

ПРАКТИЧЕСКИЙ ОПЫТ ИЗУЧЕНИЯ ОТКАЗОВ В ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДАХ

PRACTICAL EXPERIENCE STUDY FAULT IN THE HYDRAULIC FLUID POWER

Проведен анализ возникновения отказов в объёмных гидроприводах различных гидроагрегатов на конкретных примерах, в том числе транспортной системы вращения шнеков диффузионного аппарата для переработки сахарной свеклы, буровой установки для добычи нефти, ковочных манипуляторов с аксиально- и радиальнопоршневыми гидромоторами, вращения катков передвижения конвейера формовочной машины для литья стальных деталей, привода вращения шнека термоплавтавтомата с помощью радиальнопоршневого гидромотора однократного действия, аксиальнопоршневых насосов и гидромоторов в транспортных специальных машинах, радиальнопоршневой гидропередачи с шариками-поршнями, шестеренных насосов для сельскохозяйственных тракторов. Рассмотрены причины возникновения отказов, сделаны выводы и практические рекомендации по их устранению.

Ключевые слова: объёмный гидропривод, гидромашина, рабочая жидкость, отказ, эксплуатация, износ.

Введение

Одним из важных параметров эффективности работы объемного гидропривода (ОГП) является количество отказов. В свою очередь отказы возникают по различным причинам: конструирования, производства и эксплуатации. Основными задачами в поддержании гидропривода в работоспособном состоянии является своевременное обнаружение причин отказа. Проектирование, производство и эксплуатация объемного гидропривода осуществляется в соответствии с нормативно-технической документацией (НТД), на основании которой определяется соответствие объемного гидропривода заданным требованиям [1]. Несмотря на это, в процессе эксплуатации наблюдаются отказы отдельных гидроустройств и объемного гидропривода в целом. Появление отказов связано с внешними и внутренними воздействиями, нарушающими энергетическое равновесие и вызывающими быстро протекающие процессы, средней скорости и медленно протекающие.

Основная часть

На рисунке 1 показана классификация отказов объемного гидропривода и статистические данные, систематизированные в работе [1]:

1. Отказы, являющиеся следствием грубых ошибок, связанных с нарушением норм проектирования, несоблюдением требований нормативно-технической документации, нарушением технологии производства и требований, установленных конструкторской и технологической документации, нарушением правил и условий эксплуатации,

2. Отказы, вызванные скрытыми дефектами и повреждениями, выявление и предупреждение которых требует специальных исследований физико-химических процессов, протекающих в реальных условиях эксплуатации, например, изменение характеристик сопрягаемых поверхностей в зависимости от нагрузок и температуры,

3. Отказы, вызываемые внешними воздействиями (динамическими нагрузками, температурой, вибрацией и др.), значения которых превышают расчетные,

4. Отказы, вызываемые естественным старением и износом материалов и изменением свойств рабочей жидкости (РЖ) в процессе эксплуатации.

Деление отказов на постепенные и внезапные обычно связывают с возможностью контроля процесса. При постепенных отказах характеристики привода изменяются во времени и, следовательно, принципиально можно с помощью специальной системы контроля или специальных испытаний прогнозировать момент наступления отказа и принимать соответствующие меры, обеспечивающие сохранение работоспособности объемного гидропривода.

В зависимости от назначения и условий эксплуатации объемного гидропривода роль конструирования, производства и эксплуатации в распределении отказов меняется. Так для объемных гидроприводов, к которым предъявляются особо жесткие требования качества производства и эксплуатации, распределение отказов по причинам возникновения будет стремиться к равномерному. Для объемных гидроприводов, работающих в тяжелых условиях эксплуатации (дорожные, горнодобывающие и сельскохозяйственные машины), наибольшая доля отказов определяется эксплуатационными причинами.



Рисунок 1 — Классификация отказов в объемных гидроприводах и их статистика

Быстро протекающие процессы характеризуются высокими скоростями и периодичностью изменения параметров в доли секунд. К таким процессам относятся вибрация элементов, резонансные возбуждения, пульсации давления в рабочих полостях гидроустройств и трубопроводах. Эти процессы влияют на взаимное расположение элементов, нарушая их взаимосвязь и искажая рабочий процесс объемного гидропривода.

Процессы средней продолжительности протекают за время рабочего цикла машины в течение минут и часов. К таким процессам относят изменения температуры рабочей жидкости и деталей гидроустройств, влажности, физических свойств рабочей жидкости и др., которые приводят к постепенным отказам.

Медленно протекающие процессы действуют в течение всего периода эксплуатации объемного гидропривода и характеризуются изнашиванием узлов трения, естественным старением и усталостью материалов, сезонными изменениями температуры и влажности.

Все указанные процессы по своей природе являются детерминированными, а по воздействию на конкретный объемный гидропривод относятся к случайным.

На надежность объемного гидропривода влияют различные факторы, обусловленные объективными и субъективными причинами (рисунок 2).

На рисунке 3 представлена диаграмма отказов насосов объемного гидропривода, составленная фирмой *Eaton Hydraulics* (США) [2, 3], согласно которой основные отказы (80%) связаны с загрязненностью рабочей жидкости, до 15% отказов приходится на режимы работы при повышенных давлениях и в условиях кавитации и

повышенной аэрации рабочей жидкости, и только до 2–5% отказов вызваны случайными поломками деталей насосов и относятся к непрогнозируемым причинам. Поэтому наиболее эффективным методом повышения надежности работы объемного гидропривода является предотвращение попадания загрязнений в гидросистему, так как стоимость очистки от загрязнений в гидросистеме превышает в пять раз превентивные (предупредительные) действия.

Чрезмерное насыщение рабочей жидкости воздухом (аэрация) при эксплуатации объемного гидропривода возникает в случае попадания воздуха в гидросистему из окружающей среды в результате разгерметизации трубопроводов (в значительной мере через всасывающий трубопровод) или отдельных гидроустройств. Часто воздух попадает в объемный гидропривод через изношенные уплотнения штоков гидроцилиндров, валов насосов и гидромоторов.

При кавитации происходит выделение из рабочей жидкости пузырьков воздуха в связи с недопустимо высокой скоростью течения рабочей жидкости и падением давления до значения парообразования. К кавитации часто приводит засорение всасывающего фильтра.

В таблице 1 приведены сведения о характере изнашивания узлов трения гидромашин и гидроаппаратов.

