

## **К ВЫБОРУ МАТЕРИАЛОВ РАБОЧИХ И РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ ЗВЕНЬЕВ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОМАШИН ДЛЯ СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНОЙ ИНДУСТРИИ**

**Аврунин Г.А., к.т.н., доц., ХНАДУ, Глушкова Д.Б., д.т.н., проф., ХНАДУ, Самородов В.Б., д.т.н., проф., НТУ «ХПИ», Пелипенко Е.С., к.т.н., НТУ «ХПИ», Рыжков Ю. В., к.т.н., доц., ХНАДУ, Шевченко Д.Н., аспирант, ХНАДУ, Мороз И.И., старший преподаватель, ХНАДУ, Степанюк А.И., аспирант, ХНАДУ**

***Аннотация.** Показано, что в объемных гидроприводах для строительных и дорожных машин путем усовершенствования узлов трения существенно повышены номинальные давления и снижена материалоемкость гидромашин – насосов и гидромоторов. В зависимости от быстродействия нагрузки на гидропривод машины рекомендовано для обеспечения запаса по рабочему давлению предварительное динамическое моделирование, по результатам которого выбирается значение рабочего объема гидромотора.*

***Ключевые слова:** объемный гидропривод, насосы, гидромоторы, конструкции пар трения, материалы, математическая модель динамики, колебания давления.*

## **ДО ВИБОРУ МАТЕРІАЛІВ РОБОЧИХ І РОЗПОДІЛЬНИХ ЛАНОК ОБ'ЄМНИХ ГІДРОМАШИН ДЛЯ БУДІВЕЛЬНО-ДОРОЖНЬОЇ ІНДУСТРІЇ**

**Аврунін Г.А., к.т.н., доц., ХНАДУ, Глушкова Д.Б., д.т.н., проф., ХНАДУ, Самородов В.Б., д.т.н., проф., НТУ «ХПІ», Пелипенко Є.С., к.т.н., НТУ «ХПІ» Рижков Ю. В., к.т.н., доц., ХНАДУ, Шевченко Д.М., аспірант, ХНАДУ, Мороз І.І., старший викладач, ХНАДУ, Степанюк А.І., аспірант, ХНАДУ**

***Анотація.** Показано, що в об'ємних гідроприводах для будівельних і дорожніх машин шляхом удосконалення вузлів тертя істотно підвищені номінальні тиски і знижена матеріаломісткість гідромашин - насосів і гідромоторів. Залежно від швидкодії навантаження на гідропривід машини рекомендовано для забезпечення запасу по робочому тиску попереднє динамічне моделювання, за результатами якого вибирається значення робочого об'єму гідромотора.*

***Ключові слова:** об'ємний гідропривід, насоси, гідромотори, конструкції пар тертя, матеріали, математична модель динаміки, коливання тиску.*

## **TO THE CHOICE OF MATERIALS OF WORKING AND DISTRIBUTIVE LINKS OF BY DISPLACEMENT HYDRAULIC MASHINES FOR THE BUILDING-TRAVELLING INDUSTRY**

**Avrunin G., PhD, associate professor, KhNAHU, Hlushkova D., KhNAHU, Samorodov V., Doctor of Technical Sciences, Prof., National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Pelipenko E., PhD, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Ryzhkov Y., PhD, associate professor, KhNAHU, Shevchenko D., graduate student, KhNAHU, Moroz I., senior teacher, KhNAHU, Stepaniuk A., graduate student, KhNAHU**

***Abstract.** To the choice of materials of working and distributive links of by displacement hydraulic mashines for the needs of building-travelling industry. Aim. Search of ways of increase of technical level and reliability of by hydraulic fluid power of rotatory motion for building and travelling machines. Analysis of designer and technological decisions in part of choice of materials of pairs of friction of working links and distribution of working liquid in by displacement hydraulic mashines – pumps and hydraulic motors with the purpose of acquaintance of specialists with advanced experience in this type of technique. Method. On the basis of mathematical model of dynamics of hydraulic fluid power by means of application of VisSim package the estimation of intensity of height of extreme values of pressures is conducted from character of action of the external loading on hydraulic motor at starting of hydraulic fluid power. Results. It is set that in by hydraulic fluid power can take place substantial vibrations pressures exceeding almost in two times the set values in the technological mode of operations of machine. Conclusion. Depending on the fast-acting of loading on hydraulic fluid power of machine a preliminary dynamic design the value of the capacity of hydraulic mo-*

tors gets out on results that is recommended for providing of supply on working pressure. The brought information over about the applied pairs of friction of hydromashines and their thermo-chemical treatment can be useful to the specialists at planning of new hydraulic mashines, and repair of exploited.

**Keywords:** hydraulic fluid power, pump, hydraulic motors, constructions of pairs of friction, materials, mathematical model of dynamics, pressure fluctuation.

## Введение

Объемные гидромашины, включающие насосы, гидромоторы и гидроцилиндры, входят практически повсеместно в состав объемных гидроприводов (ОГП) строительных и дорожных машин различного назначения. Под ОГП понимается привод, в состав которого входит гидравлический механизм, в котором рабочая (РЖ) находится под давлением, с одним или более объемными гидродвигателями [1]. Основными узлами гидромашин являются рабочие звенья и распределения РЖ. Под рабочим звеном объемного насоса понимается характерная деталь или группа деталей, образующих вместе с другими рабочую камеру и приводимая в движение входным звеном объемного насоса [2]. Под выходным звеном объемного гидродвигателя понимается характерная деталь или группа деталей, участвующая в образовании рабочей камеры и приводящая в движение выходное звено объемного гидродвигателя (гидроцилиндра, гидромотора или поворотного двигателя). Основными параметрами трения в объемных гидромашинах являются пары трения скольжения и качения, работающие в экстремальных режимах по силовым и скоростным нагрузкам в свете требований обеспечения минимальной материалоемкости, и в тоже время достаточного уровня надежности. Именно по допускаемым нагрузкам на пары трения назначаются основные параметры объемных гидромашин, в том числе максимальное давление и частота вращения насоса или гидромотора. Поэтому при разработке гидромашин, ремонте и модернизации, находящихся в эксплуатации, выбору пар трения уделяется особое внимание. Современные объемные гидромашины работают в условиях высоких скоростных, нагрузочных (по давлению) и температурных нагрузок. Так, в аксиальнопоршневых гидромашинах частоты вращения выходного вала достигают  $10000 \text{ мин}^{-1}$ , давления РЖ до 50 МПа, температура РЖ в пределах от «минус» 50 до 135 °С. Обеспечение работоспособности узлов трения при столь высоких параметрах возможно за счет применения высококачественных материалов, покрытий, прецизионной обработки поверхностей контртел и применения соответствующего сорта РЖ. Поэтому выбору материалов, термообработки и качества шероховатости поверхностей уделяется большое внимание.

Важной проблемой является также оптимальный выбор рабочих объемов гидромоторов при проектировании новых ОГП для СДМ, обеспечивающих достаточный ресурс и в значительной мере определяющих их стоимость, что приводит к необходимости проведения функционально-стоимостного анализа. Здесь главным этапом является прежде всего учет действующих нагрузок, которые не должны превышать допускаемые в характеристиках изготовителей гидромашин.

## Анализ публикаций

Основные отказы гидромашин ОГП согласно исследованиям фирмы Eaton Hydraulics (США) [3; 4] вызваны загрязнением РЖ (до 80%), до 15% отказов приходится на режимы работы при повышенных давлениях и в условиях кавитации и повышенной аэрации РЖ, и только до 2...5% отказов вызваны случайными поломками деталей насосов и относятся к непрогнозируемым причинам. Поэтому наиболее эффективным методом повышения надежности работы ОГП является предотвращение попадания загрязнений в гидросистему, так как стоимость очистки от загрязнений в гидросистеме превышает в пять раз превентивные (предупредительные) действия.

