



3(103)2014 ■ СТРОИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИИ

ТЕХНИКА

СКРЕПЕРЫ

ТЕХНИКА

НОЖНИЧНЫЕ ПОДЪЕМНИКИ



СОБЫТИЯ

ВЫСТАВКА CONEXPO

АНАЛИТИКА

ЭКСКАВАТОРЫ

ТЕХНОЛОГИИ

ХРАНЕНИЕ И ПЕРЕРАБОТКА
КАМЕННЫХ МАТЕРИАЛОВ
НА АБЗ

18+

НАСОСЫ СВЕРХВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

*Корнюшенко С.И.,
д.т.н., профессор РАЕН*

Гидрокомпоненты, работающие при давлении до 42,0 МПа, достаточно широко и подробно описаны в технической литературе, каталогах и рекламных материалах производителей.

Гидросистемы со сверхвысоким давлением (свыше 70,0 МПа) часто используются для привода малогабаритного ручного инструмента, специального оборудования, применяются в испытательных стендах и других ответственных изделиях.

При передаче одной и той же мощности от первичного двигателя к исполнительному гидромеханизму увеличение давления влечет за собой уменьшение расхода. В результате требуются меньшие типоразмеры насоса, гидродвигателей, клапано-распределительной аппаратуры, трубопроводов и т.п. Использование гидроприводов со сверхвысоким давлением позволяет существенно уменьшить габариты и массу оборудования, повысить его удельные показатели.

Развитие гидросистем со сверхвысоким давлением является одним из ключевых факторов создания компактных мощных гидроприводов и минитехники для различных отраслей экономики.

Богатый опыт создания и эксплуатации разнообразных гидроприводов показал, что сверхвысокое давление могут развивать только ограниченные виды насосов. К ним относятся поршневые и плунжерные типы. Рассмотрим эти конструкции.

Привод насосов сверхвысокого давления можно разделить на три типа, которые определяют их конструкцию: ручной (мускульный), механический, пневматический.

Насосы с ручным (мускульным) приводом

Ручные (рычажные) насосы сверхвысокого давления приводятся в действие мускульной силой человека. Они состоят из поршня, который перемещается внутри цилиндра. Движение поршня управляется рычагом. Рычаг перемещается рукой человека или ножной pedalью с возвратной пружиной. На рис. 1 приведены типовые насосы сверхвысокого давления с ручным и pedalным приводом.



Рис. 1. Насосы сверхвысокого давления с ручным и pedalным приводом компании «Энерпром»

Как в любом поршневом насосе, принцип их действия основан на всасывании и нагнетании рабочей жидкости при возвратно-поступательном движении поршня. На рис. 2 показана конструктивная схема насоса с ручным приводом.

В цилиндрической полости корпуса 9 установлен поршень 1, жестко связанный со штоком 6. Шток 6 шарнирно соединен

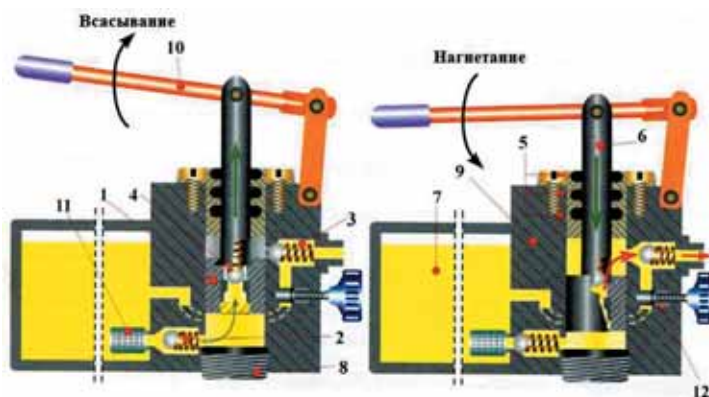
с приводным рычагом 10. В поршне 1 установлен промежуточный клапан 4, связывающий поршневую и штоковую полости насоса. Поршневая полость через выпускной клапан 2 соединена с гидробаком 7.

В таких насосах небольшой гидробак обычно является составной частью их конструкции. В гидробаке перед выпускным клапаном часто устанавливают всасывающий фильтр 11.

Штоковая полость через выпускной клапан 3 соединяется с выходным портом насоса. В крышке корпуса 9 насоса, которая служит направляющей штока 6, установлены уплотнения 5. Винтовой кран 12, расположенный в байпасном канале насоса, служит для возврата рабочей жидкости в гидробак. Для замены гидравлического масла и обслуживания насоса в корпусе 9 выполнена заглушка 8.

При перемещении приводного рычага 10 вверх шток 6 поднимает поршень 1. Впускной клапан 2 открывается, и рабочая жидкость всасывается в поршневую полость насоса. Промежуточный клапан 4 предотвращает поступление

Рис. 2. Конструктивная схема насоса с ручным приводом



жидкости из штоковой полости в поршневою.

После достижения верхней мертвой точки оператор, прилагая мускульные усилия, опускает приводной рычаг 10 вниз. Под давлением жидкости впускной клапан 2 закрывается. Промежуточный клапан 4 поднимается, и рабочая жидкость под давлением поступает в штоковую полость насоса. Она открывает выпускной клапан 3 и поступает в гидросистему. Объем вытесненной порции рабочей жидкости равен произведению площади поршня на величину его хода, т.е.

$$v_n = F_n \times l$$

Здесь:

v_n – рабочий объем поршневой полости насоса;

F_n – площадь поршня насоса;

l – ход поршня насоса.

При последующем перемещении приводного рычага 10 вверх и, соответственно, поднятии поршня 1 промежуточный клапан 4 закрывается. Рабочая жидкость из штоковой полости продолжает под давлением поступать в гидросистему. Но одновременно рабочая жидкость из бака всасывается в штоковую полость насоса. Объем вновь поступившей порции рабочей жидкости в гидросистему меньше, чем предыдущий. Он равен произведению площади поршня в штоковой полости насоса на величину его хода.

$$v_{ш} = [(F)_{п} - F_{м}] \times l$$

Здесь:

$v_{ш}$ – рабочий объем штоковой полости насоса;

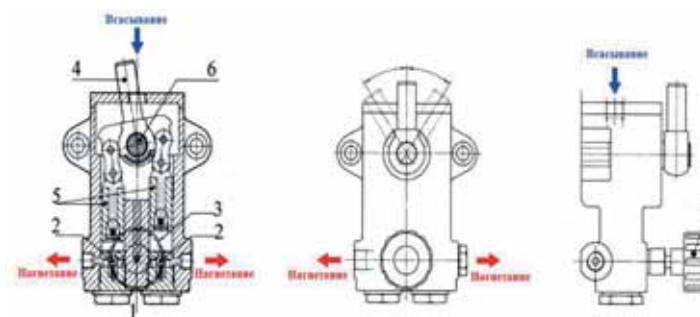
$F_{ш}$ – площадь штока насоса.