Ошибки, имеющие место при проектировании объемных гидроприводов [4, 5]:

1. Конструктивные недостатки,
2. Ошибки в выборе материалов и назначении зазоров и допусков на деталях контртел,



Рисунок 2 — Факторы, определяющие надежность объемного гидропривода [1]

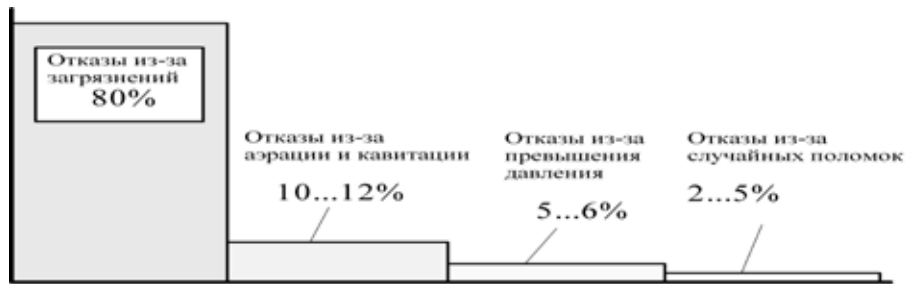


Рисунок 3 — Статистика отказов насосов по данным фирмы Eaton Hydraulics [2,3]

3. Низкие трибологические характеристики выбранной рабочей жидкости,

4. Трибологические ошибки при выборе материалов пар трения,

5. Схемные ошибки из-за нерационального распределения и использования потоков мощности рабочей жидкости в объемном гидроприводе.

Факторы, влияющие на надежность пуска объемного гидропривода в эксплуатацию.

1. Режим нагружения,
2. Температурные факторы,
3. Конструктивные недостатки гидроустройств и объемных гидроприводов,
4. Трибологические и вязкостно-температурные свойства рабочей жидкости, уровень ее очистки от загрязнений,
5. Квалификация оператора.

Виды отказов в объемных гидроприводах:

1. Нарушение динамических характеристик — 10%,
2. Несоответствие эксплуатационных режимов нагружения объемного гидропривода допустимым по технической характеристике изготовителя гидроустройств — 16%,
3. Нарушение функционирования — 16%,
4. Разрушение гидроустройств — 17%,
5. Потеря герметичности — 45%.

Характеристика отказов при пуске объемного гидропривода:

1. Объемный гидропривод не запускается.
2. Пуск не соответствует задаваемым параметрам переходного процесса.
3. Возникновение автоколебаний в объемном гидроприводе.

Таблиця 1 — Характер изнашивания рабочих поверхностей пар трения [6]

Тип пары трения	Рабочие поверхности	Характер изнашивания рабочих поверхностей
Плунжерные (поршневые) пары гидромашин	Сферические поверхности	Усталостное разрушение материала с образованием осповидных углублений и микро- и макротрещин
	Цилиндрические поверхности	Схватывание трущихся поверхностей: задиры; грубые царапины; перенос металла с одной детали на другую
Золотники гидрораспределителей	Цилиндрические поверхности и кромки	Гидроэрозионное разрушение вблизи кромок поясков золотника и проточек корпуса (гильзы). Повреждения, образуемые твердыми частицами
Пластинчатые пары насосов	Сопряжение поверхностей пластин и статора	Задиры, вырыв и налипание материала, локальные срезы материала на ребрах пластин
Клапанные пары гидроаппаратов	Сопряжения сферических, конических и плоских образующих клапана и седла	Гидроэрозионное разрушение кромок, повреждения, образуемые твердыми частицами, контактная усталость материала

4. Параметры движения рабочих органов, приводимых с помощью объемного гидропривода, не соответствуют паспортным.

5. Поломки гидроустройств и механических узлов машины.

Эксплуатационные наблюдения занимают важное место при анализе работы объемного гидропривода с точки зрения определения оптимальности выбранного для конкретной машины оборудования по рабочим объемам, давлениям и условным ходам, а также получения необходимых статистических данных по оценке его надежности и для предотвращения аварийных ситуаций.

Рассмотрим примеры отказов объемных гидроприводов различного назначения.

1. В 1994-96 г.г. на нескольких сахарных заводах Украины был внедрен объемный гидропривод транспортной системы вращения шнеков диффузионного аппарата по переработке свекловичной стружки. Диффузионный аппарат типа ДА-3Т (цифра 3 — количество перерабатываемой в сутки свеклы в тоннах) производства гидроприводов «Завод им. В.А. Малышева» по документации ХКБМ имени А.А. Морозова и НИИ гидропривода предложен взамен импортных изделий [7, 8]. Основные комплектующие объемного гидропривода — аксиальнопоршневые насосы с регулируемым рабочим объемом (224 см^3) и гидромоторы с постоянным рабочим объемом (112 см^3) поставлялись Одесским ОАО «Стройгидравлика». На рисунке 4 показана схема диффузионного аппарата, включающая корпус 1, в котором размещены шнеки 2, две синхронизирующие шестерни 3, редукторы Ре1–Ре4 с передаточным отношением 1:1250, вращение которым осуществляется от гидромоторов М1–М4. Насосная установка состоит из двух регулируемых насосов Н1 и

Н2. Каждый редуктор развивает на выходном валу крутящий момент до 350 кНм при рабочем перепаде давлений на гидромоторе 16 МПа . Объемный гидропривод построен по замкнутой цепи циркуляции рабочей жидкости (насосы подпитки, устройства защиты от перегрузок и кондиционирования рабочей жидкости условно не показаны).

1.1. Кельменецкий сахарный завод Черновицкой области (5 сезонов работы, начиная с 1994 г.). Гидромашин выпуска 1992 г. с блоками цилиндров из бронзы в сезонах 1994–1997 гг. имели наработку:

- насосы 311.224М-03 в течение 3700–4000 ч без отказов,

- три гидромотора 410.112 отработали 4322 ч без отказов, один отказал из-за заклинивания блока цилиндров.

Режимы эксплуатации гидромашин:

- частота вращения гидромоторов $550\text{--}750 \text{ мин}^{-1}$ насосов 1500 мин^{-1} (от электродвигателя),

- рабочее давление нагнетания насосов $10\text{--}13 \text{ МПа}$,

- в качестве рабочей жидкости использовалось минеральное масло И-30А при температуре $40\text{--}56 \text{ }^\circ\text{C}$, класс чистоты 10–13 по ГОСТ 17216 при номинальной тонкости фильтрации в системе подпитки 10 мкм .