Ошибки, имеющие место при проектировании ОГП, приведены в работах [5;6]:

1. Конструктивные недостатки; 2. Ошибки в выборе материалов и назначении зазоров и допусков на деталях контртел; 3. Низкие трибологические характеристики выбранной РЖ; 4. Трибологические ошибки при выборе материалов пар трения; 5. Схемные ошибки из-за нерационального распределения и использования потоков мощности РЖ в ОГП. Основными факторами, влияющими на надежность пуска ОГП в эксплуатации, являются: 1. Режим нагружения; 2. Температурные факторы; 3. Конструктивные недостатки гидроустройств и ОГП; 4. Трибологические и вязкостно-температурные свойства РЖ, уровень ее очистки от загрязнений; 5. Квалификация оператора машины.

Характер изнашивания пар трения и основные видов отказов в ОГП приведены в [7]:

1. Нарушение динамических характеристик – 10%; 2. Несоответствие эксплуатационных режимов

нагрузки ОПП допустимым по технической характеристике изготовителя гидроустройств – 16%; 3. Нарушение функционирования – 16%; 4. Разрушение гидроустройств – 17%; 5. Потеря герметичности – 45%.

Назначение или оценка оптимальных режимов эксплуатации объемных гидромашин и ОПП в целом тесно связано со значениями номинального, максимального и пикового давлений (причем последние два имеют существенные ограничения по длительности воздействия), в связи с чем на рис. 1 приведены соответствующие графические зависимости [8]. И если номинальное давление не имеет ограничений по времени, то максимальное не должно превышать 39 с, а пиковое 120 мс. Особое внимание следует уделять при выборе рабочего объема насосов и гидромоторов запасу между номинальным и рабочим давлением [1], а именно конкретным значением при эксплуатации гидрофицированной машины. Один из характерных примеров катастрофического разрушения подшипников качения в гидромоторе из-за работы на сверхпиковых давлениях (нарушении динамических характеристик) приведен в работе [9].

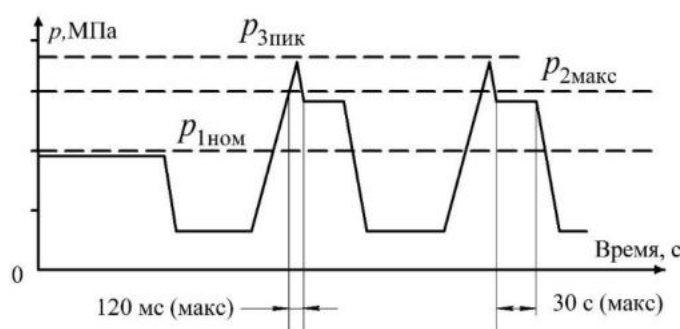


Рисунок 1 - Графическая интерпретация номинального, максимального и пикового давлений

Таким образом, в настоящей статье ставится задача анализа применяемых материалов в парах трения гидромашин с учетом особенностей эксплуатации и оценки возможных значений динамических нагрузок сравнительно с допускаемыми техническими параметрами изготовителей.

### Основная часть

Прежде всего рассмотрим конструктивные особенности применяемых в ОПП СДМ пар трения гидромашин в свете эволюции их характеристик и исходя из основных критериев выбора по допускаемым значениям удельного давления  $p$ , скорости скольжения  $v$ , произведения этих показателей  $p \times v$  и контактных нагрузок  $\sigma_k$  для пар трения качения. На рис. 2 представлены поршневые группы аксиальнопоршневых с наклонным диском и радиальнопоршневых насосов в свете эволюции их развития, связанной с повышением давления. В аксиальнопоршневых насосах поршни с точечным контактом и диаметром головки поршня, равным диаметру поршня (рисунок 2, а), ограничивали максимальное давление значением 12 МПа. Переход на конструкцию с гидростатическими подпятниками (рисунок 2, б) позволил за последние 50 лет поэтапно поднять рабочее давление в аксиальнопоршневых гидромашинах с 20 до 50 МПа. Грибообразная головка поршня большего диаметра, чем сам поршень (рисунок 2, в), позволила поднять максимальное давление в аксиально-и радиальнопоршневых насосах до 25...32 МПа. Этот предел по давлению вынудил конструкторов искать технические решения в радиальнопоршневых гидромашинах двумя путями: при установке на эксцентриковый вал 4 обоймы 3 на роликовом подшипнике 5, что ограничивает скольжение подпятника 2 поршня 1 и позволяет поднять давление до 40 МПа (рис. 2, г); по аналогии с аксиальнопоршневыми гидромашинами создавать пару поршень 1 с гидростатически разгруженным подпятником 2 в конструкциях с вращающимися вместе с блоком цилиндров поршнями (рис. 2, д) и неподвижным блоком цилиндров и вращающимся эксцентриковым валом 4, причем получили распространение конструкции насосов с клапанным распределением РЖ, в которых всасывание осуществляется через паз в эксцентрик (рис. 2, е).

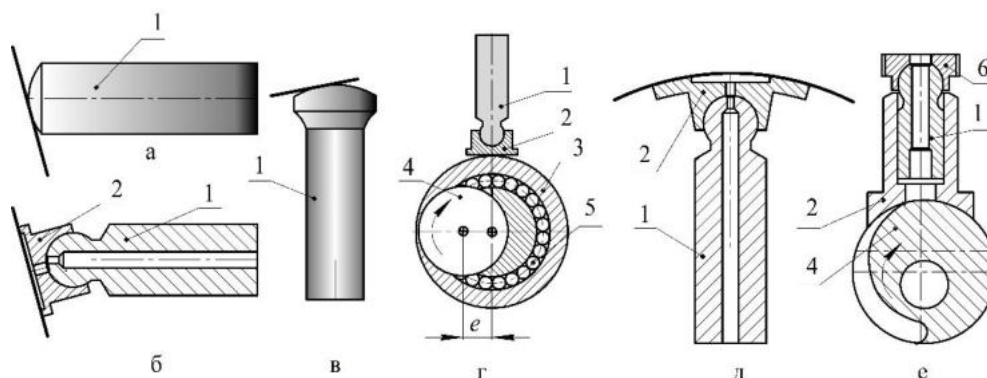


Рисунок 2 - Поршневые группы насосов с учетом их исторического развития: 1 – поршень; 2 – подпятник (б, д и е – с гидростатической разгрузкой); 3 – обойма эксцентрикового вала 4; 5 роликовый подшипник; 6 – сферическая опора поршня 1)

Безусловно впечатляют достигнутые результаты по совершенствованию конструкций насосов. Например, самый распространенный и по настоящее время используемый в прессах радиально-поршневой насос НРР-500 на давление 20 МПа имеет массу в 1660 кг, а его преемник такого же рабочего объема модели 50НРР500, но уже на максимальное давление 63 МПа, имеет массу 420 кг. Радиальнопоршневой насос Н403У с рабочим объемом 25 см<sup>3</sup> на максимальное давление 40 МПа имеет массу 47,5 кг, а аксиальнопоршневой насос с наклонным диском и массой в 39 кг А4VSO имеет рабочий объем в 40 см<sup>3</sup>, т.е. в 1,6 раза больше при таком же давлении. Насос без гидростатической разгрузки поршней НР1250/200 массой в 2260 кг на максимальное давление 25 МПа уступает существенно модели НР-2-1250, масса которой 1110 кг, а максимальное давление 40 МПа.