Таким образом, рабочий объем насоса при полном цикле движения поршня (вперед-назад) равен сумме рабочих объемов поршневой и штоковой полостей, т.е.

$$v = v_n + v_{ш} = [(2F)_{п} - F_{м}] \times l$$

После выполнения рабочей операции исполнительный гидроцилиндр или домкрат необходимо вернуть в исходное положение. Для этого открывается кран 12, и рабочая жидкость из гидросистемы по байпасному (обводному) каналу возвращается в гидробак. Ее движение происходит за счет действия на исполнительный гидроцилиндр сил тяжести либо мускульных усилий оператора.

Рабочий объем у таких насосов небольшой, приводной рычаг имеет относительно короткий ход, поэтому вырабатываемый расход невысокий. Тем не менее это наиболее распространенные насосы во всем мире, поскольку используются в очень многих областях промышленности. Давление, развиваемое ручными насосами, составляет от 70,0 до 280,0 МПа в некоторых специальных гидросистемах.



>>>

Рис. 3. Конструктивная схема двухступенчатого ручного насоса:

1 – обводной (байпасный) клапан; 2 – выпускной клапан; 3 – захватное устройство; 4 – приводной рычаг; 5 – поршни; 6 – ось поворота приводного рычага

Двухступенчатые ручные насосы, схема которых представлена на рис. 3, содержат два поршня, которые шарнирно соединены с коромыслом приводного рычага.

При перемещении приводного рычага влево один поршень поднимается и всасывает жидкость, а второй – опускается и нагнетает ее в гидросистему. При перемещении приводного рычага вправо, наоборот, первый поршень нагнетает жидкость, а второй ее всасывает.

Таким образом, при поочередной работе одинаковых поршней рабочая жидкость подается в гидросистему непрерывно и более равномерно, чем в одноступенчатых насосах. Из схемы на рис. 3 видно, что двухступенчатые насосы способны приводить в действие одновременно два контура гидросистемы.

В промышленности широко применяются двухступенчатые версии ручных насосов с коаксиальными поршнями различной площади. При низком давлении оба поршня нагнетают рабочую жидкость в гидросистему с большим расходом. При высоких нагрузках в гидросистему нагнетает жидкость только один поршень с малой площадью, развивая сверхвысокое давление при малом расходе.



>>>

Рис. 4. Микронасос на давление 70,0 МПа

>>>

Рис. 5. Микронасос сверхвысокого давления в буровом инструменте



Насосы с мускульным приводом используются в различных гидромеханизмах. Среди некоторых из них различные виды домкратов, статический гидродомкрат, параллелограммные механизмы подъемных платформ, малогабаритные грузоподъемные краны, прессы, лабораторное испытательное оборудование на давление до 200,0 МПа и т.п.

Насосы с механическим приводом

Механический привод насосов осуществляется электромоторами и двигателями внутреннего сгорания (бензиновыми и дизельными). Насосы сверхвысокого давления с механическим приводом выпускаются нескольких видов: аксиально-поршневые, радиально-поршневые, плунжерные.

Аксиально-поршневые микронасосы

Аксиально-поршневые насосы сверхвысокого давления выпускаются в малогабаритном исполнении (диаметр от 30 до 70 мм, длина до 110 мм). Одним из ведущих мировых производителей таких гидрокompонентов является компания Bieri (Швейцария). На примерах ее продукции рассмотрим реальные конструкции. На рис. 4 показан типовой аксиально-поршневой микронасос с наклонной шайбой.

Микронасосы развивают давление до 70,0 МПа. Их рабочий объем постоянный и в зависимости от исполнения составляет типоразмерный ряд от 0,016 до 2,2 см³. Характеристики микронасосов других производителей могут незначительно отличаться. Величину рабочего объема конкретного исполнения определяет количество поршней в насосе. Их может быть от 2 до 7 шт. Регулирование потока рабочей жидкости может осуществляться за счет изменения частоты вращения вала первичного двигателя.

Микронасосы содержат входной и выходной порты, но существуют исполнения с отверстием в корпусе, через которое происходит всасывание рабочей жидкости. Они часто применяются в бу-

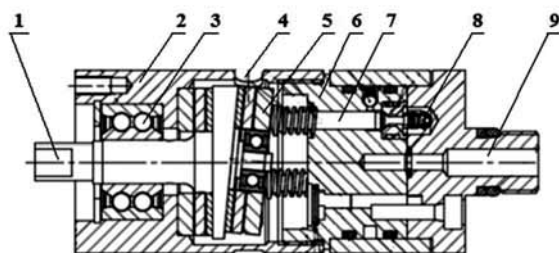


Рис. 6. Аксиально-поршневой микронасос сверхвысокого давления:
1 – приводной вал;
2 – корпус; 3 – подшипник;
4 – всасывающее отверстие;
5 – наклонная шайба;
6 – блок цилиндров;
7 – плунжер; 8 – распределительный клапан;
9 – нагнетающий канал

ровом инструменте при проходке нефтяных скважин (рис. 5).

На рис. 6 показана конструкция аксиально-поршневого микронасоса сверхвысокого давления.

Микронасосы сверхвысокого давления обладают следующими преимуществами:

- высокий КПД при низкой частоте вращения приводного вала;
- широкий диапазон частоты приводного вращения вала;
- низкий уровень шума;
- высокая долговечность;
- смазка и охлаждение насоса – от входного потока рабочей жидкости.

Они используются в гидросистемах с плотной удельной мощностью – переносных насосных и испытательных станциях (в том числе работающих от аккумуляторных батарей), авиации, подводных аппаратах, для выработки небольшого расхода в автомобилях, химической и пищевой промышленности для дозировки жидких веществ и т.п.

Специальные радиально-поршневые насосы

Радиально-поршневые насосы сверхвысокого давления имеют широкий ряд исполнений, среди них: однопоточные, комбинированные, многопортовые.

Однопоточные насосы

Радиально-поршневые насосы сверхвысокого давления обычно выпускаются с постоянным рабочим объемом и клапанным распределением потоков рабочей жидкости. Рассмотрим принципиальную конструкцию трехплунжерного насоса на примере модели PR4 компании Bosch Rexroth (Германия), представленной на рис. 7.