Аварийная остановка привода шнеков диффузионного аппарата произошла из-за заклинивания гидромотора редуктора правой синхронизирующей шестерни и последовавшей за этим поломки полумуфты. Причиной заклинивания явился самоотвинтившийся винт крепления головок шатунов, попавший в зазор между блоком цилиндров и корпусом. Дальнейшая эксплуатация объемного гидропривода в течение более суток проводилась только вращением шнеков от трех гидромоторов.

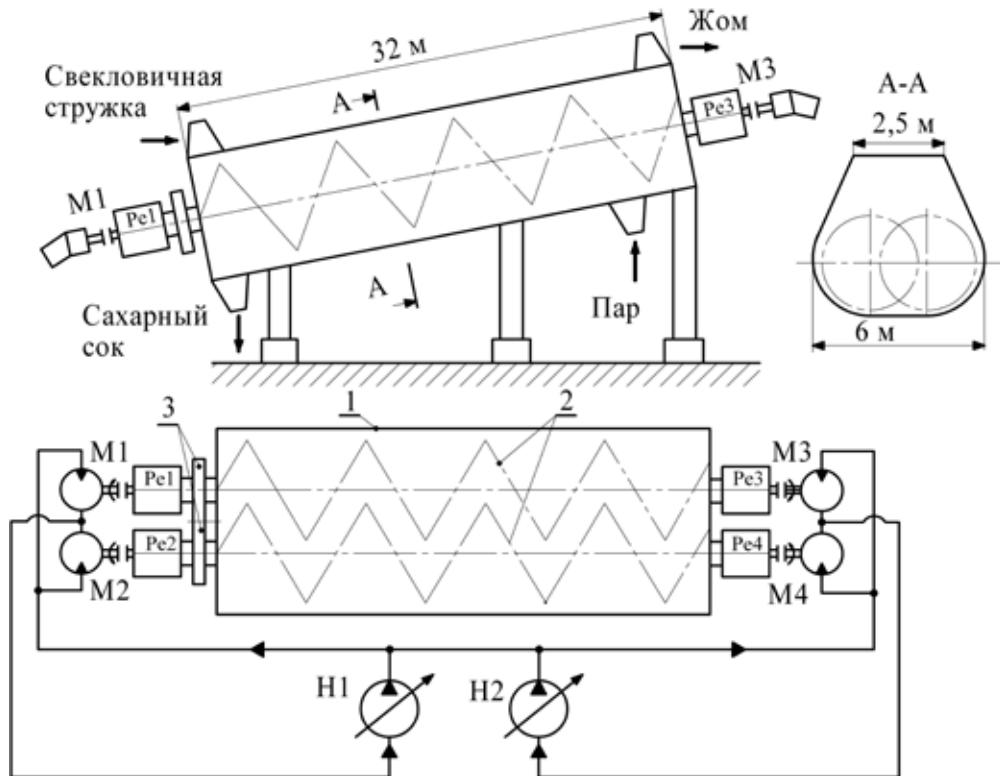


Рисунок 4 — Схема диффузионного аппарата с объемным гидроприводом вращения шнеков

При этом давление в объемном гидроприводе возросло до 15–18 МПа, а при снижении производительности до 65–75 т свеклы в час снизилось до 14,5–15,5 МПа, частота вращения гидромоторов находилась в пределах 520–620 мин⁻¹, температура рабочей жидкости составляла 39–45 °С, общая переработка свеклы составила более 2000 т.

В таблице 2 приведены данные измерений утечек рабочей жидкости в гидромашинах при эксплуатации. Для насоса Н1 характер утечек возрастающий, в насосе Н2 утечки практически не увеличились (некоторые колебания при промежуточных измерениях могут быть объяснены их погрешностью), аналогичный результат дали измерения суммарных утечек из всех четырех гидромоторов. Следует отметить низкие значения утечек, т.к. для одного нового гидромотора утечка не должна превышать 3,5 л/мин (согласно измерениям в 1998 г. для четырех новых гидромоторов составила 2,6 л/мин), а суммарная утечка четырех гидромоторов после наработки в 4300 ч составила 6,5 л/мин. Суммарная допускаемая в эксплуатации утечка для гидромашин не должна превышать 60 л/мин при нормативном снижении КПД на 15%.

Таким образом, эксплуатационные наблюдения подтвердили высокую износостойкость поршневых и распределительных узлов гидромашин, однако отказ из-за недостаточной контровки резьбы крепления шатуна гидромотора привел к выводу о необходимости контроля сборки гидромашин перед их установкой в объемном гидроприводе.

1.2. 1-й Петровский сахарный комбинат Харьковской области. В первом сезоне эксплуатации диффузионного аппарата с объемным гидроприводом (1995 г.) отказы 5 насосов произошли в начальный период из-за недостаточной промывки гидросистемы после проведения монтажных работ по обустройству маслоохладителей. После очистки объемного гидропривода с помощью фильтровально-заправочной станции дальнейшая эксплуатация насосов оказалась безотказной в течение более 1500 ч наработки.

1.3. В конце сезона 1995 г. комбинатом проведены испытания самовсасывающего насоса 311.224 на частоте вращения 1500 мин⁻¹, которые завершились выходом его из строя вследствие повышения люфта в сочленении поршень–шатун из-за ухудшения условий всасывания (кавитации) на повышенной частоте вращения. При переходе в сезоне 1996 г. на незамкнутую цепь циркуляции рабочей жидкости в качестве привода насосов использовались электродвигатели с частотой вращения 1000 мин⁻¹.

1.4. Орельский сахзавод Харьковской области (1996, 1997 и 1999 гг., в 1998 г. завод не запускался).

Характеристика отказов:

1. Перед подготовкой к первому сезону эксплуатации все насосы и гидромоторы, исходя из опыта эксплуатации на других сахзаводах, подвергались переборке, промывке и подтяжке креплений. При разборке в «люльках» блоков цилиндров была обнаружена формовочная земля, поэтому самое тщательное внимание было уделено очистке и промывке каналов насосов.

