

МНОГОСТУПЕНЧАТЫЙ ШЕСТЕРЕННЫЙ МОТОР-НАСОС ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ УСТАНОВОК ГИДРООБРАЗИВНОЙ РЕЗКИ

Мулюкин Виктор Леонидович, ст.преподаватель

Карелин Дмитрий Леонидович, к.т.н., доцент

*Набережночелнинский институт (филиал) ФГАОУ ВПО «Казанский
(Приволжский) федеральный университет»*

Произведён сравнительный анализ насосов и механизмов сверхвысокого давления для гидроструйной обработки материалов. Описаны причины возникновения пульсаций объёмной подачи и давления потока рабочей жидкости. Предложен один из способов повышения равномерности объёмной подачи рабочей жидкости и уменьшения амплитуды пульсации давления, путём использования многоступенчатого объёмного шестерённого мотор-насоса.

Ключевые слова: сверхвысокое давление, гидроструйная обработка, многоступенчатый мотор-насос, мультипликатор давления, плунжер, пульсация давления.

В настоящее время на производстве при обработке (резке) различных материалов всё более широкое распространение получают лазерные, плазменные, электроэрозионные и гидроструйные технологии. В основе каждой из этих технологий лежат разнородные физические процессы воздействия на материал. Это расплавление материала узконаправленным потоком излучения или ионизированной газовой дугой, эрозия металла под действием электрического заряда, разрушение структуры потоком жидкости с абразивом. Все указанные физические явления, лежащие в основе того или иного процесса, в конечном итоге являются определяющими для экономической эффективности производства.

Гидроструйная обработка в сравнении с другими технологиями обладает рядом преимуществ [1]:

- широкий спектр разрезаемых материалов, начиная со сверхтвёрдых сталей и сплавов и заканчивая композитами;
- возможность реза тонколистовых материалов в пакете из нескольких слоев по сложному контуру;
- не высокая температура в зоне реза, порядка 60÷90 °С;
- использование экологически чистых возобновляемых материалов и полное отсутствие выделений пыли и газов.

Таким образом, это делает технологию гидроструйной обработки перспективной, а исследования в этой области актуальными.

Большая кинетическая энергия струи обеспечивается высокой скоростью потока жидкости, которая в сопле режущей головки достигает 1000 м/с и более. Для этого необходимо давление, порядка 650 МПа, которое создаётся насосом сверхвысокого давления прямого действия (см. рис. 1), либо обычными насосами с применением мультипликаторов по давлению. Примерная принципиальная схема обычных насосов с применением мультипликаторов по давлению представлена на рисунке 2.

