной заклинивания является недостаточная герметичность дросселя СК 952 (изменение коэффициента K). Из пяти случаев заклинивания, установленных у серийно-выпускаемых поворотных столов на заводе-изготовителе, четыре произошли по вине дефектов дросселя СК 952 и один из-за недопустимо большого давления p_n .

Анализ дефектов, связанных с неправильной регулировкой гидроаппаратуры проведем на примере поворотного стола смеханизмом фиксации из плоских зубчатых колёс.

Первый дефект связан с тем, что давление в гидросистеме не соответствует требуемой величине $2 \div 2,4$ МПа., поскольку недостаточное давление в гидросистеме ($p_n < 2$ МПа) приводит к снижению быстроходности поворотного стола.

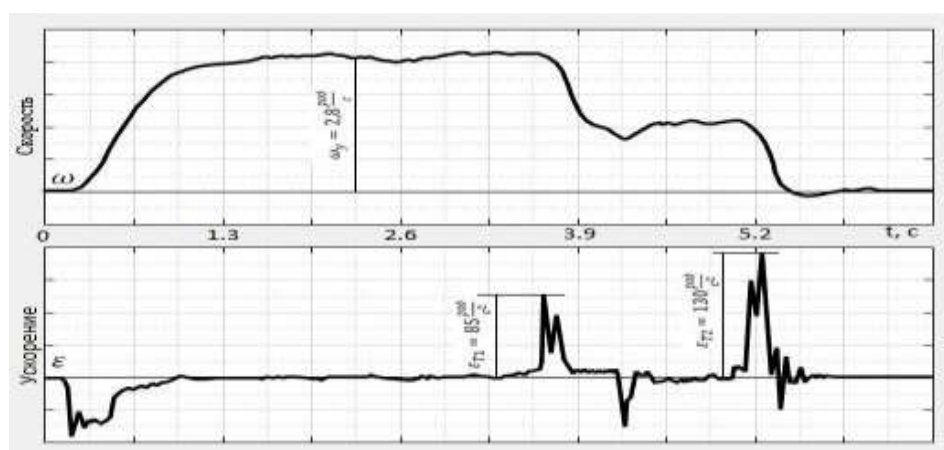


Рис. 6. Быстроходность и динамические нагрузки при увеличенном давлении в гидросистеме.

Из осциллограммы скорости видно, что время поворота $t_n = 0,96$ с, тогда как по норме, время поворота должно быть не более 0,8 с. При этом ускорения планшайбы ε_{T1} и ε_{T2} при торможении не превышают допустимой величины. Дальнейшее уменьшение давления приведет к еще меньшему быстродействию. Дефект устраняется регулировкой переливного клапана на панели гидростанции и не требует значительных трудозатрат.

При недопустимо большом давлении p_n ($p_n > 2,4$ МПа) возрастают динамические нагрузки в механизме поворота планшайбы. При этом, наибольшие из них наблюдаются при торможении. На рис. 6 приведены осциллограммы скорости ω и ускорения ε планшайбы. Ускорения при торможении составляют 85 рад/с^2 и 130 рад/с^2 , что значительно больше допустимой величины $57,7 \text{ рад/с}^2$ при установленных на планшайбе деталях с общим моментом инерции $1,95 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$. Динамический крутящий момент со стороны планшайбы равен $165,75 \text{ н}\cdot\text{м}$, что больше допустимого $112,5 \text{ н}\cdot\text{м}$. Допустимое ускорение определяется из соотношения: $112,5 \text{ н}\cdot\text{м} / 1,95 \text{ кг}\cdot\text{м}^2 = 57,7 \text{ рад/с}^2$.

Данный дефект устраняется просто регулировкой, но если он своевременно не устранён, то приводит к аварийному состоянию механизма и трудоемким ремонтным работам. Аналогичная ситуация возникает при длительной непрерывной эксплуатации механизма, когда температура рабочей жидкости увеличивается до $80^0 \div 90^0$ градусов. Кинематическая вязкость масла меняется, и как следствие, меняются динамические процессы при торможении и фиксации планшайбы. Предупреждение данного дефекта позволит исключить длительные простои оборудования. Необходим постоянный мониторинг.

Другим дефектом является неверная регулировка дросселей скорости и торможения.

Неправильная настройка дросселя скорости приводит к недостаточному быстродействию поворотного стола. Анализ осциллограммы скорости ω и ускорения ε вращения планшайбы показал, что время поворота $t_n = 1,1$ с при максимально допустимой величине $[t_n] = 0,9$ с.

Динамические нагрузки, как следует из осциллограммы ε , не превышают максимально допустимой величины. Рассматриваемый дефект устраняется регулировкой. Время, необходимое на проведение регулировочных работ составляет ~ 10 минут. Для проведения регулировки необходимы датчики скорости и ускорения.

На рис. 7 приведены осциллограммы скорости и ускорения планшайбы, соответствующие данному дефекту.