Насос содержит корпус 1, в котором установлен приводной эксцентриковый вал 2. В корпусе 1 размещены три одинаковых качающих узла. Качающий узел 3 состоит из цилиндра 7, закрепленного на корпусе 1, поршня 6, который перемещается внутри цилиндра 7. Поршень 6 своей пятой опирается на рабочую поверхность эксцентрика приводного вала 2. На внешнюю поверхность цилиндра 7 надета возвратная пружина 8. С одной стороны она упирается в буртик цилиндра 7, с другой – в пята поршня 6. Подвижный поршень 8 образует с внутренней полостью цилиндра 7 рабочую камеру 9. На торце цилиндра 7 со стороны всасывающей полости 10 установлен клапан 4 с запорным пластинчатым элементом 4.1, а в нагнетающей полости – шариковый напорный клапан 5.

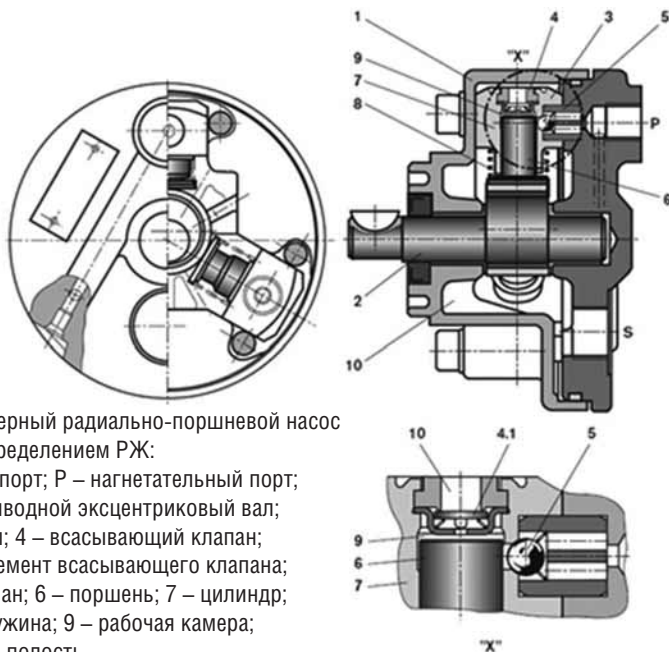


Рис. 7. Трехплунжерный радиально-поршневой насос с клапанным распределением РЖ:
S – всасывающий порт; P – нагнетательный порт;
1 – корпус; 2 – приводной эксцентриковый вал;
3 – качающий узел; 4 – всасывающий клапан;
4.1 – запорный элемент всасывающего клапана;
5 – напорный клапан; 6 – поршень; 7 – цилиндр;
8 – возвратная пружина; 9 – рабочая камера;
10 – всасывающая полость

Работает насос следующим образом. При вращении эксцентрикового вала и перемещении поршня 6 вниз под действием пружины 8 объем рабочей камеры 9 увеличивается. Давление в ней падает, и запорная пластина 4.1 отходит от уплотняющей кромки седла. Клапан 4 открывается, соединяя всасывающую полость 10 насоса с его рабочей камерой 9. Камера 9 наполняется гидравлической жидкостью. Во время движения поршня 6 вверх всасывающий клапан 4 закрывается, а напорный шариковый клапан 5 открывается. Рабочая жидкость через нагнетательный порт P поступает в гидросистему.

На рис. 8 показан типовой радиально-поршневой насос сверхвысокого давления компании Bieri (Швейцария).

Различные исполнения насосов типа BRK этой компании рассчитаны на давления 50,0; 65,0; 70,0; 85,0; 90,0 и 100,0 МПа. Типоразмерный ряд рабочих объемов – от 0,47 до 8,14 см³. Рабочий объем каждой модели определяется количеством поршней в качающих узлах. Их количество всегда нечетное и может составлять 3, 5, 7 или 9 шт. Чем больше число поршней, тем ниже пульсация потока.

Комбинированные насосы

Комбинированные насосы содержат два гидроконтур – низкого и сверхвысокого давления. При выполнении малонагруженных и холостых операций гидроконтур низкого давления, работая совместно с насосом сверхвысокого давления, обеспечивает большую скорость исполнительного механизма, создавая относительно небольшие усилия (например, подвод инструмента в рабочую зону, обратный ход гидродвигателя и т.п.). Гидроконтур сверхвысокого давления при малых расходах развивает очень большие усилия (совершается силовая рабочая операция). На рис. 9 показана гидросхема комбинированного насоса (а) и внешний вид его исполнений (б, в).

В качестве секции низкого давления в некоторых моделях используются серийные шестеренные насосы (рис. 9, б). Они крепятся непосредственно к внешней поверхности корпуса насоса сверхвысокого давления. Привод осуществляется от общего сквозного вала. На корпусе шестеренного насоса устанавливают клапанный блок, соединяя его с гидравлическими каналами обоих качающих узлов по схеме, показанной на рис. 9, а. Давление и рабочий объем шестеренного насоса выбирают исходя из приводной мощности и параметров гидравлического оборудования. Так, например, распространенные модели типа SKP компании Bieri комплектуются шестеренными насосами, развивающими давление до 10,0 МПа, а линейка рабочих



>>> Рис. 8. Радиально-поршневой насос сверхвысокого давления компании Bieri



>>> Рис. 9. Гидросхема комбинированного насоса и внешний вид его исполнений (а, б, в)
ВД – гидроконтур сверхвысокого давления; НД – гидроконтур низкого давления;
S – порт всасывания; P – порт нагнетания; T1, T2 – порты слива

объемов составляет от 4,0 до 16,71 см³/об. Секция высокого давления рассчитана на 70,0 МПа при рабочих объемах от 0,45 до 2,71 см³/об.

Другие модификации комбинированных насосов имеют встроенное исполнение качающего узла низкого давления. Его конструкция отличается от аналога для сверхвысокого давления увеличенным диаметром поршней. На внешней поверхности корпуса устанавливаются только клапанные блоки. Внешний вид таких насосов показан на рис. 9, в. Для моделей типа ККР гидроконтур низкого давления рассчитан на 16,0 МПа, а линейка рабочих объемов составляет от 0,47 до 4,60 см³/об. Секция высокого давления рассчитана на 70,0 МПа при рабочих объемах от 0,12 до 2,71 см³/об.

Комбинированные насосы сверхвысокого давления нашли широкое применение в приводах ручного гидравлического инструмента и другом аналогичном оборудовании.

Многопоточные насосы

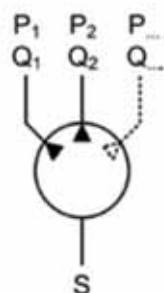
Многопоточные насосы применяются в гидросистемах, содержащих несколько гидроконтуров. Каждый контур таких гидроприводов может требовать одинаковых или различных расходов или давлений. Многопоточные радиально-поршневые насосы содержат поршневые качающие узлы, каждый из которых либо несколько из них соединяются с отдельными выходными портами нагнетания. В зависимости от комбинаций объединения качающих узлов, в том числе с различными диаметрами поршней, мож-

но подобрать требуемые расходы рабочей жидкости и настроить необходимые максимальные давления в отдельных контурах гидросистемы.