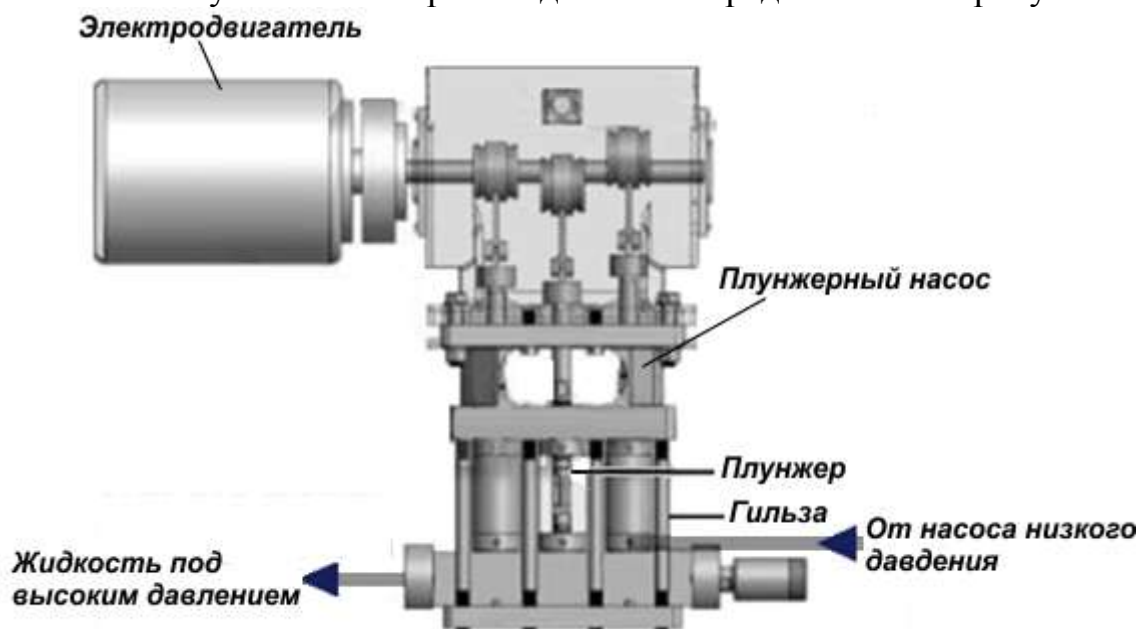


Рисунок 1 – Насос плунжерный прямого действия

Наиболее распространенные марки насосов с указанием их типа и технических характеристик представлены в таблице.

Таблица – Насосы сверхвысокого давления

Фирма производител ь	Марка	Тип действия	Технические характеристики		
			мощность, кВт	давление, МПа	подача, л/мин
Flow	HyperJet 94i	прямой	70	650	-
Flow	HyperJet 50iS	прямой	37	600	2,4
Flow	25XT	мульти- пликатор	112	415	11,3
Flow	30SA	мульти- пликатор	22	415	2,35
Böhler	Dynatronic 403	мульти- пликатор	30	400	3,4
OMAX	P4055V	прямой	30	380	4
Karcher	70M	прямой	49	300	11,2
Karcher	1000M	прямой	699	300	186