Таблиця 2 – Изменение наружных утечек в аксиальнопоршневых насосах и гидромоторах при эксплуатации

Наработка, Дата измерения	Давление, МПа	Утечки рабочей жидкости, л/мин (температ., °С)		
		Н1	Н2	М1...М4
700 ч., 28.10.95 г.	12,0	6,7 (43)	5,0 (47)	7,5 (50)
1300 ч., 26.11.95 г.	12,3	7,5 (43)	4,5 (42)	8,5 (50)
2700 ч., 21.12.96 г.	13,0	8,8 (47)	7,0 (47)	6,0 (47)
4300 ч., 13.11.97 г.	13,0	10,9 (48)	5,0 (48)	6,5 (48)
4700 ч., 07.10.98 г.	13,0	10,0 (46)	4,8 (46)	2,6* (46)

Примечания: 1. Н1 и Н2 – насосы, М1...М4 – суммарная утечка в гидромоторах, 2. В 1995 г. измерения температуры рабочей жидкости проводились в корпусах гидромашин, в 1996–98 гг. в гидробаке, 3. (*) – перед началом сезона установлены новые гидромоторы.

2. В сезоне 1996 г. имели место 4 отказа насосов по причинам разрыва бронзирования слоя на торцевой (распределительной) поверхности блока цилиндров и «намазывания» бронзы на распределительный диск вследствие наличия микротрещин на последнем. Разрыв бронзирования слоя на сферической распределительной поверхности блока цилиндров и появление микротрещин на стальном распределительном диске явились следствием некачественной технологии нанесения бронзы и азотирования, соответственно. Так как все отказы насосов произошли из-за некачественного изготовления, то по согласованию с ОАО «Стройгидравлика» поставляемые для сахарных заводов насосы стали комплектоваться цельнобронзовыми блоками цилиндров или при использовании технологии бронзирования, разработанной харьковским ученым к.т.н. А. Ш. Шнейдерманом, ужесточенным контролем термообработки распределительных дисков и более тщательной промывкой каналов.

В начальном периоде эксплуатации объемного гидропривода дифаппарата под нагрузкой были обнаружены повышенные колебания давления в гидросистеме до 16–20 МПа и первоначально к причине этих колебаний отнесли неисправности собственно в объемном гидроприводе.

Однако последовательная индивидуальная проверка функционирования в режиме холостого хода гидромоторов, затем гидромоторов с редукторами (после отсоединения муфт от синхронизирующих валов) показали, что потери давления холостого хода не превышают значений, полученных при приемосдаточных испытаниях гидромоторов и гидромоторов с редукторами на заводе-изготовителе. Эти результаты стали основанием для проверки взаимного расположения шнеков внутри дифаппарата в связи с подозрением на их соприкосновение, что и было обнаружено при осмотре внутренней камеры дифаппарата, хотя такая операция связана с его длительным опоружением от свекловичной стружки и

воды. После восстановления взаимного расположения шнеков колебания давления в объемном гидроприводе прекратились, а абсолютное значение давления снизилось до 10–13 МПа, соответствуя статистическим данным при нормальном функционировании объемного гидропривода.

В результате эксплуатационных наблюдений и анализа отказов объемного гидропривода транспортных систем диффузионных аппаратов могут быть сделаны следующие выводы:

- подтверждена обоснованность выбора насосов и гидромоторов, так как практически для всех эксплуатационных режимов давление в объемном гидроприводе ниже номинального на 30%, а частота вращения гидромоторов ниже номинальной на 50%. Такие показатели способствуют повышению надежности объемного гидропривода непрерывного действия, отказы которого приносят существенные финансовые потери предприятию,

- в настоящее время в Украине накоплен опыт эксплуатации объемного гидропривода дифаппаратов (более 10 сезонов производства), в том числе на основе гидравлических принципиальных схем по замкнутой и разомкнутой цепям циркуляции рабочей жидкости. Вне зависимости от типа гидросхемы использовались одинаковые типы насосов и гидромоторов ОАО «Стройгидравлика», начиная с опытного образца объемного гидропривода (1994 г.),

- при поддержании температурного режима и класса чистоты рабочей жидкости гидромашины ОАО «Стройгидравлика» выдерживают гарантийную среднюю наработку до отказа в 1500 и 1170 ч для насосов и гидромоторов, соответственно,

- при тщательном контроле за чистотой рабочей жидкости в эксплуатации и техническим состоянием гидромашин при подготовке к очередному сезону безотказная наработка гидромашин достигает более 4000 ч, что исходя из существующей загрузки сахарных заводов порядка двух месяцев работы в сезоне, обеспечивает высокую долговечность.

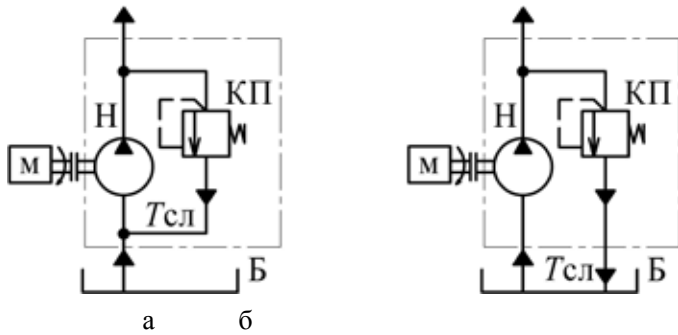


Рисунок 5 — Гидравлическая принципиальная схема насоса с встроенным предохранительным клапаном КП, при открытии которого рабочая жидкость сливается во всасывающую магистраль насоса (а) или непосредственно в бак (б)

2. Значительный перегрев и отказ насоса может иметь место при эксплуатации с продолжительными периодами работы в режиме перелива рабочей жидкости из встроенного в насос предохранительного клапана КП (рисунок 5). Причем более интенсивный нагрев характерен для схем, в которых сброс потока рабочей жидкости осуществляется во всасывающую линию насоса (а), а не в гидробак (б), хотя первая схема отличается компактностью за счет отсутствия дополнительного трубопровода.

3. На Николаевском ОАО «Заря–Машпроект» при эксплуатации объемного гидропривода ковочного манипулятора, в котором шесть аксиальнопоршневых гидромоторов с наклонным блоком цилиндров типа TF50 фирмы *VON ROLL AG* (Швейцария) [9] приводят во вращение центральную шестерню, один из них, установленный после ремонта, вышел из строя после трех смен работы. При разборке гидромотора (рисунок 6) обнаружено (2005 г.):

3.1. Разрыв шатуна в районе сферы приводящего фланца вала.

3.2. Забоины на поршнях со стороны приводящего фланца вала.

3.3. Большое количество стружки различных размеров.