Многопоточные насосы сверхвысокого давления используются в сложном ответственном оборудовании, например, для синхронизации движения силовых домкратов при подъеме тяжелых крупногабаритных конструкций. Они также применяются для привода ручного гидрорегулятора, систем тензорных домкратов и другого подобного оборудования.

На рис. 10 показана гидросхема насоса типа MRK компания Bieri и его внешний вид. Этот радиально-поршневой насос развивает давление до $p = 100,0$ МПа. Опции насоса содержат от 3 до 12 качающих узлов, которые могут комплектоваться поршнями различного диаметра. Комбинируя количество качающих узлов и размеры поршней, в них можно

>>> Рис. 10. Гидросхема и внешний вид многопоточного радиально-поршневого насоса на 100,0 МПа:
Q1, Q2, Q...; P1, P2, P... – соответственно расход и давление в гидроконтурах 1, 2, ...
S – порт всасывания



реализовать через соответствующие порты нагнетания от 2 до 8 независимых потоков рабочей жидкости.

При общем рабочем объеме насоса 5,43 см³/об в отдельных контурах он может составлять от 0,16 до 2,71 см³/об. Следует отметить, что при давлениях ниже 65,0 МПа рабочий объем отдельных контуров насоса может достигать 3,62 см³/об за счет увеличения диаметра поршней.

Максимальная частота вращения вала насоса составляет 2000 об/мин. Высота всасывания – 500 мм.

Для привода насоса с соответствующими рабочими объемами его контуров требуется различная мощность, передаваемая первичным двигателем. Ее можно рассчитать по следующей формуле:

$$N = \frac{\Sigma(p \cdot v_i) \cdot n \cdot k}{\eta \cdot 60 \cdot 10^3}$$

Здесь:

N – потребляемая мощность насоса, кВт;

p – рабочее давление, МПа;

v_i – рабочий объем контура насоса, см³/об;

n – частота вращения приводного вала насоса, об/мин;

η – общий КПД насоса (~ 0,9);

k – коэффициент пульсации насоса.

Коэффициент пульсации зависит от количества поршней (качающих узлов) в насосе и определяется из таблицы.

Коэффициент пульсации	Количество поршней в насосе, шт.
~1,05	3
~1,1	4
~1,0	5
~1,05	6
~1,0	свыше 7

Плунжерные насосы

Плунжер – вытеснительный элемент цилиндрической формы, длина которого намного больше диаметра. Плунжерные насосы способны развивать более высокие давления, чем поршневые. В таких

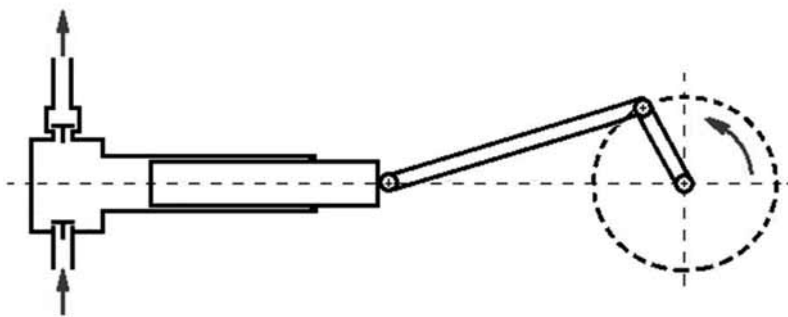


Рис. 11. Кинематическая схема плунжерного насоса с кривошипно-шатунным механизмом

Рис. 12. Внешний вид и разрез качающего узла плунжерного насоса с кривошипно-шатунным механизмом



насосах жесткие требования предъявляются к точности и чистоте обработки внешней цилиндрической поверхности плунжера. При производстве поршневых насосов наиболее важной операцией является расточка внутренних поверхностей цилиндров. Шлифовка внешних цилиндрических поверхностей технологически осуществляется легче, чем внутренних. Точность сопряжения подвижных пар качающих узлов у современных плунжерных насосов очень высокая и составляет 2-3 мкм. Давления, которые способны выдерживать плунжерные пары, достигают 200,0 МПа.

Плунжерные насосы применяются во многих отраслях экономики. В машиностроении они часто используются в силовых агрегатах, гидравлических прессах, формовочном, испытательном оборудовании и т.п.

В станкостроительной отрасли нашли применение рядные плунжерные насосы с эксцентриковым валом. При вращении эксцентриков плунжеры, опираясь на их поверхности, совершают возвратно-поступательные движения. Происходят процессы всасывания и нагнетания рабочей жидкости.

Широкое распространение в различных областях промышленности получили плунжерные насосы с кривошипно-шатунным механизмом. На рис. 11 показана кинематическая схема таких насосов.

Плунжерные насосы с кривошипно-шатунным механизмом характеризуются высокой производительностью. Они вырабатывают расход от 4 до 430 дм³/мин и более. На рис. 12 показан внешний вид и разрез качающего узла такого насоса.

Насосы с пневматическим приводом

Принцип действия насосов с пневматическим приводом основан на работе пневмогидравлического мультипликатора (усилителя), т.е. на динамическом равновесии системы «поршень пневмоцилиндра – плунжер гидронасоса». Соотношение площадей поршня пневматического цилиндра и нагнетающей рабочей жидкости плунжера определяет коэффициент усиления насоса по давлению. Часто такие насосы называют бустерными или дожимными.

В отличие от объемных насосов с механическим приводом, жестко соединенные между собой поршень пневмоцилиндра и плунжер гидронасоса обеспечивают обратную связь по давлению на выходе в системе «насос – гидропривод». При минимальном давлении в гидросистеме скорость плунжера, а следовательно, и расход насоса максимальны. Рост давления рабочей жидкости приводит к уменьшению скорости движения плунжера вплоть до полной его остановки, что соответствует нулевому расходу насоса. Важно отметить, что работа при нулевом расходе (поддержание давления в гидросистеме) является для насоса нормальным рабочим режимом.

Насосы с пневматическим приводом питаются от штатной пневмосети предприятий или отдельных компрессоров. Диапазон давлений питающей пневмосети – от 0,02 до 1,0 МПа. Развиваемое давление в гидравлическом контуре составляет 100,0-150,0 МПа, а в отдельных исполнениях превышает величину 600,0 МПа.