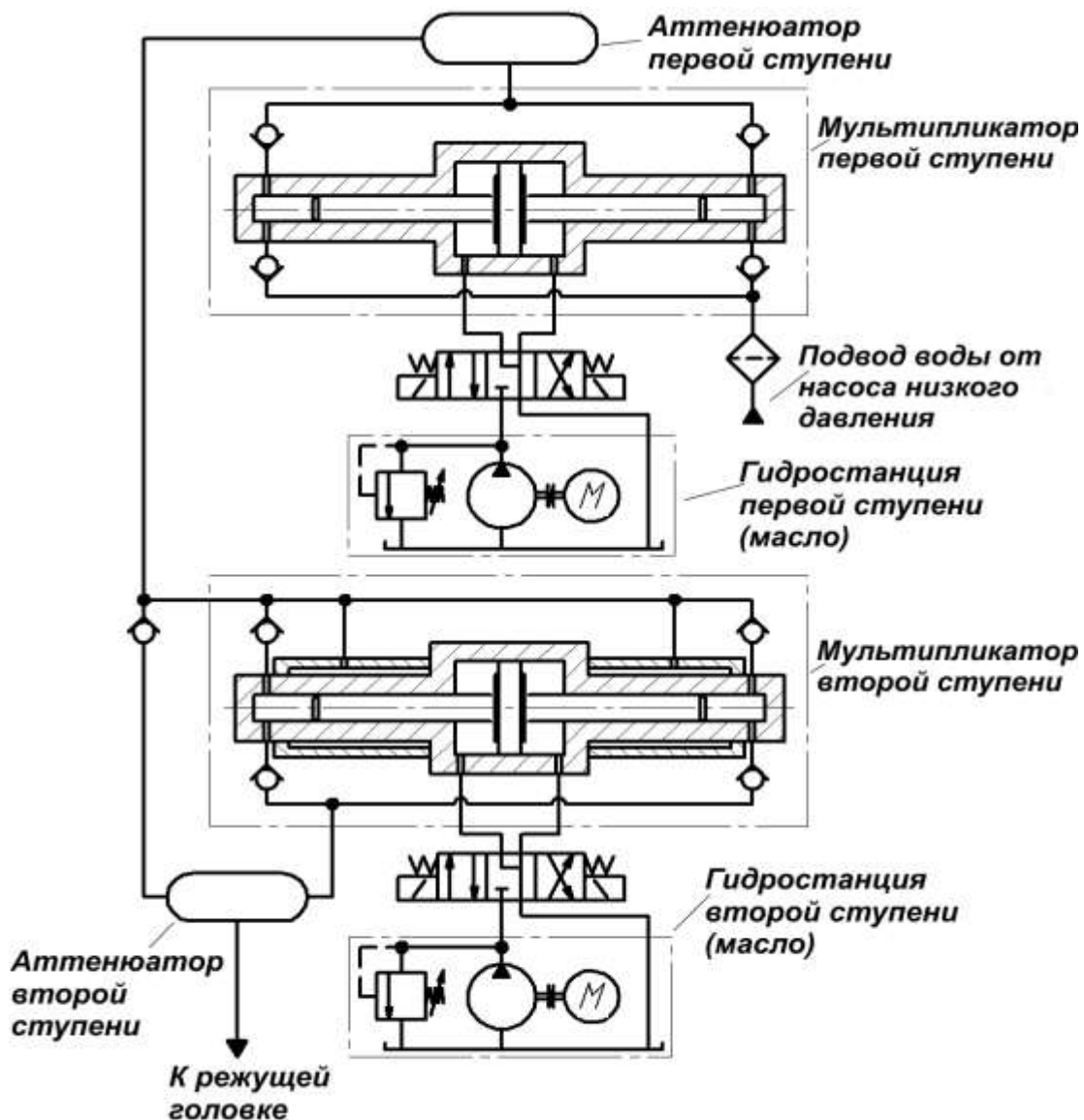


Рисунок 2 – Мультипликатор давления двухступенчатый

Использование плунжерных насосов прямого действия приводит к возникновению пульсации давления и неравномерности объёмного расхода, вызванных цикличностью рабочего процесса нагнетания рабочей жидкости [2].

Теоретическая подача Q одноплунжерного (поршневого) насоса определяются по формуле, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$Q = \frac{\pi \cdot \omega \cdot r}{4} \cdot d^2 \cdot \sin(\omega \cdot t + \gamma) + \frac{\pi \cdot \omega}{8R} (r \cdot d)^2 \sin(2\omega \cdot t + \gamma), \quad (1)$$

где ω – угловая скорость, с^{-1} ;

r – радиус кривошипа, м;

R – длина шатуна, м;

d – диаметр плунжера (поршня), м;

t – время, с;

γ – угол смещения кривошипа плунжера вокруг оси вращения, рад.

Результат расчета по формуле (1) представлен на рисунке 3. Линия 1 соответствует подаче одноплунжерного насоса с коротким шатуном ($R = r$), линия 2 – подача одноплунжерного насоса с длинным шатуном ($R = 1000 \cdot r$). Увеличение длины жесткого шатуна приводит к выравниванию распределения мгновенной подачи насоса в зависимости от угла поворота приводного вала.

Результирующая подача n -плунжерного насоса определяется по формуле:

$$Q_H = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\pi \cdot \omega \cdot r}{4} \cdot d^2 \cdot \sin(\omega \cdot t + \gamma_i) + \frac{\pi \cdot \omega}{8R} (r \cdot d)^2 \sin(2\omega \cdot t + \gamma_i) \right). \quad (2)$$

Пример расчета по формуле (2) представлен на рисунке 3. Линия 3 соответствует мгновенной подаче трёхплунжерного насоса с короткими шатунами ($R = r$), линия 4 – мгновенная подача трёхплунжерного насоса с длинными шатунами ($R = 1000 \cdot r$).

Неравномерность мгновенной подачи несжимаемой жидкости в жёстком трубопроводе для трёхплунжерного насоса подсчитанной по уравнению (2) уменьшается с 66,67% до 13,4% при изменении значения длины R шатуна от r до ∞ при неизменных остальных параметрах. Кроме того, частота пульсации суммарной подачи становится выше частоты вращения приводного вала от 3 до 6 раз соответственно (см. рис.3).