В настоящее время уровень давлений в 40...50 МПа освоен также в насосах и гидромоторах с наклонным блоком цилиндров, причем в этом направлении следует подчеркнуть достижения и отечественных специалистов. Гидромашины такого типа находят преимущественное применение в мобильной технике, однако могут использоваться и в ОГП прессов благодаря существенно более высокому номинальному давлению, чем рабочее (порядка 14 МПа) в прессах. Такой запас по давлению позволит обеспечить надежность ОГП прессов, а доступность закупок без таможенной очистки, существенно более низкая в 3...5 раз цена по сравнению с импортными образцами и развитая инфраструктура ремонтных предприятий позволяет считать такое направление модернизации перспективным. Следует также отметить, что переход на регулируемые насосы с автоматическими регуляторами типа «постоянства давления» является резервом энергосбережения. Широкий ассортимент гидроустройств для модернизации ОГП прессов поставляет харьковское предприятие «Мотор-импекс». Ремонт насосов типа НРР-400 осуществляет харьковское конструкторско-технологическое бюро СКТБ «Гидро модуль», а гидромоторов TF50 VON ROLL AG ковочных манипуляторов фирмы Gelsenkirchen ведет харьковское предприятие «Промгидропривод».

В СНГ лидирующие позиции по производству аксиальнопоршневых гидромашин с наклонным диском (НД) занимает ОАО «Гидросила (г. Кропивницкий). На рис. 3 представлен поперечный разрез аксиальнопоршневого гидромотора, содержащего блок цилиндров 1, в осевых расточках которого установлены поршни 2 с подпятниками 3. Наклонный диск 4 установлен в корпусе 5 и с помощью диска скольжения 6, сферы 7 и пружины 8 к нему прижимаются подпятники 3 поршней 2. Выходной вал 9 установлен в переднем 10 и заднем 11 радиальноупорных конических подшипниках корпуса 5 и задней крышки 14, соответственно. Блок цилиндров 1 приводит во вращение вал 9 посредством шлицевого соединения. На торце блока цилиндров размещено приставное дно (бронзовый оголовник) 12, которое опирается на торцовый распределительный диск 13, установленный в задней крышке 14. Прижим блока цилиндров 1 и приставного дна 12 к торцовому диску 13 на режиме пуска создается пружиной 15. Для снижения потерь на трение и повышения износостойкости гидромашин в поршневых расточках блока цилиндров 1 установлены бронзовые втулки 16. Уплотнение торцового типа вала 9 размещено в передней крышке 17. В блоке 18 размещены предохранительные клапаны основных магистралей А и В, «промывочный» гидрораспределитель и клапан давления, обеспечивающие охлаждение узлов трения гидромотора и функционирование системы подпитки и управления ОГП. При работе гидромотора через заднюю крышку 14 подают РЖ от насоса ОГП к торцовому распределительному диску 13, посредством которого РЖ поступает в поршневые полости блока ци-

линдров 1. Давление РЖ на поршень 2 и подпятник 3 передается на наклонный диск 4 и приводит блок цилиндров 1 вместе с выходным валом 9 во вращение.

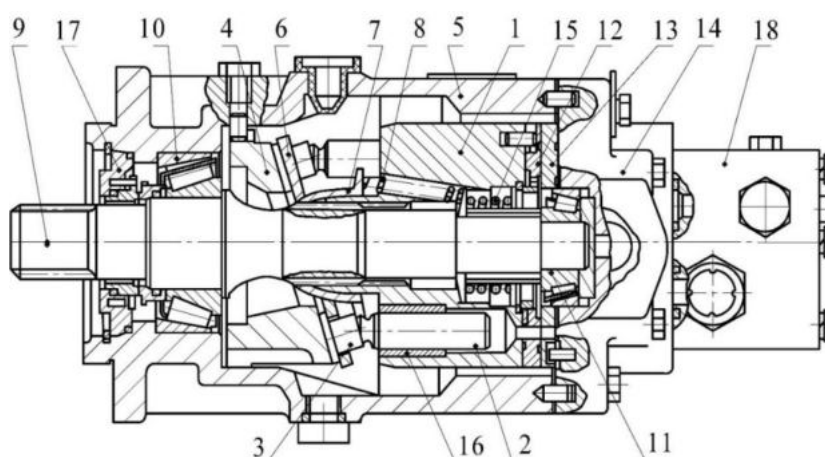


Рисунок 3 - Аксиальнопоршневой гидромотор с наклонным диском серии МП ОАО «Гидросила»

На рис. 4 приведены аксиальнопоршневые гидромашины с наклонным блоком цилиндров (НБ). Гидромашины первого поколения на номинальное давление 16 МПа имели бронзовый блок цилиндров, для повышенных давлений с целью снижения деформаций осуществлен переход на стальной блок с бронзированием поверхностей отверстий для поршней и контактирования с распределительным диском (рис. 4, а). В осевых расточках блока цилиндров 2 размещены поршни 6 с шатунами, сферические головки которых установлены в приводном фланце вала 1.

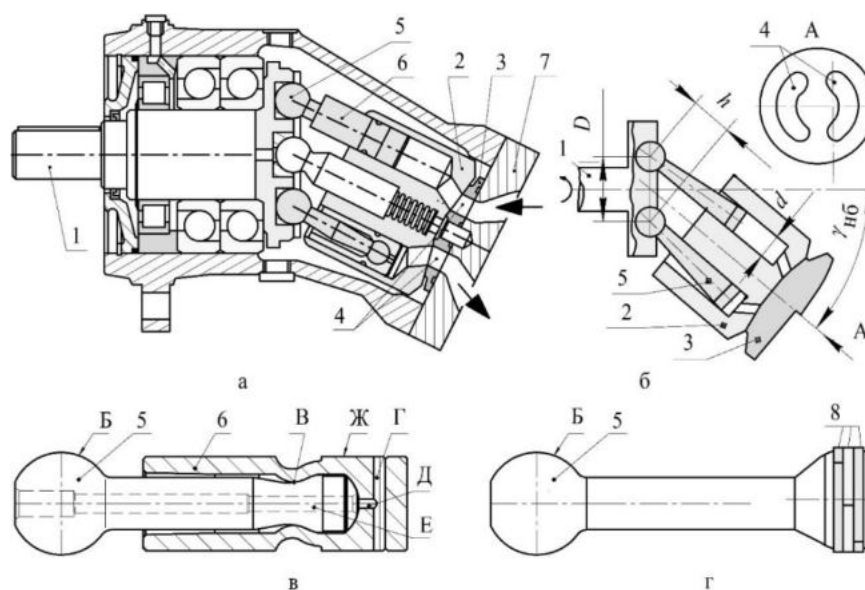


Рисунок 4 - Аксиальнопоршневые гидромашины с наклонным блоком цилиндров: производства ОАО «Стройгидравлика (а – качающий узел; б – поршень в сборе) и серии F11 фирмы «PARKER HYDRAULICS»: в – единая деталь шатун – поршень гидромашины (г)

Распределительный узел торцевого типа содержит сферический диск 3 с распределительными дугообразными окнами 4 и заднюю крышку 7 для подвода и отвода РЖ. На рис. 4, в представлен поршень 6 в сборе с шатуном 5, отверстия Г, Д и Е служат для смазки поверхностей трения поршня и шатуна. Наиболее ответственными с точки зрения износа и долговечности гидромашин являются прецизионные поверхности: цилиндрическая А поршня и сферические Б и В шатуна. Совмещение шатунами функций опор фланца выходного вала и сферических поршней (рис. 4, б и г) позволило снизить силы трения между поршнями 5 и расточками в блоке цилиндров 2 и повысить механический КПД. Уплотнение сферического поршня кольцами 8 обеспечивает минимальные утеч-

ки и предотвращает термическое заклинивание, что дает возможность работать на высоких частотах вращения. Большой угол наклона блока цилиндров по отношению к выходному валу (40...45 градусов) позволяет увеличивать рабочий объем и минимизировать габариты и массу гидромашин. Усиленные подшипники позволяют воспринимать валу гидромашин осевые и радиальные нагрузки, а простая и прочная конструкция гидромашин с небольшим числом движущихся частей повышает их надежность. Гидромашины с единой конструкцией поршневой группы созданы шведской фирмой «Svenska Flygmotor Aktiebolaget» (изобретатель сферического поршня инженер Г. Вальмарк) и в настоящее время представлены в Украине ведущими мировыми производителями «PARKER HYDRAULICS» [10], «REXROTH BOSCH GROUP» [11] и «SAUER-DANFOSS» [12]. Повышение технического уровня гидромашин с наклонным блоком реализовано за счет существенного снижения массы и повышения максимальной частоты вращения.