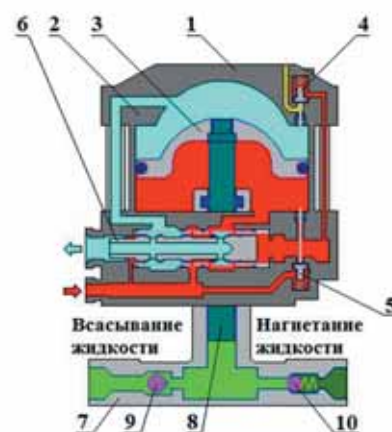
Насосы сверхвысокого давления с пневмоприводом применяются в различных отраслях промышленности – нефтегазодобывающей, химической, коммунальном хозяйстве и др. В машиностроительной гидравлике они используются в приводах станочного оборудования, гидравлических прессов, зажимов, роботов, подъемных средств, ручного инструмента, на испытательных стендах и т.п. Эти насосы эффективно используются в оборудовании, работающем во взрывоопасных условиях.

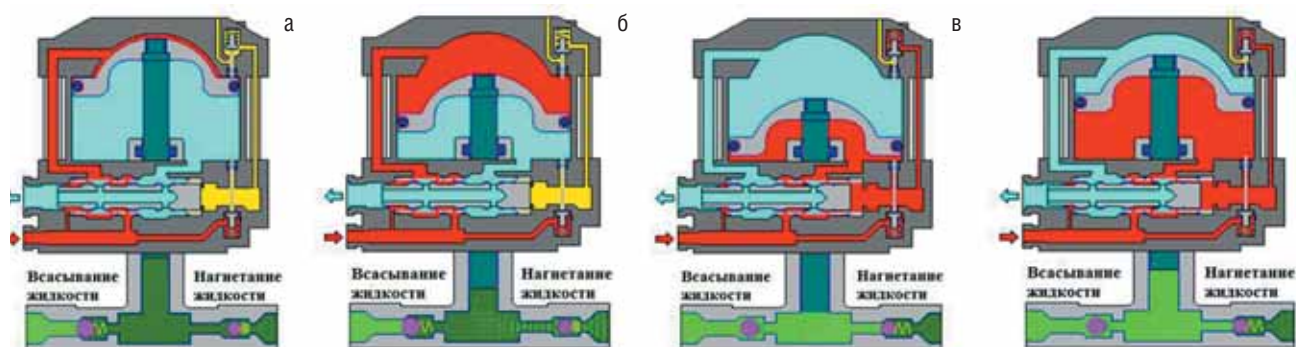
Типовая схема бустерного насоса сверхвысокого давления с пневмоприводом показана на рис. 13. Он состоит из двух частей, соединенных в единый узел, – блока пневматического привода и гидравлического плунжерного насоса.

Блок пневматического привода содержит корпус 1. В нем выполнен пневмоцилиндр 2. В пневмоцилиндре 2 установлен поршень 3, шток которого жестко связан с плунжером 8 гидронасоса. Пневмоцилиндр 2 и поршень 3 обычно выполняют из облегченных материалов – алюминия или стекловолокна. В корпусе 1 размещены управляющий золотник 6, верхний 4 и нижний 5 пилотные клапаны. Корпус 1 блока пневматического привода содержит входной и выходной порты и внутренние каналы, по которым нагнетается сжатый воздух и удаляется отработанный. Выходной порт может соединяться с глушителем (на рис. 13 не показан).

К блоку пневмопривода жестко крепится корпус гидронасоса 7 с установленными в нем клапанами всасывания 9 и нагнетания 10. В корпусе гидронасоса 7

Рис. 13. Схема бустерного насоса сверхвысокого давления с пневмоприводом: 1 – корпус пневмопривода; 2 – пневмоцилиндр; 3 – поршень пневмоцилиндра; 4 – клапан пилотный верхний; 5 – клапан пилотный нижний; 6 – золотник пневмопривода; 7 – корпус гидронасоса; 8 – плунжер гидронасоса; 9 – клапан всасывания РЖ; 10 – клапан нагнетания РЖ





>>>

Рис. 14. Схема работы бустерного насоса с пневмоприводом

выполнен цилиндр, в котором размещен плунжер 8. Они образуют качающий узел гидронасоса.

Потактовая схема работы бустерного насоса сверхвысокого давления с пневматическим приводом показана на рис. 14.

В начале цикла (рис. 14, а) поршень 3 пневмоцилиндра 2 находится в крайнем верхнем положении. Поверхность поршня, механически воздействуя на пилотный клапан 4, держит его открытым. Пилотный клапан 4 соединяет правую торцевую полость золотника 6 с окружающей средой (желтый цвет). Золотник 6 под воздействием пружины занимает правое положение.

Сжатый воздух (обозначен красным цветом), проходя через золотник 6, по каналам блока пневмопривода поступает в поршневую полость пневмоцилиндра 2. Поршень 3 начинает движение вниз (рис. 14, б). Отработанный воздух из поршневой полости пневмоцилиндра 2, проходя через золотник 6, по каналам блока пневмопривода удаляется в окружающую среду. Движение поршня 3 заставляет перемещаться плунжер 8 гидронасоса, который вытесняет рабочую жидкость. Под давлением рабочей жидкости клапан всасывания 9 закрывается, а клапан нагнетания 10 открывается. Порция рабочей жидкости поступает в гидросистему. В начале этого такта пилотный клапан 4 под действием пружины закрывается, но



>>>

Рис. 15. Типовой насос сверхвысокого давления компании Haskel

золотник 6 остается в правом крайнем положении.

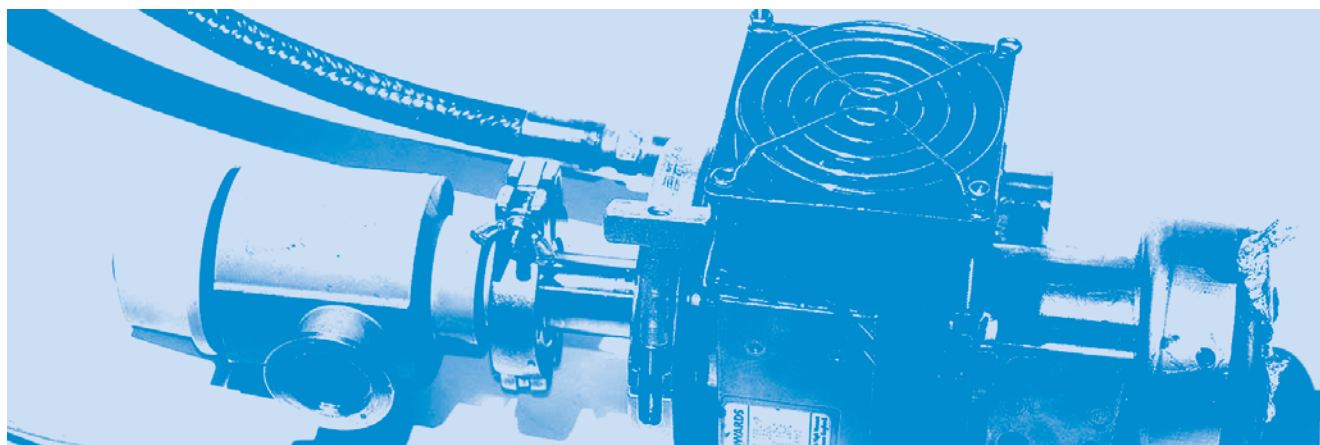
Достигая своей нижней точки, поршень 3 механически воздействует на пилотный клапан 5 (рис. 14, в). Он открывается, и сжатый воздух поступает в правую торцевую полость золотника 6. Преодолевая сопротивление пружины, воздух, находясь под давлением нагнетания, перемещает золотник 6 в крайнее левое положение. Коммутация внутренних каналов изменяется, и сжатый воздух поступает в штоковую полость пневмоцилиндра 2.