Характер поломки (разрыв шатуна) через несколько десятков часов эксплуатации обычно свидетельствует о конструктивных или технологических дефектах, так как для аксиально-поршневых гидромоторов с наклонным блоком цилиндров характерны износ поверхностей распределительного узла, увеличение люфта в поршневом и шатунном сферических шарнирах и повышение утечек Рабочей жидкости, проявляющиеся при длительной эксплуатации.

Режимы работы гидромоторов в объемном гидроприводе ковочного манипулятора:

- давление максимальное 21 МПа ,
- максимальная частота вращения 640 мин^{-1} ,
- реверсивное вращение порядка 10 циклов в минуту,
- класс чистоты рабочей жидкости — не грубее 11 по

ГОСТ 17216.

Основными причинами обнаруженного отказа могут быть:

1. Дефект материала шатуна (например, трещина в состоянии поставки или некачественная термическая обработка шатуна).

2. Термическое заклинивание сферы шатуна при перегреве из-за недостаточности люфта в сочленении, что привело к появлению боковой силы на шатуне и его усталостному разрушению.

3. Заклинивание шатуна на сфере приводящего фланца из-за попадания загрязнений на поверхность сферического вкладыша через центральное отверстие в шатуне,

4. Несоблюдение геометрического подобия по размерам ремонтных шатунов и поршней по отношению к замененным. Удары шатунов по юбкам поршней при невыполнении требований по обеспечению соответствия «дезаксиала» (диаметр расположения сфер в приводящем фланце вала должен быть больше диаметра расположения поршней в блоке цилиндров [10]). Эти требования всегда должны выполняться при реверсивной работе гидромоторов, так как вполне вероятно, что при послеремонтных стендовых испытаниях при нереверсивном вращении удары не наблюдались, а при эксплуатации в натурном объемном гидроприводе при частых реверсах этот дефект ремонта проявился достаточно быстро и за несколько рабочих смен привел в разрыву шатуна.

Однако проведенный анализ подтвердил качество ремонта гидромотора и далее был подвергнут контролю собственно привод вращения гидромотора, в котором обнаружен повышенный люфт сочленения «вал гидромотора–полумуфта привода центральной шестерни», вызвавший высокие динамические нагрузки и отказ гидромотора. После устранения люфта в привод был установлен второй отремонтированный гидромотор, который отработал более трех лет безотказно. Таким образом, основным выводом сложившейся аварийной ситуации является необходимость тщательного контроля не только собственно гидромотора (его технологических и конструктивных издержек), но и приводной части объемного гидропривода.

3. Радиальнопоршневые гидромоторы однократного действия типа МН 373-УС-G4 (модель 60-K921) фирмы *Sundstrand* (США) эксплуатируются в Украине в составе объемных гидроприводов ковочных манипуляторов фирмы *Davy-Loewy* (Англия) металлургических производств. Гидромоторы имеют оригинальную конструкцию, в которой совмещены кривошипно-кулисный механизм ведения поршней с распределительным узлом сообщения поршневых камер с магистралями высокого и низкого давления гидросистемы. Гидромоторы имеют рабочий объем 6112 см^3 и предназначены для работы на давлении до 28 МПа и частоте вращения до 125 мин^{-1} . Работа в составе манипуляторов характеризуется высокими статическими (по давлению и частоте вращения) и динамическими (по



а



б



в



г

Рисунок 6 — Детали гидромотора TF50 после аварии: а – блок цилиндров с оторванным шатуном, б – блок цилиндров после демонтажа шатунов, в – торцевой сферический распределительный диск, г – корпус гидромотора

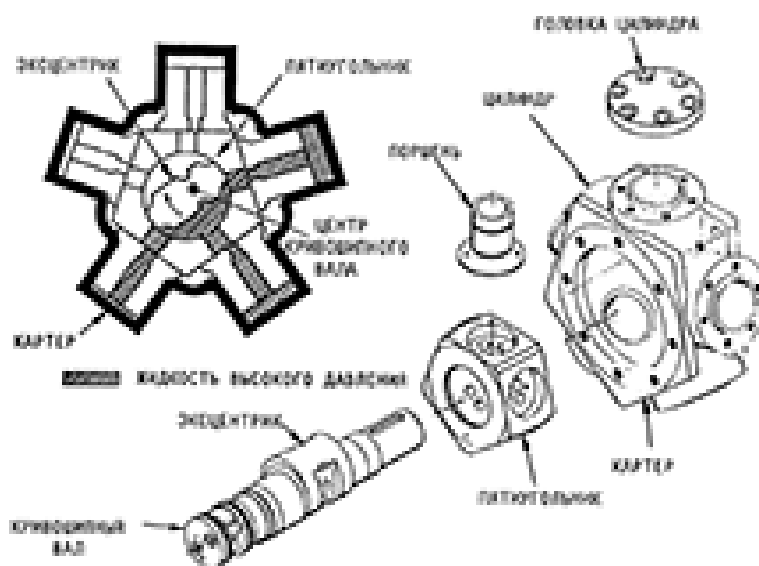


Рисунок 7 — Конструктивная схема гидромотора MH-373-UC-G4 фирмы Sundstrand и его отдельные детали

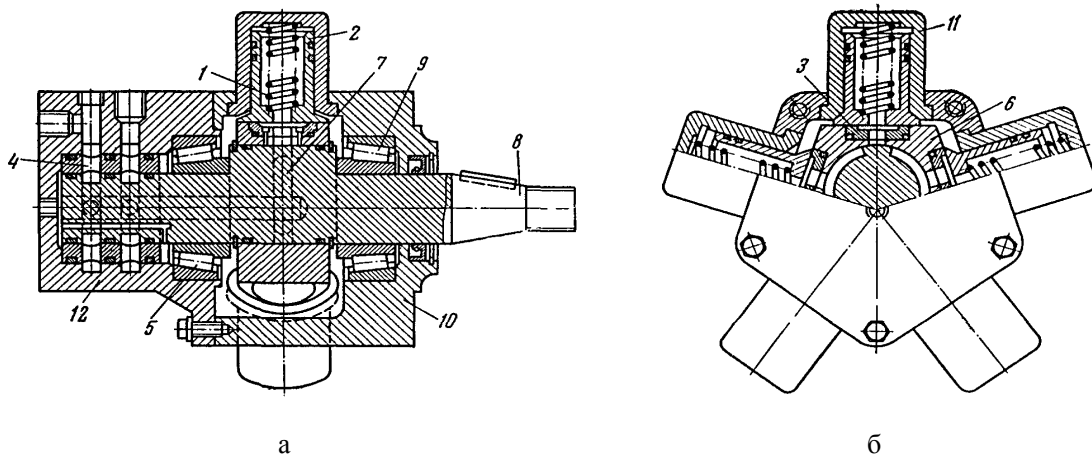


Рисунок 8 — Продольний (а) и поперечный разрезы (б) гидромотора МН-373-УС-G4 фирмы Sundstrand

интенсивности и частоте режимов разгона, торможения и реверсирования вращения) нагрузками. Гидромоторы относятся к уникальной и дорогостоящей продукции, поэтому вопросам диагностирования их технического состояния и обеспечения качества при ремонте должно уделяться повышенное внимание. В этой связи представляет интерес экспериментальное определение выходных характеристик гидромоторов и выявление диагностических критериев их технического состояния [11].