Для сообщения рабочих звеньев гидромашин, включая подвод и отвод РЖ, служат распределительные узлы, которые классифицируются [2] как золотниковые, клапанные и крановые.

Золотниковые распределительные узлы бывают торцевого (см. рис. 4) и цапфенного типа. На рис. 5 представлен радиальнопоршневой гидромотор модели МРФ-400/25 с цапфенным распределением РЖ. Первоначально в гидромоторах применялось золотниковое распределение РЖ, индивидуальное для каждого поршня, а с середины 80-х гг. прошлого века и по настоящее время выпускаются модернизированные гидромоторы 5-и рабочих объемов от 160 до 1600 см<sup>3</sup> на номинальное давление 25 и максимальное 32 МПа, в которых установлен цапфенный распределительный узел. Гидромоторы с рабочим объемом до 400 см<sup>3</sup> имеют роликовые подшипниковые опоры шатунов на эксцентриковом кулачке, а остальные типоразмеры выполнены с гидростатической разгрузкой шатунов. Гидромотор содержит вал 1 с эксцентриковыми кулачками и обоймами 4 на насыпных роликовых подшипниках 5, установленный в подшипниках 2 передней крышки 3 и корпуса 6. Поршни 7 и шатуны 8 установлены в радиальных расточках силового корпуса 6.

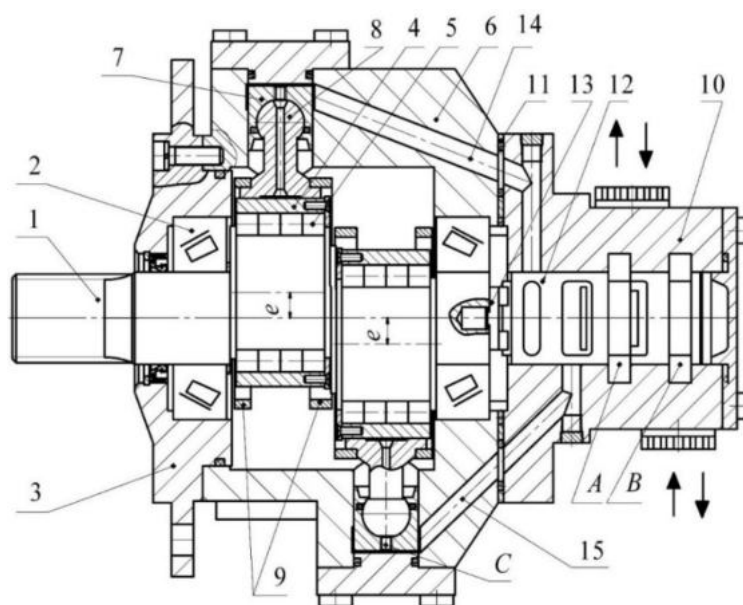


Рисунок 5 - Радиальнопоршневой гидромотор МРФ-400/25М1 с цапфенным распределением конструкции ВНИИГидропривода (выпускается с 1987 г. по настоящее время)

Кинематическая связь между поршневыми группами и обоймами 4 эксцентрикового вала 1 обеспечивается с помощью колец ведения 9. Корпус распределителя 10 крепится к силовому корпусу 6 посредством промежуточной пластины 11 с уплотнительными кольцами (по типу модульной аппаратуры) и содержит цапфу 12, привод вращения которой от вала 1 осуществляется с помощью муфты 13. В корпусе распределителя 10 выполнены кольцевые коллекторы А и В для сообщения с цапфой 12 и магистралями гидросистемы. Сообщение поршневых камер гидромотора с распределительным узлом осуществляется посредством каналов 14 и 15 в силовом корпусе 6. Отверстие С служит для смазки сферической опоры шатуна 8 и частичной разгрузки его пяты. Давлением РЖ создается усилие, действующее на поршни 7, движущиеся от верхней «мертвой» точки к нижней. Усилие поршней

передается на шатуны 8 и через обоймы 4 подшипников на эксцентрики вала 1, создавая крутящий момент и приводя во вращение вал гидромотора. Другая часть поршней в это время движется от нижней «мертвой» точки к верхней, вытесняя РЖ по каналам корпуса через распределитель 12 в соответствующий кольцевой коллектор *A* или *B*, сообщенный со сливной магистралью гидросистемы. Реверсирование вращения вала гидромотора достигается за счет изменения направления подвода РЖ к кольцевым коллекторам *A* и *B* с помощью внешнего гидрораспределителя в незамкнутой цепи циркуляции РЖ или реверсивного насоса, работающего совместно с гидромотором в замкнутой цепи циркуляции РЖ.

Радиальнопоршневые гидромашины с шариками-поршнями применяют в ОГП строительно-дорожных и сельскохозяйственных машин мощностью до 15 кВт [13]) и военных гусеничных машинах для механизмов поворота и двухпоточных трансмиссий, обеспечивая бесступенчатый разгон машины и плавный, пропорциональный отклонению штурвала поворот. На рис. 6 приведен ОГП ГОП-900 конструкции НИИГидропривода [14], состоящий из двух радиальнопоршневых гидромашин однократного действия с шариками-поршнями 3, установленными в блоках цилиндров насоса 1 и гидромотора 2 и контактирующими с реактивными кольцами (обоймами) 4 насоса и 5 гидромотора. Обойма 4 насоса имеет регулируемый эксцентриситет для изменения его рабочего объема.

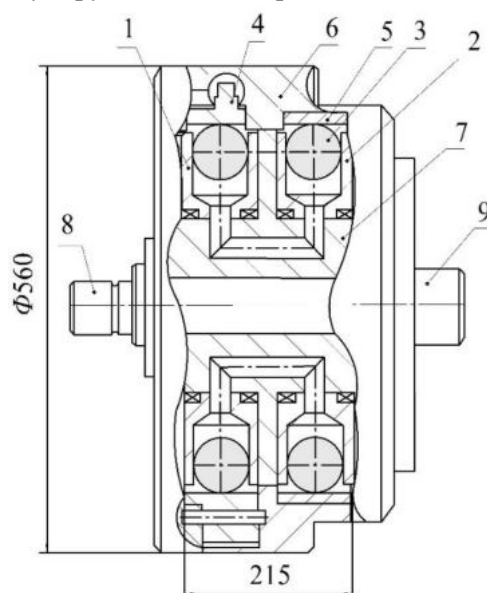


Рисунок 6 - ОГП ГОП-900 разработки НИИГидропривода и ХКБМ им. А.А. Морозова

В корпусе 6 установлен блок распределительных цапф 7. Блоки цилиндров насоса и гидромотора соединены с валами 8 и 9. ОГП ГОП-900 относится к нераздельному (моноблочному) исполнению, состоящему из гидромашин, конструктивно оформленных в одно целое. Максимальный рабочий объем каждой гидромашин 680 см<sup>3</sup>, частота вращения гидромотора до 3100 мин<sup>-1</sup>, давление до 32 МПа, выходная мощность до 700 кВт; температура РЖ до 130 °С.