Поршень 3 начинает движение вверх, вытесняя отработанный воздух из поршневой полости пневмоцилиндра 2 (рис. 14, г). Вместе с поршнем 3 поднимается плунжер 8, создавая разрежение рабочей жидкости в гидравлическом контуре насоса. Под действием давления в гидросистеме клапан нагнетания 10 закрывается, а клапан всасывания 9 открывается. Новая порция рабочей жидкости поступает в качающий узел насоса.

Заняв крайнее верхнее положение, поршень 3 механически воздействует на пилотный клапан 4 и открывает его. Сжатый воздух из торцевой полости золотника 6 удаляется в окружающую среду. Одновременно закрывается пилотный клапан 5. Золотник 6 под действием пружины вновь занимает крайнее правое положение, и технологический цикл повторяется (рис. 14, а).

Ведущим производителем и разработчиком насосов сверхвысокого давления является компания Haskel (США). Она выпускает несколько десятков моделей таких насосов с различными параметрами и опциями. На рис. 15 показано фото типового насоса этой компании.

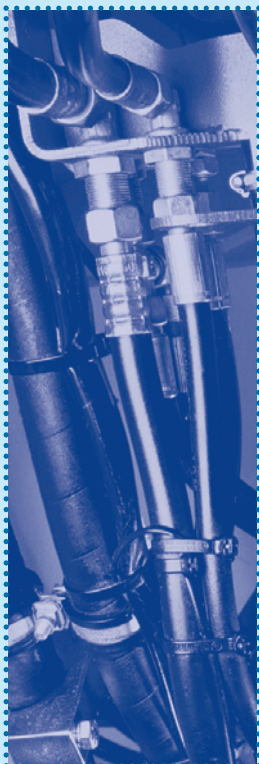
Насосы сверхвысокого давления компании Haskel предназначены не только для работы с гидравлическими минеральными маслами. Они способны перекачивать воду и различные химические жидкости, в т.ч. агрессивные. **СТТ**





БАЗОВЫЕ МЕТОДЫ УПРАВЛЕНИЯ ГИДРОПРИВОДОВ

1. Основные свойства рабочих жидкостей, Часть 1
2. Основные свойства рабочих жидкостей, Часть 2
3. Режимы всасывания гидронасосов
4. Динамические режимы работы гидронасосов, Часть 1
5. Динамические режимы работы гидронасосов, Часть 2
6. Распределение мощности при регулировании насосом
7. Шум в гидросистемах
8. Классификация гидроцилиндров
9. Управление гидроцилиндров



РЕЖИМЫ ВСАСЫВАНИЯ НАСОСОВ

Всасывание рабочей жидкости во всех насосах является одним из ключевых процессов в работе любого гидропривода. От режимов всасывания зависят физические свойства жидкости и технические показатели насоса. Иногда внутренняя конструкция насосов позволяет вырабатывать значительный расход и развивать высокое давление, но не обеспечивает эффективное всасывание.

Высокая частота вращения приводного вала (от 400 до 3600 об/мин и более) делает невозможной установку динамических уплотнений между подвижными парами качающего узла. При таких режимах уплотнения изнашивались бы очень быстро. Вместе с тем для преодоления сил трения в уплотнениях движущихся частей насоса необходима неоправданно значительная энергия.

Отсутствие уплотнений в качающем узле, с одной стороны, способствует большему сроку службы насоса, но с другой – оно отрицательно сказывается на качестве всасывания из-за внутренних утечек рабочей жидкости через неизбежные зазоры.

Если во входной порт насоса поступает недостаточный по величине поток рабочей жидкости, во всасывающую линию гидросистемы устанавливают дополнительный насос. Его часто называют дожимным или насосом подпитки. Этот дополнительный насос полностью обеспечивает расход, требуемый для всасывания основного насоса, развивая небольшое давление.

В качестве примера использования такого технического решения можно привести замкнутую схему гидростатических трансмиссий. Они широко используются в мобильной технике и станочном промышленном оборудовании. В гидростатических трансмиссиях поток от силового насоса поступает в гидромотор. В нем небольшая часть рабочей жидкости через неизбежные зазоры между движущимися парами уходит в дренажную линию (внутренние утечки), которая непосредственно сообщается с гидробаком. В результате из сливной гидролинии во входной порт насоса поступает недостаточное количество жидкости. Чтобы восполнить утечки, устанавливают небольшой насос подпитки, который постоянно пополняет всасывающую линию силового на-

Корнюшенко С.И.,
д.т.н., профессор РАЕН

SUCKING REGIMES OF PUMPS

Kornyushenko S.I., RANS professor

In the article are considered sucking regimes of hydraulic technique pumps, here are explained physical laws of cavitation formation and resulting negative phenomena, are shown technical decisions, which usage provides a correct pumps exploitation, is given a calculation formula of the length of a sucking branch pipe.

соса рабочей жидкостью из бака. Насос подпитки обычно встраивают непосредственно в корпус силового насосного агрегата для закрытых гидросхем.

На величину всасывающего потока влияют физические и конструктивные параметры.

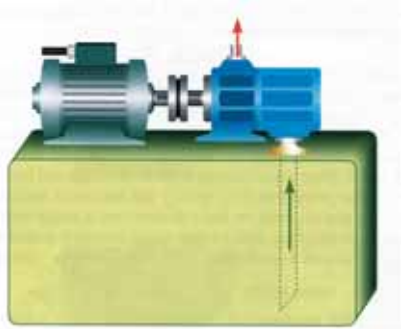
Низкое давление всасывания, создающее разрежение (вакуум) жидкости, неизбежно приведет к явлениям аэрации и кавитации, которые негативно влияют на штатную работу насоса и интенсивно разрушают его металлические части. Чрезмерно высокое давление всасывания увеличивает сопротивление и снижает общий КПД насоса.