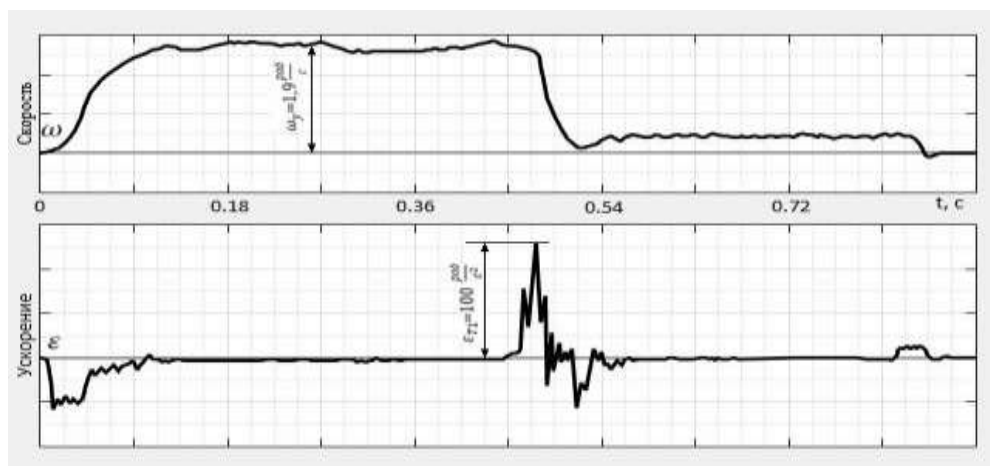


Рис. 7. Динамические нагрузки при неправильной настройке дросселя торможения.

Как следует из осциллограммы ускорения ε , наибольшие ее значения при торможении достигают $\varepsilon_{T1} = 100 \text{ рад/с}^2$, что в 1,4 раза превышает допустимую величину. Ускорение ε_{T2} при наличии данного дефекта, как правило, не превышает допустимой величины. Из осциллограммы скорости ω следует, что время поворота составляет 0,86 с при допустимой величине 0,7 с. Несвоевременное устранение дефекта приводит к аварийным поломкам и снижению производительности агрегатного станка.

Чрезмерное открытие дросселя торможения вызывает недопустимо большие динамические нагрузки. Ускорения ε_{T2} при торможении достигают 140 рад/с^2 , что многократно превышает допустимую величину. Время поворота при этом, составляет 0,61 с. Практически, данный дефект исключает процесс торможения планшайбы, что приводит к недопустимым динамическим нагрузкам. К аналогичному явлению приводит недостаточная герметичность обратного клапана, установленного параллельно с дросселем торможения. Повышенный расход через обратный клапан обуславливает увеличение скорости ω_T планшайбы и следовательно, ускорения ε_{T2} . Несвоевременное устранение дефекта приводит к аварийным поломкам.

Таким образом, в работе показано, что

- дефекты механизмов формируются на этапах изготовления, эксплуатации и при ремонте. Устранение дефектов при эксплуатации механизма значительно сложнее, чем на других этапах жизненного цикла, что связано с дополнительным демонтажем другого оборудования.

- процессы переналадки механизма на новый режим работы способствуют возникновению и развитию дефектов.

- сочетание вычислительного и натурального экспериментов позволяет детальнее и глубже раскрыть причинно – следственные связи процессов зарождения и развития дефектов и установить первоначальную, исходную причину возникновения дефекта. Это исключает постоянную работу с последствиями дефекта, когда не устранён действительный первичный источник аварийной ситуации.
- для механизмов установлена закономерность: первый возникший дефект стимулирует развитие следующего, более опасного дефекта, что аналогично процессам деградации в биологической среде.
- превентивная упреждающая диагностика механизмов на ранних стадиях развития дефектов позволяет исключить трудоёмкие процедуры ремонта и длительные простои технологического оборудования.
- установлено, что у одних и тех же механизмов дефекты могут различаться в зависимости от технологической дисциплины и культуры обслуживания механизмов на данном предприятии.
- дефект механизма может быть устранён организацией входного контроля качества комплектующих деталей, поступающих с другого предприятия, или сменой поставщика.

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. – Pp. 218-227.
2. Coolidge F.L. Statistics. A Gentle Introduction. - Los Angeles^ SAGE Publications, Inc., 2021. - 1035 p.
3. Фигатнер А.М. Осевая жесткость шпиндельных узлов высокоточных металлорежущих станков. // Станки и инструмент. - 1963. № 12. - С. 11-13.
4. Левитский Н.И., Цуханова Е.А. Расчет управляющих устройств для торможения гидроприводов. - М. : Машиностроение, 1971. - 232 с.
5. Вейц В.Л., Кочура А.Е., Мартыненко А.Е. Динамические расчеты приводов машин. - Л. : Машиностроение, 1971. - 352 с .
6. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов. - Л.: Машиностроение, 1972. - 324 с.
7. 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.
8. Митропольский А.К. Техника статистических вычислений. - М.: Наука, Гл. ред. физ-мат. лит., 1971. - 576 с.
9. Соболев И.М. Многомерные квадратные формулы и функции Хаара. - М.: Наука, Гл. ред. физ-мат. лит., 1969. - 288 с.

Дата поступления: 29 марта 2023 г.