Широкое применение в мобильных машинах находят героторные гидромоторы, которые относятся к классу высокомоментных тихоходных гидромашин. Героторным гидромотором называется гидромотор с внутренним зацеплением, в котором рабочие камеры отделены друг от друга только зубьями шестерен без промежуточного серповидного элемента [2]. Принцип действия героторных гидромоторов (встречаются также термины – планетарные, орбитальные и шестеренные с внутренним зацеплением) основывается на различном соотношении зубьев неподвижного статора (внешней шестерни) и вращающейся внутри статора шестерни, причем оси этих деталей не совпадают (имеют эксцентриситет). При вращении внутренней шестерни относительно статора (движение внутренней шестерни при этом выглядит как планетарное) между зубьями шестерен образуются переменные по объему рабочие камеры. Подвод РЖ в эти камеры приводит к созданию момента сил на внутренней шестерне, посредством которой передается крутящий момент на выходной вал гидромотора. Распределительный узел гидромотора торцового или цапфенного типов вращается синхронно с внутренней шестерней и обеспечивает попеременное сообщение рабочих камер гидромотора с магистралями высокого давления (от насоса) и низкого (слива) давления. По типу геро-

торной пары различают конструкции с непосредственным контактом зубьев внутренней и наружной шестерен (рис. 7, а и б) и с роликами во внешней шестерне, обеспечивающими снижение уровня трения.

Гидромотор (рис. 7) состоит из передней крышки 1, проставки 2, задней крышки 3 и установленного между ними статора 4 с внутренним зубчатым венцом. Рабочий орган гидромотора состоит из ротора 5 в виде шестизубой шестерни, находящейся в зацеплении со статором 4, внутренние зубья которого образованы семью цилиндрическими вставными роликами 6. Вал гидромотора 7 установлен в радиально-упорных конических подшипниках 8 и уплотнен с помощью манжеты 9. Ротор 5 с роликами 6 статора 4 ограничены по боковым стенкам проставками 2 и 10, обеспечивающими герметичность рабочих камер. При обкатывании ротора 5 по роликам статора 4 образуются замкнутые рабочие камеры переменного объема. При этом ось ротора описывает окружность радиусом, равным заданному эксцентриситету рабочей пары шестерен. Сообщение рабочих камер с магистралями ОГП обеспечивается с помощью распределительного узла, включающего торцовый вращающийся диск 11 и дифференциальный (ступенчатый) поршень 12, полости *a* или *b* которого обеспечивают прижим диска 11 к шестеренной паре. Передача вращения от вала 7 к диску 11 осуществляется деталями 13 и 14 карданной передачи.

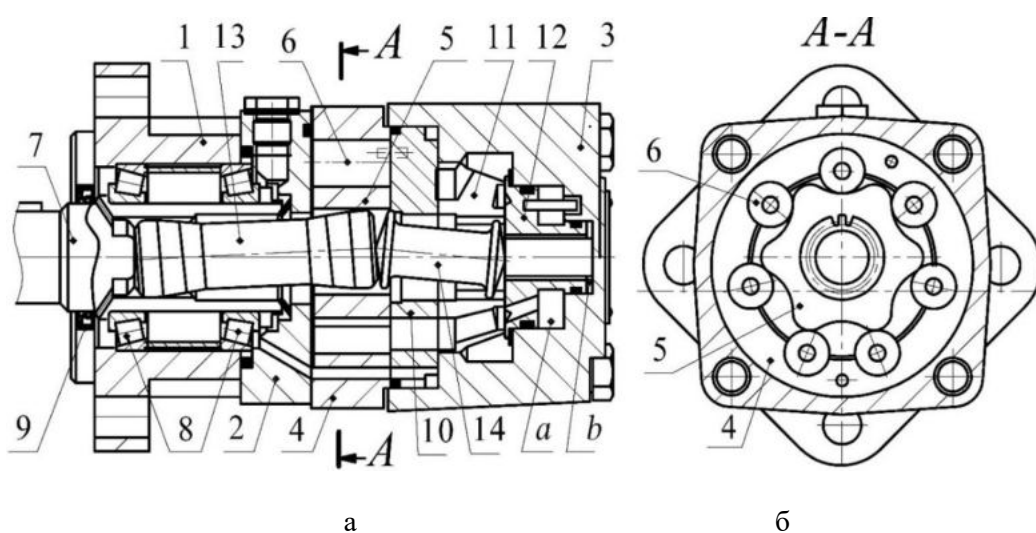


Рисунок 7 - Героторный гидромотор: а – продольный; б – поперечный разрезы

Фирма «BONDIOLI & PAVESI» (Италия) является торговым представителем фирмы «WHITE HYDRAULICS» (США), специализирующейся на производстве героторных гидромоторов 15 серий с рабочими объемами от 50 до рекордных 2100 см<sup>3</sup> [15].

Фирма «МОТОР-Импекс» (г. Харьков) поставляет героторные гидромоторы производства «M+S HYDRAULIC» [16]. В девяти сериях гидромоторов имеется 58 значений рабочих объемов от 8 до 800 см<sup>3</sup> на давление 11...40 МПа и мощностью до 54 кВт.

Общий вид шестеренного насоса с внутренним зацеплением серии IGP фирмы Duplomatic Hydraulics (Италия) приведен на рис. 8 [17].

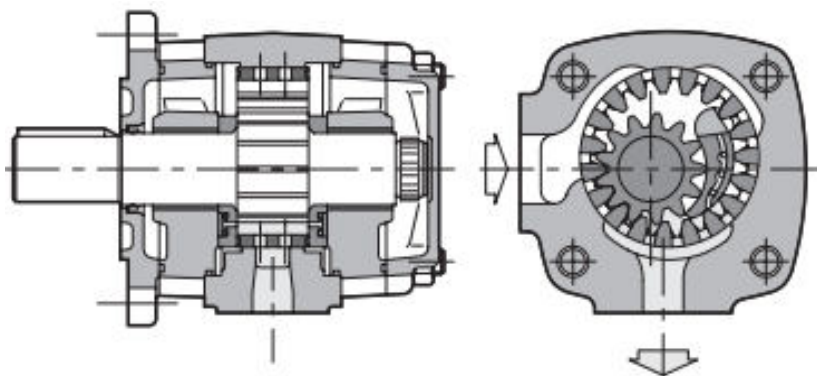


Рисунок 8 – Шестеренный насос с внутренним зацеплением модели IGP Duplomatic Hydraulics

В состав серии входят пять групп насосов с рабочим объемом от 3,6 до 252 см<sup>3</sup> (22 модели) на номинальное давление до 33 МПа и максимальное до 35 МПа. Максимальная частота вращения от 1800 до 3600 мин<sup>-1</sup> в зависимости от значения рабочего объема. Масса насосов от 4 до 59 кг. Подача насосов при частоте вращения в 1500 мин<sup>-1</sup> достигает от 5,4 до 378 л/мин. Минимальная частота вращения насосов 400 мин<sup>-1</sup>. Насосы отличаются исключительно низким уровнем шума – при частоте вращения 1500 мин<sup>-1</sup> и давлении 25 МПа уровень шума составляет 57...78 дБа, повышаясь с увеличением рабочего объема.