Обратимся к рис. 1. На нем показана шкала распределения атмосферного, абсолютного и относительного давлений. Рассмотрим насос, абсолютное давление всасывания которого составляет $P_{аб} = 0,85$ бар. Следует подчеркнуть, что эта величина является суммой абсолютного и относительного давлений. Величина $P_{ат} = 0,85$ бар является значением атмосферного давления, отсчет которого ведется от 0 бар. Давление во всех гидросистемах измеряется по относительной шкале $P_{от}$ (0 бар от относительного давления = 1 бар абсолютного



Рис. 1. Абсолютное давление всасывания гидравлических насосов





>>>

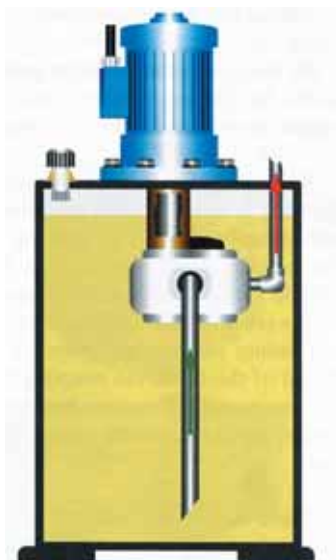
Рис. 2. Схема установки насоса выше уровня рабочей жидкости в баке

давления, т.е. $P_{от} = P_{аб} - 1$). Таким образом, величина абсолютного давления $P_{аб} = 0,85$ бар соответствует $P_{от} = 0,85 - 1 = -0,15$ бар относительного давления. Из этого утверждения следует, что величина отрицательного относительного давления (вакуум жидкости) не может быть меньше -1 бар.

Если насос, установленный выше гидробака, не работает, жидкость не может поступать в него, поскольку во всасывающем патрубке, так же как и в гидробаке, действует атмосферное давление. Такая схема показана на рис. 2. После запуска гидросистемы столб рабочей жидкости начинает подниматься вверх благодаря вакууму, создаваемому во всасывающем патрубке насоса. Этот вакуум возникает в результате отрицательного перепада давления между входным портом насоса и уровнем рабочей жидкости в гидробаке. В нашем случае этот перепад равен $P_{аб} = 0,85$ бар абсолютного давления или $P_{от} = -0,15$ бар относительного. В данном примере не учитывались потери давления на преодоление трения жидкости о стенки патрубка (или гибкого шланга), сил сопротивления при сужении проходного сечения патрубка, плотности жидкости и т.п.

При уменьшении абсолютного давления, например, до величины $P_{аб} = 0,7$ бар (или $P_{от} = -0,3$ бар), то есть перехода к более глубокому вакууму жидкости, ее температура повышается за счет более интенсивного трения. Увеличивается также и скорость движения рабочей жидкости во всасывающей линии. Рост этих факторов ускоряет развитие негативных кавитационных явлений, которые нарушают штатный режим работы насоса и разрушают его металлические части.

Например, кавитационному разрушению в аксиально-поршневых насосах в первую очередь подвержены торцы блока цилиндров и межкоштные перемычки распределительного диска (полусферы). На их поверхностях образуются глубокие питтинги (ямки, углубления) и выколы. Причем часто при мощной кавитации разрушение деталей происходит



>>>

Рис. 3. Схема установки насоса в гидробаке и насосная станция с всасывающим фильтром:

1 – гидробак; 2 – всасывающий фильтр; 3 – всасывающий трубопровод; 4 – насос; 5 – напорный трубопровод; 6 – электродвигатель привода насоса; 7 – блок гидрораспределителей; 8 – манометр; 9 – сливной фильтр; 10 – указатель загрязненности рабочей жидкости; 11 – заливная горловина с воздушным фильтром-сапуном и металлической сеткой; 12 – указатель уровня и температуры рабочей жидкости

длит за очень короткое время – от 20 минут до 1 часа работы насоса.

При возникновении кавитации в трубопроводах сопротивление движению жидкости в них значительно возрастает. Соответственно, уменьшается пропускная способность. При небольших диаметрах всасывающих трубопроводов образуются газовые пробки, и движение газовой-жидкой среды происходит чередующимися импульсами.

Кавитация рабочей жидкости во время всасывания наступает при ее отрыве от рабочего элемента насоса – поршня, зубьев, лопасти (пластины) и других вытеснителей, т.е. происходит разрыв потока. Причины разрыва потока зависят от величины давления всасывания, вязкости и скорости движения жидкости, конструктивных особенностей насоса.

Напомним, что кавитация – это явление при котором в результате резкого падения давления в локальной области из жидкости интенсивно выделяются парогазовые пузырьки. Происходит вскипание т.е. разрыв жидкости. Попадая затем в зону повышенного давления, паровые пузырьки мгновенно конденсируются, а газовые – сжимаются (схлопываются). Микроскопические частицы жидкости перемещаются к центру пузырьков с большой скоростью. Кинетическая энергия частиц жидкости в момент схлопывания пузырьков вызывает местные гидравлические микроудары. В этот момент в центре пузырьков скачкообразные забросы местного давления и температуры могут достигать соответственно 1500-2000 бар и 1000-1500 °С.

Если кавитационные явления происходят вблизи стенок трубопровода и деталей насоса, можно сказать, что их поверхности подвергаются непрерывным гидравлическим микроударами («бомбардировкам»), которые вызывают разрушение металла. Воздействие высоких локальных температур на пузырьки нерастворенного в жидкости воздуха, а кислорода в нем почти в 1,5 раза больше, чем в окружающей атмосфере, вызывает интенсивное окисление, которое образует коррозию на металлических поверхностях. Кроме того, при воздействии гидравлических микроударов на металлические поверхности разрушается их защитная масляная пленка. В результате окислительный процесс, а следовательно, и образование коррозии прогрессируют.

Загрязнение рабочей жидкости твердыми частицами ускоряет появление кавитационных явлений. На поверхностях этих частиц адсорбируется тонкий слой воздуха, т.е. увеличивается его концентрация на поверхности раздела двух сред. Попадая в зону пониженного давления, твердые частицы становятся дополнительными очагами возникновения кавитации. Поэтому очевидно, что значительные размеры и большое количество твердых загрязняющих частиц помимо негативного влияния на надежность гидрокомпонентов провоцируют раннее возникновение кавитации.