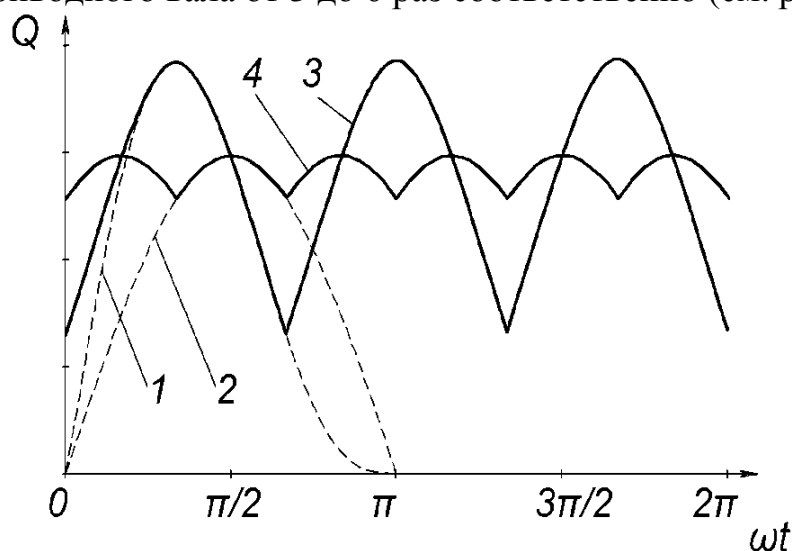


Рисунок 3 – Графики подач плунжерных насосов прямого действия в зависимости от угла поворота приводного вала

В гидравлических системах сверхвысокого давления с насосами мультипликаторами поршневого типа (см. рис. 2) подача рабочей жидкости носит равномерный характер в течение такта нагнетания, который определяется направлением хода поршня. Однако в начале и конце такта ее характер изменения стремительный. Подача резко возрастает от нуля до номинального значения в начале такта и убывает от номинального значения до нуля в конце такта. Это приводит к

возникновению пульсаций расхода и давления, а невозможность ее устранения объясняется конструктивной необходимостью требующей изменения направления движения поршня для совершения последующих тактов нагнетания.

Амплитуда пульсации подачи рабочей жидкости в поршневых насосах мультипликаторах превышает амплитуду пульсации трёхплунжерных насосов прямого действия, но частота пульсации будет значительно ниже [2].

В свою очередь, наличие пульсации приводит к увеличению инерционной составляющей потока жидкости и ее негативному воздействию на всю гидросистему. Так, например, в работе [2] указывается, что амплитуда пульсации давления на выходе из насоса вследствие инерции жидкости и наличия гидравлического сопротивления напорной гидролинии, может значительно превышать амплитуду колебания объёмного расхода.

От величины давления на выходе насоса зависит скорость потока струи на выходе из рабочей головки, которую можно определить по формуле:

$$v = \varphi \cdot \sqrt{(2/\rho) \cdot P}, \text{ м/с}, \quad (2)$$

где φ – коэффициент скорости сопла;

ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³;

P – избыточное давление перед соплом, создаваемое насосом, Па.

Изменение скорости потока струи в процессе обработки материалов приводит к нарушению ее структуры (разбрызгивание, утолщение и утончение) и неравномерному распределению по потоку абразивного материала, что сказывается на снижении точностных и качественных характеристик технологического процесса.

Установлено, что на нестационарных режимах турбулентного течения в канале прирост сопротивления трения достигает 20% по сравнению со стационарным режимом при одинаковых числах Рейнольдса [3]. Эту особенность нестационарных потоков также необходимо учитывать при оценке энергетических затрат на прокачку рабочего тела через каналы гидравлической системы, работающей в условиях пульсации расхода и давления.

Для уменьшения влияния пульсации расхода и давления рабочей жидкости используют специальные емкости высокого давления – аттенюаторы, что приводит к увеличению массы, габаритно-весовых характеристик и стоимости гидроструйных установок. В некоторых случаях наличие аттенюаторов может приводить к возникновению резонансных явлений.

Уменьшить амплитуду пульсации давления и неравномерность подачи рабочей жидкости возможно за счет применения объёмных ротационных

насосов. Однако на данный момент известные конструкции ротационных насосов без использования мультипликаторов, не могут обеспечить подачу жидкости давлением свыше 40 МПа.

Нами предложен способ получения сверхвысоких давлений (порядка 650 МПа) в гидравлической системе. Он основан на совместном использовании объёмного делителя потока [4] и многоступенчатого ротационного насоса [2], конструкция которого представлена на рисунке 4.