Фирма *Sundstrand* уделяет большое внимание вопросам эксплуатации и ремонта гидромоторов, что связано с поддержанием высокого уровня надежности при работе в составе козовых манипуляторов, так как простой в металлургическом производстве обходится весьма дорого. Однако приводимые фирмой контрольные значения параметров регламентируют только качество сборки и объемные и механические потери мощности при работе в режиме холостого хода, что не позволяет оценить в полной мере энергетические возможности отремонтированного или диагностируемого гидромотора.

На рисунке 7 показаны конструктивная схема гидромотора и отдельные детали, а на рисунке 8 продольный и поперечный разрезы. Принцип действия гидромотора заключается в том, что эксцентриковый вал 7 одновременно с силовыми функциями (обеспечения возвратно-поступательного перемещения поршней в кривошипно-кулисном механизме) выполняет роль цапфенного распределителя [12]. Рабочая жидкость от коллектора 12 (рисунок 8) через распределительную втулку 4 и каналы в валу 8 подводится к нагнетательному и сливному окнам эксцентрикового вала. На него насажена с минимальным зазором пятигранная направляющая 6, к которой при помощи пружин 1 поджаты поршни 2, перемещающиеся в расточках блока цилиндров 10 (закрываются крышками 11). Эксцентриковый вал установлен на конических радиально-упорных подшипниках 5 и 9. Утечки между поршнями и плоскими гранями направляющей (точнее, компрессионными кольцами 3) минимальны за счет гидростатического прижима поршней своими доньшками

к компрессионным кольцам. Кривошипно-кулисный механизм с поступательно движущейся кулисой (каждой гранью пятигранника) называют также «синусным» механизмом, так как поршни совершают гармонические колебания [12]. При подводе рабочей жидкости к одному из коллекторов гидромотора ее путь лежит через радиальные и осевые отверстия в валу к отверстиям в гранях и через отверстия в доньшках поршней и осевых расточках последних в цилиндры. Рабочая жидкость создает своим давлением усилие на плечо рычага эксцентрикового вала и проворачивает последний. В данной конструкции поршень является втулкой, уплотняющей камеру цилиндра. Пятиугольник не вращается, а только перемещается по эксцентриковому валу, в свою очередь, вращение последнего приводит к поочередному подводу давления к цилиндрам.

Кинематика гидромоторов, основывающаяся на отсутствии жесткой механической связи между поршнями и компрессионными кольцами эксцентрикового вала (пружины обеспечивают только стартовое замыкание этих деталей) требует постоянного поддержания в линиях нагнетания и слива давления не менее 0,7 и до 1,5 МПа в зависимости от типа привода и действий инерционных нагрузок. Особое внимание следует обратить на работу объемного гидропривода при торможении гидромотора в момент перехода в насосный режим. В таком режиме кавитация категорически не допускается во избежание отрыва поршней от компрессионных колец эксцентрикового вала и последующего резкого увеличения утечек в дренаж и ударов компрессионных колец по днищам поршней. Доказательством отрыва поршней являются забоины дугообразной формы на доньшках поршней, обнаруженные при осмотре гидромоторов, подлежащих ремонту.

5. Анализ разрушения корпусов трех гидромоторов привода вращения буровой лебедки А-125Г производства ГП «Завод им. В.А. Малышева». Объемный гидропривод буровой лебедки состоит из 12 аксиально-поршневых гидромоторов типа 310.224, вращающих

барaban лебедки с помощью редуктора с передаточным отношением $i = 6$. Гидравлическая схема привода вращения лебедки построена по принципу сочетания двух способов регулирования частоты вращения: машинного путем изменения подачи насосов и дроссельного за счет установки регулятора расхода с пропорциональным управлением на выходе из гидромоторов. Основным недостатком способа дросселирования на выходе из гидромоторов является то, что суммарное давление в линиях нагнетания и слива может достигать удвоенного значения давления настройки предохранительного клапана насоса (работающего постоянно в режиме переливного при дроссельном регулировании расхода, поступающего в гидромоторы) в том случае, когда внешняя нагрузка на гидромоторы отсутствует в режиме холостого хода. В современных объемных гидроприводах грузоподъемных машин для режима опускания груза устанавливаются тормозные клапаны прямого действия, предназначенные для поддержания постоянной скорости груза независимо от величины попутной внешней нагрузки. К преимуществам тормозного клапана относят автоматизацию его работы при спуске и отключение при подъеме груза в режиме машинного регулирования. Так как лебедка является механизмом с высокими динамическими нагрузками, обусловленными тормозными воздействиями в сочетаниями с инерционностью системы, то в объемный гидропривод вводят так называемые вторичные предохранительные клапаны между гидрораспределителями и гидромоторами. Примером применения тормозных клапанов в грузоподъемных устройствах является кран типа КГС-25 производства НКМЗ, где объемный гидропривод опускания стрелы, поворота платформы и подъема груза оснащены тормозными клапанами.

В качестве подтверждения возможности выравнивания и суммирования давлений в полостях гидромоторов приведем условие равенства моментов для привода лебедки

$$p_H \cdot V_M = M_{ВН} + p_{ВЫХ} \cdot V_M, \quad (1)$$

где p_H — давление на входе в гидромотор (без учета потерь давления равно давлению, развиваемому насосом), $M_{ВН}$ — момент внешней нагрузки на крюке лебедки, $p_{ВЫХ}$ — давление на выходе из гидромотора, создаваемое дросселем, V_M — рабочий объем гидромотора.