В таблице 1 приведены сведения о типах объемных гидромашин, характерных узлах (парах) трения скольжения и режимах их работы, применяемых материалах и видах термообработки, систематизированные ВНИИГ гидроприводом [18]:

1. НР-1250/200 - радиальнопоршневой эксцентриковый насос с клапанным распределением РЖ: рабочий объем 1250 см<sup>3</sup>, номинальное давление 20 МПа (ОАО «Людиновский Агрегатный Завод»);

Таблица 1 - Характеристика пар трения скольжения объемных гидромашин

Тип гидромашин, пара трения	Материалы контртел	Характеристика пары трения			Термообработка/HRC (HV)
		$p$	$v$	$p \times v$	
НР-1250/200: Поршень- втулка	Сталь 20X / Бр. АЖ 9-4.	15	2	30	Ц/59-62
НАР-63/200: Подпятник – НД; Блок цил. – РД;  Подпятник- поршень	Бр. АЖ9-4 / Сталь X12Ф1.	1,7	7	12	О3/59-62
	Бр.ОСН10-2-3/ СтальX12Ф1.	2,9	10	29	О3/59-62
	Бр. АЖ 9-4 / Сталь 18ХГТ.	30	0, 3	9	Ц/59-62
РМНА-250/320: Подпятник – НД;  Ротор – РД; Плунжер- Ротор	Бр. АЖН 10-44 / Сталь 38Х2МЮА. Сталь38Х2МЮА / Бр ОСН 10-2-3.	1,9	12	42	Аз. HV90
	Сталь38Х2МЮА/ Бр АЖМц 11-6,5-1.	0,7	17,5	12,3	Аз.
		31	2, 1	65	Аз.
УНА-450/200: Плунжер-ротор;  Подпятник – НД	Сталь18ХГТ/ БрАЖН10-4-4. БрАЖН10-4-4/ Сталь38Х2МЮА.	33	2,5	82,5	Ц/57-63
		1,5	12	18	HV900
МРФ-400/25М1: Поршень-шатун; Поршень-гильза	Чугун А4В –1/ Сталь 18ХГТ.	45	0,05	2,25	Ц/56-62
		20	0,45	9	Ц/56-62
НА 74-90/320 Подпятник – НД	БрАЖ9-4 / Сталь X12Ф1.	1,5	11	16,5	О3/59-62
НА 74-224/320 Подпятник – НД	БрОСН 10-2-3 / СтальX12Ф1.	1,5	15	22,5	О3/59-62
Г12-2: Пластина – статор	Сталь Р6М5 – Сталь ШХ15.	700	6	4200	О3/60-64
Г12-3: Пластина – статор	СтальР6М5/ металло- керамика Ж420Х3.	700	3	2100	О3/60-64

Примечания:  $p$  – удельные давления, МПа;  $v$  – скорость, м/с;  $p \times v$ , МПах м/с; Вид термообработки: О3 – объемная закалка; Ц – цементация; Аз – азотирование; НД – наклонный диск; РД – распределительный диск.

2. НАР-63/200 – аксиальнопоршневой регулируемый насос с наклонным диском и торцовым распределением РЖ: рабочий объем – 63 см<sup>3</sup>, номинальное давление – 20 МПа (ОАО «Шахтинский за-

вод «Гидропривод»);

3. РМНА-250/320 – аксиальнопоршневой мотор-насос с нерегулируемым рабочим объемом, наклонным диском и торцовым распределением РЖ: рабочий объем 250 см<sup>3</sup>, номинальное давление 32 МПа (ОАО «Шахтинский завод «Гидропривод»);

4. УНА-450/200 – аксиальнопоршневой насос с регулируемым рабочим объемом, наклонным диском и торцовым распределением РЖ: рабочий объем – 450 см<sup>3</sup>, номинальное давление – 20 МПа (ОАО «Шахтинский завод «Гидропривод»);

5. НА74-90/320 и НА74-224/320 – аксиальнопоршневые насосы с наклонным диском и клапанным распределением РЖ: рабочий объем – 90 и 224 см<sup>3</sup>, соответственно, номинальное давление – 32 МПа (ОАО «Харьковский завод «Гидропривод»);

6. МРФ-400/25М1 – радиальнопоршневой гидромотор одно-кратного действия с постоянным рабочим объемом и цапфенным распределением РЖ: рабочий объем 400 см<sup>3</sup>, номинальное давление 25 МПа (ОАО «Людиновский Агрегатный Завод»);

7. Г12-2 и Г12-3 – пластинчатые насосы с постоянным рабочим объемом от 8 до 224 см<sup>3</sup>, номинальное давление 6,3 МПа (ОАО «Елецкий завод «Гидропривод»).

Дополнительная информация по применяемым в аксиальнопоршневых гидромашинах материалам:

– 310.56; 310.112; 3031.56 (ОАО «Пневмостроймашина», г. Екатеринбург) – Сплав АК7Ц9 ГОСТ 1583-89, Бронза Бр012 ТУ 48-26-15-77, Латунь ЛМцКСН 58-3-1,5-1,5-1 ТУ 48-21-775-85, Сплав АК7Т9 ГОСТ 1583-89;

– 410.112; 310.224; 311.224М (ОАО «Стройгидравлика, г. Одесса) – Бронза Бр 012, Бр АЖН 10-4-4 ГОСТ 18175-78, Сталь 38Х2МЮА (азотирование);

– ГСТ 90 (ОАО «Гидросила», г. Кропивницкий) – втулка торцевого уплотнения Бр 05С25 ГОСТ 613-79, дно приставное – прутки ГКРН-80НД (ЛМцКНС58-3-1,5-1,5-1 ТУ48-21-275-85), пята ЛМцСКА58-2-2-1-1, втулка сферическая и втулка – ЛМцСКА58-2-2-1-1 ТУ48-0808-99-89;

– АПМ3-33/25 (ЗАО «НИИгидропривод», г. Харьков) – поршень 30Х3ВА ТУ14-1-950-86 (Азотирование h = 0,15...0,35, HV 700), подпятник и ротор – БРАЖН10-4-4 ГОСТ 1628-78, вал – сталь 40Х ГОСТ 4543-71 (30...35 HRCэ), диски скольжения и распределительный Х12Ф1-Ш ТУ 14-19-96-90 (58...62 HRCэ).

Следует обратить внимание на то, что появление латуней типа ЛМц явилось результатом закупки бывшим СССР лицензий на насосы и гидромоторы передовых западных фирм и необходимостью создания собственных высокоэффективных трибологических материалов.

При эксплуатации ОГП при низких температурах (климатическое исполнение ХЛ, ГОСТ 1515) требования к качеству поверхности деталей должны быть повышены не менее чем на один класс [19]. Во избежание возникновения натягов в подвижных соединениях и уменьшения натягов в прессовых соединениях необходимо производить корректировку (перерасчет) исходных допусков и посадок сопрягаемых деталей, обеспечивающих работу соединения при нормальной температуре 20 °С, по методике, изложенной в ГОСТ 14892 с использованием коэффициентов коррекции *k* (таблица 2). Значение зазора или натяга определяют по формуле

$$\delta_{-40^{\circ}\text{C}} = k \cdot \delta_{+20^{\circ}\text{C}}, \quad (1)$$

где  $\delta_{-40^{\circ}\text{C}}$  – значение зазора или натяга, необходимое в соединении при температуре «минус» 40 °С,

$\delta_{+20^{\circ}\text{C}}$  – исходный зазор или натяг при температуре 20 °С.

Таблица 2 - Значения коэффициента коррекции *k* для деталей

Сопрягаемая пара деталей		Коэффициент коррекции <i>k</i>	
охватывающая	охватываемая	для зазора	для натяга
Сталь	Сталь	1,0	1,0
Сталь	Бронза	0,61	1,64
Сталь	Чугун	1,15	0,87

Рекомендуемые параметры шероховатости деталей в исполнении ХЛ: наружные поверхности  $R_z$  от 40 до 20 мкм; неподвижные соединения  $R_a$  от 2,5 до 0,63 мкм; подвижные соединения  $R_a$  от 0,16 до 0,040 мкм. В таблице 3 приведены рекомендации по выбору стального проката для изготовления деталей ОГП в исполнении ХЛ [19].