Таким образом, для предотвращения кавитации в насосах давление всасывания должно обеспечить неразрывность входного потока рабочей жидкости. Другими

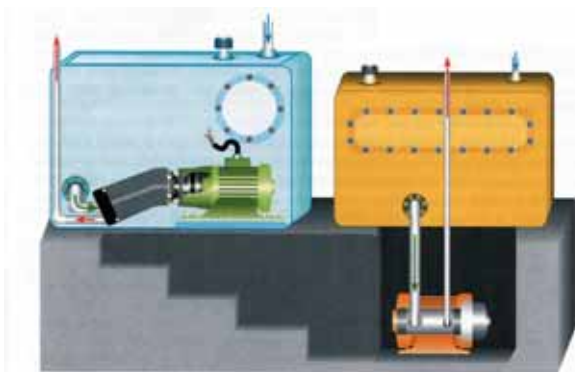


Рис. 4. Схемы установки насосов непосредственно в гидробак и ниже его уровня

словами, давление всасывания должно быть выше всех гидравлических потерь, включая сопротивление, обусловленное инерцией движущейся жидкости. Вместе с тем давление всасывания должно обеспечить движение столба жидкости по трубопроводу из гидробака в насос. В современных насосах абсолютное давление всасывания составляет от 0,75 до 0,9 бар или относительное – от –0,25 до –0,1 бар (рис. 1).

На всасывающие свойства насосов оказывают заметное влияние и конструктивные факторы.

Всасывающие гидромагистраль насосов должны обладать большим проходным сечением (внутренним диаметром) по сравнению с напорными трубопроводами и рукавами высокого давления. Они должны иметь минимальные количества внутренних сужений (соединительных муфт, фитингов, адаптеров) и изгибов. Внутренние сужения во всасывающем трубопроводе приводят к созданию локальных перепадов давления, которые увеличивают гидравлическое сопротивление. Если изгибы трубопроводов неизбежны, их радиус должен быть максимально боль-

шим. Общая длина всасывающего трубопровода не должна превышать 800 мм. Площадь проходного сечения всасывающего трубопровода должна обеспечить максимально допустимую скорость движения рабочей жидкости.

Насосы с низкими самовсасывающими характеристиками обычно располагают внутри гидравлического бака и часто ниже уровня рабочей жидкости. Электродвигатели привода насоса устанавливаются на верхней крышке гидробака. На рис. 3 показана схема установки насоса в гидробак и в качестве примера – насосная станция с всасывающим фильтром, шестеренный насос которой расположен непосредственно в гидробаке.

Используя герметичные электродвигатели, их размещают вместе с насосами внутри гидробаков. Но чаще для улучшения всасывающих характеристик насос устанавливают на несколько сантиметров ниже гидробака. В этих случаях под действием веса столба жидкости в гидробаке она поступает во всасывающий порт насоса самотеком, создавая положительное относительное давление. На рис. 4 показаны такие схемы.

На мобильной технике практически всегда насос устанавливают рядом с гидробаком ниже уровня рабочей жидкости. Если компоновка машины не позволяет установить гидробак в непосредственной близости от насоса, всасывающий трубопровод делают с большим проходным сечением с минимальным количеством изгибов, чтобы избежать повышенных гидравлических сопротивлений. Такой подход существенно улучшает всасывающие параметры гидросистемы. В качестве примера на рис. 5 показано расположение гидробака на раме коленчатого автоподъемника. Насос расположен под рамой на коробке отбора мощности (на рис. 5 не виден). К нему подводится гибкий всасывающий рукав большого диаметра.

Высота всасывающего патрубка (шланга) может быть рассчитана по формуле Бернулли:

$$h_{вс} = \left(\frac{p_{вс}}{\rho} - \frac{v^2}{2g} \right) \cdot \frac{1}{1 + \frac{p_l}{\rho}}$$

Здесь:

$h_{вс}$ – высота всасывающего патрубка, см;
 $p_{вс}$ – максимальное абсолютное давление всасывания насоса (паспортное значение), бар;
 ρ – плотность рабочей жидкости, кг/дм³;
 v – средняя скорость движения жидкости между гидробаком и насосом, м/с;
 g – ускорение свободного падения, м/с²;
 p_l – величина падения (перепада) давления всасывающего потока на одном погонном метре патрубка, (даН/см²)·м, или бар·м, или (кгс/см²)·м.



Рис. 5. Расположение гидробака на мобильной машине: 1 – гидробак; 2 – всасывающий рукав



Рис. 6. Всасывающие корпусные фильтры и фильтроэлемент

Чтобы существенно уменьшить количество и размер твердых частиц в жидкости, ускоряющих появление ее кавитации, на всасывающем трубопроводе устанавливают фильтр. Это компромиссное решение. С одной стороны, фильтр поглощает значительное количество больших твердых частиц, с другой – создает дополнительное сопротивление во всасывающей линии насоса. Но соответствующие расчеты позволяют подобрать конструктивные параметры всасываю-

щей системы и обеспечить работу насоса в оптимальных режимах.

В качестве всасывающих фильтров часто используют конструкции с металлической сеткой. Такой фильтр, установленный в баке насосной станции, показан в качестве примера на рис. 3. Обычно размеры ячеек металлической сетки обеспечивают степень фильтрации от 40 до 90 мкм. Такие фильтры долговечны и после промывки могут использоваться 3–4 раза

В дорогостоящей мобильной технике, работающей в тяжелых эксплуатационных условиях, во всасывающей линии между гидробаком и насосом часто устанавливают фильтры в корпусном исполнении. Благоприятные условия всасывания обеспечивает подпор столба жидкости в баке.

Конструкция корпусных всасывающих фильтров схожа со сливными, и нередко они имеют двойное назначение. Но заменяемые фильтроэлементы для всасывающих линий имеют тонкость фильтрации 10, а иногда и 5 мкм. В качестве фильтрующего элемента используется специальная бумага или синтетические материалы.

Всасывающие фильтры снабжаются визуальными или электрическими датчиками загрязнения. При недопустимом засорении фильтроэлемента его необходимо немедленно менять во избежание быстрого выхода из строя насоса. На рис. 6 показаны всасывающие фильтры и фильтроэлемент для них.

Соблюдение необходимых условий всасывания при проектировании и эксплуатации гидравлической техники существенно улучшает ее надежность и эффективность использования. **СТТ**



CLASSIFIED

www.mediaglobe.ru

www.mediaglobe.ru

www.mediaglobe.ru

www.mediaglobe.ru

По вопросам размещения рекламы в рубрике

CLASSIFIED

обращаться в рекламный отдел
по телефону
(495) 961-2262

An advertisement for Gorniy Tekhnab Holding. It features a large yellow mobile crushing and screening machine. The text includes: "Горный Технаб Холдинг", "мобильное дробильно-сортировочное оборудование", "ПРОИЗВОДСТВО МЕТАЛЛИЧЕСКИХ СИТ всех типов и размеров", "BRUCE & BELL", "MAXIMUS CRUSHING & SCREENING", "gtholding.ru", "direct@gtholding.ru", "maximusscreening.ru", "info@maximusscreening.ru", "+7(495)574-01-05", "+7(495)784-95-05".