При работе в режиме холостого хода, т.е. при отсутствии внешней нагрузки ($M_{ВН} = 0$), уравнение моментов дает равенство давлений на входе и выходе гидромотора (без учета потерь давления на трение в гидромоторе)

$$p_H \approx p_{ВЫХ}. \quad (2)$$

Такой режим работы очень важно учитывать при работе гидромоторов, так как повышенные давления

во входной (нагнетательной) и выходной (сливной) полостях приводят к снижению ресурса подшипников качения, росту утечек и деформациям корпуса, поэтому суммарное давлений не должно превышать указываемых изготовителями гидромоторов значений в технической характеристике.

При работе объемного гидропривода буровой установки на холостом ходу настройка предохранительного клапана на 25 МПа приводила к суммарному давлению в гидромоторах до 50 МПа.

Негативные последствия при установке дросселей на выходе из гидромоторов имели место на Кременчугском заводе лития и штамповок в спроектированной ВНИИлитмаш поточной линии (1973 г.), в которой было установлено 100 гидромоторов типа МР-0,25/100 производства Елецкого завода «Гидропривод» (рабочий объем 250 см³). При номинальном давлении для гидромоторов 10 МПа уже при пробном пуске поточной линии было зафиксировано суммарное давление в полостях 20 МПа, которое привело к разрушению узлов распределения гидромоторов. Пуск объемного гидропривода при частично открытом дросселе на выходе из гидромотора приводил к гидроударам с давлением до 25 МПа при настройке предохранительных клапанов на 10 МПа.

6. В объемном гидроприводе с замкнутой цепью циркуляции рабочей жидкости привода хода прицепа автомобиля ЗИЛ-133 после проведения полигонных приемосдаточных испытаний (1982 г.) обнаружены повышенные утечки рабочей жидкости из корпусов аксиальнопоршневых гидромашин с наклонным блоком цилиндров МН250/100 производства Шахтинского завода «Гидропривод», обгорание лакокрасочного покрытия на трубопроводах, поршни гидромашин имели нагар, специфичный для ДВС. К повышенному перегреву объемного гидропривода привело отсутствие маслоохладителя и контроля температуры рабочей жидкости на приборной доске водителя.

7. При стендовых испытаниях на рабочей жидкости типа АМГ-10 аксиальнопоршневых мотор-насосов с наклонным диском МНА 63/200 производства Шахтинского завода «Гидропривод» (1976 г.) даже на холостом ходу в дренажном отверстии появлялась бронзовая стружка, а при разборке обнаруживался повышенный износ деталей прижима подпятников поршней к наклонному диску. Причиной отказа являлся самопроизвольный слив рабочей жидкости из корпусов гидромашин при их монтаже на стенде и отсутствие контроля уровня рабочей жидкости перед пуском.

8. В радиальнопоршневых гидромоторах однократного действия МРФ-400/25 производства Людиновского агрегатного завода обнаружен выход из строя коренных радиальноупорных подшипников эксцентрикового вала при эксплуатационной наработке в составе термопластавтоматов до 100 ч при ресурсе в 3000 ч (1982 г.). Причиной отказа явились колебания давления с забросами до 40

МПа в поршневых камерах из-за несовершенства фаз распределения в золотниковом, индивидуальном для каждого поршня, распределительном узле. После перехода на цапфенный распределительный узел эти явления были устранены [13].

9. Перегревы и заклинивания деталей имели место в радиальнопоршневых объемных гидроприводах типа ГОП-900 с шариками-поршнями [14], причем даже при испытаниях в режиме холостого хода, но на повышенных частотах вращения. Оказалось, что для скоростных гидромашин традиционное заполнение корпуса рабочей жидкости перед пуском приводит к существенному росту барботажных (на перемешивание рабочей жидкости) потерь и повышенному температурному режиму поршневых групп. Для исключения обнаруженного отказа введены откачка рабочей жидкости из корпусов гидромашин и индивидуальная струйная смазка шариков-поршней.

Выводы

Анализ причин рассмотренных отказов в объемных гидроприводах различных механизмов и машин, а также отдельных гидроустройств, позволяет сделать вывод в том, что для каждого конкретного гидропривода должны составляться методики технического диагностирования, включающие поиск возможных отказов и неисправностей на этапах проектирования и эксплуатации в сочетании с внешними факторами, воздействующими на гидродвигатели приводов рабочих органов.

Описание и анализ причин отказов полезно было бы систематизировать, например, выпуском статей в журнале под отдельной рубрикой.

Литература

1. Сырицын, Т.А. Эксплуатация и надежность гидро- и пневмоприводов / Т.А. Сырицын: Учебник для студентов вузов по специальности «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика». — М.: Машиностроение, 1990. — 248 с.
2. Корнюшенко, С.И. Контроль загрязнений рабочей жидкости / С. И. Корнюшенко // Строительная техника и технологии. — 2012. — №1. — С. 72—74.
3. Корнюшенко, С.И. Эксплуатация гидравлических систем / С.И. Корнюшенко // Строительная техника и технологии. — 2012. — №2. — С. 84—86.
4. Бродский, Г.С. Повышение надежности гидроприводов — средство эффективного внедрения гидравлических экскаваторов на горных предприятиях СНГ / Г.С. Бродский, Б.В. Слесарев // Горная промышленность. — 2012. — №2. — С. 54—57.
5. Савуляк, В.І. Аналіз відмов гідроприводів мобільних машин / В. І. Савуляк, Н.С. Семічаснова // Промислова гідравліка і пневматика. — 2012. — № 1(35). — С. 12—14.

6. Лозовский, В.Н. Надежность гидравлических агрегатов / В. Н. Лозовский. — М.: Машиностроение. — 1974. — 168 с.

7. Диффузионный аппарат непрерывного действия DC-12. Техничко-експлуатационная документация. Польша, 1973 г., 47 с. 8. Инструкция по обслуживанию и уходу за диффузионным аппаратом DDC.: DDC — Engineering, 1987. — 23 с.

9. Мушловин, Б.Л. Аксиально-поршневые насосы за рубежом / Б. Л. Мушловин, Ю. А. Гавриленко, В.М. Волоцкий // НииМаш, Серия С-V: Гидравлическое и пневматическое оборудование, 1973. — 106 с.

10. Башта, Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем: Учебник для вузов / Т. М. Башта. — М.: Машиностроение, 1974. — 606 с.