Таким образом, в объемных гидромашинных находят применение различные материалы, обеспечивающие работоспособность узлов трения скольжения и качения. В качестве химико-термической обработки сталей наибольшее распространение получили объемная закалка, цементация и азотирование. С ростом удельных давлений в парах трения скольжения вместо чугуна используются сплавы на основе меди – бронзы и латуни. Экспериментальная обработка материалов при трении скольжения контролируется на машине СМЦ-2 (ролик-колодочка), а при контактных нагрузках на четырехшариковой машине ЧШМ по ГОСТ 3722.

Одним из путей улучшения качества и снижения стоимости ремонта гидроустройств является многократное восстановление формы деталей металлопокрытиями [19]. При этом стоимость восстановленных деталей составляет 25...40% стоимости новых, достигается экономия металла, трудозатрат и производственных мощностей. К наиболее распространенным способам восстановления деталей металлопокрытиями относятся электродуговая наплавка, наплавка под слоем флюса, виброконтактная наплавка, электродуговая металлизация, хромирование и др. В ремонтной практике наибольшее распространение получила наплавка, характеризующаяся высоким коэффициентом использования металла. Наплавленный слой прочно сцепляется с материалом детали и обладает высокой твердостью. Однако наплавке присущ и ряд недостатков, связанных с высокой температурой в зоне контакта электрода с поверхностью детали, неравномерного ее распределения и значительных напряжений, вызывающих деформацию (коробление) и окисление поверхности детали. Покрытия получают газоплазменным и электродуговым напылением при температуре разогрева поверхности детали до 150...200 °С, что позволяет устранить деформацию детали.

Таблица 3 - Применение стального проката для деталей ОГП в исполнении ХЛ

Характерные детали-представители	Марка стали	Температура применения, не ниже, °С	Толщина проката, не более, мм
1. Детали, определяющие долговечность изделий, выход из строя которых оценивается как достижение изделиями предельного состояния (блоки цилиндров, диски прижимные и опорные, плунжеры, поршни, шатуны, клапаны, золотники)	18Х2Н4ВА (18Х2Н4МА)	– 100	200
	38ХМЮА (38Х2МЮА)	– 80	60
	40Х	– 60	25
	45	– 50	20
2. Детали, выход из строя которых оценивается как отказ и которые в процессе эксплуатации подлежат ремонту или замене (валы, седла клапанов, втулки, пальцы, рычаги, стаканы, винты, полукольца, корпуса)	40ХН2МА (40ХНМА)	– 80	
	40Х	– 60	25
	45	– 50	20
3. Детали, которые непосредственно определяют надежность работы ОГП	20Х	– 40	15
	20Г	– 70	10
	40Х	– 60	25
	40 Г	– 40	20
	35	– 60	15
	45	– 50	20

При ремонте из всех способов гальванопокрытий наибольшее распространение получили осталивание, при котором производительность получения электролитических осадков в десятки раз выше, чем при хромировании и при этом используются недефицитные компоненты (серная и соляная кислоты и низкоуглеродистая сталь). Наибольший опыт применения технологии осталивания накоплен в автомобильной промышленности.

Хромированные покрытия обладают высокой коррозионной стойкостью и износостойкостью,

необходимыми для прецизионных пар гидроустройств ОГП мобильных машин.

Технология бронзирования (получения биметаллических заготовок для деталей гидромашин ОГП) разработана харьковским инженером, к.т.н. А. Ш. Шнейдерманом. Технология получения биметаллических заготовок предусматривает возможность нанесения антифрикционного слоя из высокооловянистой бронзы на основу из конструкционной стали или высокопрочного чугуна. Наплавляемый на стальную основу бронзовый слой обладает высоким уровнем сцепления на границе «сталь-бронза», высокой плотностью самого слоя, в микроструктуре наплавляемого слоя отсутствуют интерметаллические соединения и фазы на основе железа, что гарантирует заданные антифрикционные свойства готовых деталей. Технология позволяет получать качественные биметаллические изделия, работающие в тяжелых эксплуатационных условиях. Широкое применение способ получения биметаллических заготовок получил при производстве и ремонте аксиальнопоршневых гидромашин с наклонным диском и блоком цилиндров на ОАО «Стройгидравлика» (г. Одесса) и других предприятиях Украины.

Для анализа динамики ОГП воспользуемся методикой построения математической модели вращательного движения [20], трансформировав ее для привода с регулируемым насосом, применением пакета прикладных программ VisSim и заданием режимов нагружения гидромотора и изменения подачи насоса с помощью блока «map-блокнот». В математической модели приняты допущения о постоянстве принимаемых значений модуля упругости, вязкости и плотности РЖ, и не учитываются волновые процессы в трубопроводах в связи с их незначительной протяженностью. В основе построения математической модели лежат законы механики Ньютона и для РЖ закон Паскаля и уравнение неразрывности. Таким образом, выражения для давления  $p_M$  [МПа] и частоты вращения гидромотора  $n_M$  [мин<sup>-1</sup>] имеют вид

$$p_M = \int_0^t \left[ Q_H(t) - 10^{-3} V_M(t) \cdot n_M(t) - C_{пв} \cdot p_M(t) \right] \frac{E}{V_{тр}} dt, \quad (2)$$

$$n_M = \int_0^t \frac{3,6 \cdot 10^3}{J_\Sigma} \left[ \frac{1}{2\pi} V_M(t) \cdot (p_H - p_{сл}) \cdot \eta_{м.гм} - M_c \right] dt, \quad (3)$$

где  $Q_H$  – подача насоса, л/мин,

$V_M$  – рабочий объем гидромотора, см<sup>3</sup>,

$C_{пв}$  – коэффициент суммарных утечек РЖ: наружных гидромотора  $C_{м.зв}$  и внутренних насоса  $C_{н.вн}$  и гидромотора  $C_{м.вн}$ , л/(мин.МПа), а собственно утечки обозначены наружные  $\Delta Q_{м.зв}$  и внутренние  $\Delta Q_{м.вн}$  гидромотора, и внутренние утечки РЖ насоса  $\Delta Q_{н.вн}$ ,

$V_{тр}$  – объем РЖ во входной (высокого давления) полости (трубопроводе) гидромотора с условным проходом диаметром  $D_{зв}$  [мм] и длиной  $L$  [м], дм<sup>3</sup>,

$E$  – модуль упругости РЖ, вызывающий ее деформационный расход ( $\Delta Q_{нд}$  и  $\Delta Q_{мд}$ ) из-за сжимаемости в гидромашине и объеме  $V_{тр}$ , МПа,

$J_\Sigma = J_M + J_{вн}$  – суммарный момент инерции гидромотора и внешней нагрузки, кг.м<sup>2</sup>,

$p_H \approx p_M$  и  $p_{сл}$  – давление в линиях нагнетания гидромотора и слива РЖ, соответственно (давление  $p_{зл}$  принимается постоянным), МПа,

$\eta_{м.гм}$  – гидромеханический КПД гидромотора,

$M_c$  – момент сопротивления (внешней нагрузки), Н.м.

Приведенные уравнения показывают, что при оценке динамических характеристик ОГП переменными параметрами являются подача РЖ насосом  $Q_H$  и момент сопротивления  $M_c$  при учете потерь гидромотора (гидромеханического КПД –  $\eta_{м.гм}$ ) при страгивании последнего.