11. Экспериментальные исследования потерь мощности в радиально-поршневых гидромоторах однократного действия фирмы *Sundstrand* / Г.А. Аврунин, И.В. Кабаненко, С. В. Початовский и др. // Промислова гідравліка і пневматика. — 2007. — №1(15). — С. 58—62.

12. Дьячков, Б.И. Высокомоментные гидромоторы однократного действия / Б.И. Дьячков. — М.: Машиностроение, 1979. — 120 с.

13. О модернизации высокомоментных гидромоторов однократного действия типа МРФ / Г.А. Аврунин, В.В. Гордеев, Ю.М. Юров и др. // Вестник машиностроения. — 1989. — № 12. — С. 25—28.

14. Результаты экспериментальных исследований объемной гидропередачи с шариковыми поршнями / Г.А. Аврунин, М.Д. Борисюк, Ю.М. Бусяк, А.В. Истратов // Промислова гідравліка і пневматика. — 2004. — № 2 (4). — С. 77—82.

References

1. Syritsin, T.A. Eksploatatsiya i nadezhnost gidro- i pnevmoprivodov / T.A. Syiritsyn: Uchebnik dlya studentov vuzov po spetsialnosti «Gidravlicheskie mashiny, gidroprivody i gidropnevmoaavtomatika». — M.: Mashinostroenie, 1990. — 248 s.
2. Kornyushenko, S.I. Kontrol zagryazneniy rabochey zhidkosti / S. I. Kornyushenko // Stroitel'naya tekhnika i tekhnologii. — 2012. — №1. — S. 72—74.
3. Kornyushenko, S.I. Eksploatatsiya gidravlicheskih sistem / S. I. Kornyushenko // Stroitel'naya tekhnika i tekhnologii. — 2012. — №2. — S. 84—86.
4. Brodskiy, G.S. Povyishenie nadezhnosti gidrorivodov — sredstvo effektivnogo vnedreniya gidravlicheskih ekskavatorov na gornyyh predpriyatiyah SNG / G.S. Brodskiy, B.V. Slesarev // Gornaya promyishlennost. — 2002. — №2. — S. 54—57.
5. Savulyak, V.I. Analiz vidmov gidroprivodiv mobilnykh mashin / V. I. Savulyak, N. S. Semichasnova. — Promyslova gidravlika i pnevmatyka // № 1(35). — 2012. — S. 12—14.

6. Lozovskiy, V.N. Nadezhnost gidravlicheskih agregatov / V. N. Lozovskiy. — М.: Mashinostroenie. — 1974. — 168 s.

7. Diffuzionnyi apparat nepreryvno deistviya DC-12. Tekhniko-ekspluatatsionnaya dokumentatsiya. Polsha, 1973, 47 s.

8. Instruksiya po obsluzhivaniyu i uhotu za diffuzionnym apparatom DDC: DDC — Engineering, 1987g. — 23 s.

9. Mushlovin, B.L. Aksialno-porshnevye nasosy za rubezhom / B. L. Mushlovin, Yu. A. Gavrilenko, V. M. Volotskiy. NiiMash, Seriya S-V: Gidravlichesкое і pnevmaticheskое oborudovanie. — 1973. — 106 s.

10. Bashta, T.M. Obyemnyie nasosy і gidravlicheskie dvigateli gidrosistem: Uchebnik dlya vuzov / T. M. Bashta — М.: Mashinostroenie, 1974. — 606 s.

11. Avrunin, G. A. Eksperimentalnye issledovaniya poter moshchnosti v radialnoporshnevnykh gidromotorakh odnokratnogo deystviya firmy *Sundstrand* / G. A. Avrunin, I. V. Kabanenko, S. V. Pochatovskiy і dr. // Promislova gidravlika і pnevmatika №1(15), 2007. — S. 58—62.

12. Dyachkov, B.I. Vysokomomentyie gidromotory odnokratnogo deystviya / B. I. Dyachkov. — М.: Mashinostroenie, 1979. — 120 s.

13. Avrunin, G.A. O modernizatsii vysokomomentnykh gidromotorov odnokratnogo deystviya tipa MRF / G.A. Avrunin, V.V. Gordeev, Yu.M. Yurov і dr. // Vestnik mashinostroyeniya. — 1989. — № 12. — S. 25—28.

14. Avrunin, G.A. Rezultaty eksperimentalnykh issledovaniy obiomnoy gidroperedachi s sharikovymi porshnyami / G.A. Avrunin, M.D. Borisyuk, Yu.M. Busyak, A.V. Istratov // Promislova gidravlika і pnevmatika. — 2004. — № 2 (4). — S. 77—82.

Надійшла 15.10.2015

УДК 621.22

Практичний досвід вивчення відмов в об'ємних гідроприводах

**Г.А. Аврунін,
І.Г. Пимонов,
І.І. Мороз**

Проаналізовано виникнення відмов у об'ємних гідроприводах різноманітних гідроагрегатів на конкретних прикладах, у тому числі транспортної системи обертання шнеків дифузійного апарата для переробки

цукрового буряку, бурової установки для видобутку нафти, кувальних маніпуляторів з аксіально- та радіальнопоршневими гідромоторами, обертання катків пересування конвеєра формувальної машини для лиття сталевих деталей, привода обертання шнека термопластавтомата за допомогою радіально-поршневого гідромотора одноциклової дії, аксіально-поршневих насоса і гідромотора у транспортних спеціальних машинах, радіально-поршневої гідропередачі з кульками-поршнями, шестеренних насосів для сільськогосподарських тракторів.

Ключові слова: об'ємний гідропривод, робоча рідина, відмова, експлуатація, знос.

UDC 621.22

The practical experience in studying of the failures in volume hydrodrives

**G.A. Avrunin,
I.G. Pimonov,
I.I. Moroz**

The origin of the failures in volume hydrodrives of various hydraulic units are analyzed using the specific examples, including the transport system of the screw rotation of the diffusion apparatus for processing of sugar beet, the drilling rig for oil production, the forging manipulators with the axial- and radial-piston hydraulic motors, the rotation of the conveyor rollers of the molding machines for casting of steel details, the drive of rotation of the screw of the machines for processing of plastics using the radial-piston hydraulic motor of single-acting, the axial-piston pumps and hydraulic motors in special transport machines, the radial-piston hydraulic transmission with ball-pistons, the gear pump for the agricultural tractors.

Keywords: volume hydrodrive, working fluid, failure, use, wear and tear.