Для задания режимов работы ОГП воспользуемся блоками «VisSim-map», позволяющими по предварительно составленной циклограмме введение в модель адекватных по времени режимов. С другой стороны, при отработке оптимальных режимов работы ОГП блоки «map» позволяют вносить необходимые корректировки в интерактивном виде.

При этом критерием задания возможной интенсивности частоты вращения и момента сопро-

тивления (внешней нагрузки) гидромотора при пуске является ограничение по максимальному допустимому давлению согласно технической характеристике гидромашин ОГП.

При моделировании режима пуска механизма типа «грузоподъемной лебедки» нагрузка на гидромотор нарастает скачкообразно (рис. 9, а), при работе механизма типа «буровая установка» подача вращающегося гидромотором шнека может плавно изменяться (рис. 9, б), что и приводит к различному характеру изменения давления в ОГП.

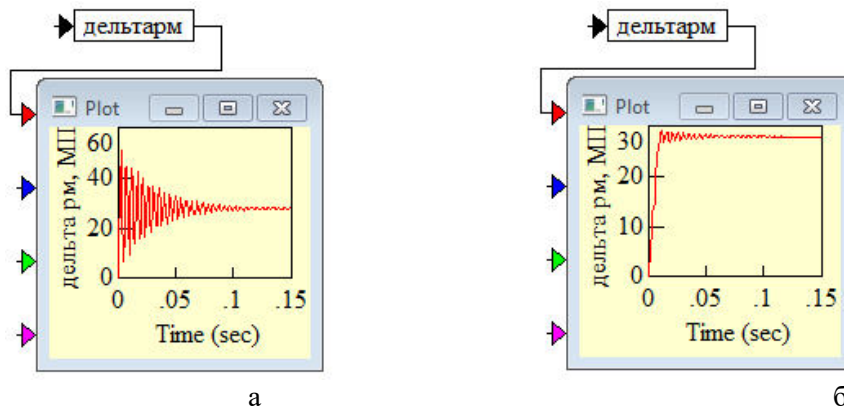


Рис. Изменение давления в ОГП от интенсивности действия внешней нагрузки на гидромотор

При этом в первом случае соотношение давлений составляет 1,82 (51 МПа и 28 МПа), а во втором 1,04 (29,2 МПа и 28 МПа). Таким образом, уже на этапе предварительного анализа динамики ОГП проектируемой машины можно снизить риски снижения надежности гидромашин путем выбора гидромотора с более высоким рабочим объемом, что приведет к уменьшению амплитуды давления при пуске.

### Выводы

1. Повышение технического уровня объемных гидромашин ведется путем реализации новых конструкторских решений и применения более эффективных материалов, упрочняющих технологий и покрытий, учитывающих специфические, в том числе климатические, особенности эксплуатации изделий. Благодаря этому за последние годы достигнут существенный прогресс в создании гидромашин на давление до 40...50 МПа по сравнению с устаревшими образцами на давление до 32 МПа.

2. Приведенный обзор применяемых материалов и химико-термических покрытий позволяют специалистам по ремонту гидромашин повысить его качество и надежность.

3. В настоящее время харьковскими предприятиями освоен ремонт радиальнопоршневых насосов типа НРР-400 и гидромоторов аксиальнопоршневого типа модели TF50 фирмы VON ROLL AG и радиальнопоршневого типа модели МН 373-JC-G4 фирмы Sundstrand с использованием современных технологий упрочнения материалов.

4. При выборе рабочего объема гидромашин для механизмов со скачковым циклом нагружения, например, лебедок подъемных кранов или мобильных подъемников с рабочими платформами, следует увеличивать запас между рабочим и номинальным значениями давления во избежание повышения последнего свыше пикового. В этой связи важен предварительный динамический расчет гидропривода, позволяющий дать оценку интенсивности колебаний давления при пуске гидроприводной машины.

### Литература

1. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 1. Загальні поняття. Терміни та визначення (ДСТУ 3455.1-96). – [Чинний від 1998-01-01]. – 48 с. – (Держспоживстандарт України).

2. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 2. Об'ємні гідромашини та пневмомашини. Терміни та визначення (ДСТУ 3455.2-96). – [Чинний від 1998-01-01]. – 61 с. – (Держспоживстандарт України).

3. Корнюшенко С.И. Эксплуатация гидравлических систем / С. И. Корнюшенко // Строительная техника и технологии. – №2. – 2012. – С. 84–86.

4. Корнюшенко С.И. Управление рабочими органами машин / С. И. Корнюшенко // Строительная техника и технологии. – №4. – 2013. – С. 170–173.
5. Савуляк В.І. Аналіз відмов гідроприводів мобільних машин / В. І. Савуляк, Н. С. Семичаснова. – Промислова гідраліка і пневматика // № 1(35). – 2012. – С. 12–14.
6. Бродский Г.С. Повышение надежности гидроприводов – средство эффективного внедрения гидравлических экскаваторов на горных предприятиях СНГ / Г. С. Бродский, Б. В. Слесарев // Горная промышленность. – № 2. – 2002. – С. 54–57.
7. Лозовский В.Н. Надежность гидравлических агрегатов / В. Н. Лозовский. – М. : Машиностроение. – 1974. – 168 с.
8. SAUER DANFOSS. Application Manual. Section 1 of Driveline Components. BLN-9855. July 1997.Rev. B – 32 p.
9. 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.
10. Hydraulic Pump Series F1 plus Fixed Displacement. – PARKER HYDRAULICS. – HY17-8218/UK, November, 2000 – 11 p.
11. Аврунин Г.А. Экстремальные параметры современного гидропривода, достигнутые концерном «Rexroth Bosch Group» / Г. А. Аврунин, И. В. Грицай, И. И. Мороз // Промислова гідраліка і пневматика. – 2006. – № 4(14). – С. 3–9.
12. Bent Axis Variable Displacement Motors H1. Frame Size 080. Frame Size 110. Technical Information. – SAUER DANFOSS. – 11037153. Rev BA. Dec. 2008. – 76 p.
13. Гидравлические изделия : каталог : ИТОН/ЧАР-ЛИНН (EATON)11-895/СУ, АМК, М. : январь 1990. – 12 с.
14. Новое поколение шарико-поршневых гидропередаточных устройств / М. Д. Борисюк, Ю. М. Бусяк, Г. А. Аврунин и др. // Промислова гідраліка і пневматика. – № 1. – 2003. – С. 66–70.
15. Героторные гидромоторы фирмы «WHITE HYDRAULICS» (США) – технические характеристики и методика расчета рабочего объема для мобильной машины / Г. А. Аврунин, И. И. Мороз, В. Г. Кучер и др. – Промислова гідраліка і пневматика». – 2011. – 4(34). – С. 88-92.
16. DISC VALVE HYDRAULIC MOTORS TYPE MS, MSY, MT, MV. M+S HYDRAULIC. – Helicon<sub>92</sub>. – 2007. – 59 p.
17. IGP INTERNAL GEAR PUMPS Series 10. Duplomatic Hydraulics. – Duplomatic Oleodinamica SpA – 12 100/298 ED. – 20 p.
18. Оборудование гидроприводов, пневмоприводов и смазочных систем. Требования к механической обработке ответственных деталей / Руководящий документ по стандартизации РД2 Г00-2-88 // ВНИИГидропривод. – М. : 1989. – 164 с.
19. Скрицкий В.Я. Эксплуатация промышленных гидроприводов / В.Я. Скрицкий, В.А. Рокшевский. – М. : Машиностроение, 1984. – 176 с.
20. Расчет, проектирование и эксплуатация объемного гидропривода: Учебн. пособие / З. Л. Финкельштейн, О. М. Яхно, В. Г. Чебан, З. Я. Лурье, И. А. Чекмасова. – Киев.: НТУ «КПИ», 2006. – 216 с.