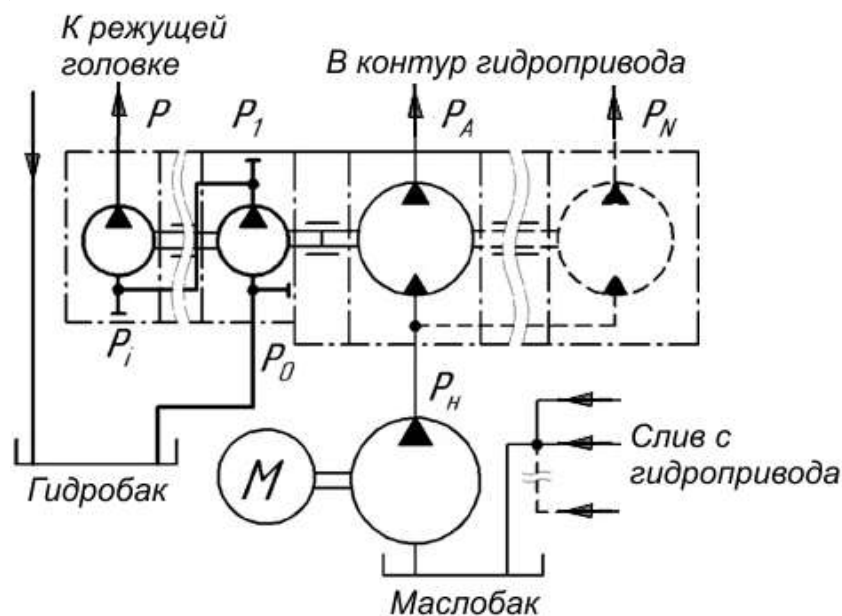


Рисунок 4 –
Шестерённый
многоступенчатый
насос сверхвысокого
давления с
гидравлическим
приводом

Мотор-насос запитан от системы силового гидропривода, что позволяет исключить дополнительный электропривод.

Количество ступеней шестерённого насоса определяется величиной требуемого давления в системе. Оно определяется по формуле:

$$n_n = P / P_1, \quad (1)$$

где P_1 – прирост давления на одной ступени шестерённого насоса, Па.

Мощность насоса гидропривода определяется суммой мощности потребляемой гидроприводом и мощности насоса гидроструйного аппарата. Равенство угловой скорости всех ступеней шестерённого насоса и его гидравлического привода обеспечивается конструкцией. Для этого определяем моменты сил, приложенные к соответствующим узлам. Моменты сил, приложенные к шестерням, зависят от потерь давлений во всех гидравлических контурах системы. Величину падения давления в каждом контуре определим по известной в гидравлике формуле:

$$\Delta P = \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d^4} \left(\sum \lambda_i \frac{L_i}{d_i} + \sum \xi_i \right) + \Delta P_A, \text{ Па}, \quad (2)$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м³;

Q – расход жидкости, м³/с;

d – диаметр трубопровода, м;

L – длина трубопровода, м;
 λ – коэффициент гидравлического трения (рассчитывается в зависимости от режима течения жидкости на участках трубопровода);
 ξ – коэффициент местного сопротивления;
 i – номер участка сопротивления;
 ΔP_A – совокупное падение давления в гидравлических аппаратах и двигателях (в сопловом насадке, на распределителях, дросселях и т.п.), Па.

В предложенном варианте гидроструйный контур имеет отдельное питание (см. рис. 4), поэтому давление перед делителем потока на остальные контуры (давление масляного насоса) будет определяться по следующей зависимости:

$$P_H = \frac{\sum_{i=1}^n \left(\frac{b_i}{b_{пр}} \cdot \Delta P_i \right)}{n_M} + \Delta P_c \cdot \frac{S_H}{S_M} \cdot \frac{r_H}{r_M} \cdot \frac{n_H}{n_M}, \text{ Па}, \quad (3)$$

где n_M – количество моторных секций;

b_i – ширина шестерен каждой моторной секции, м;

$b_{пр} = \frac{\sum_{i=1}^{n_M} b_i}{n_M}$ – приведенная (средняя) ширина шестерен секции мотора,

м;

S_H – суммарная эффективная площадь насосных секций, м²;

S_M – суммарная эффективная площадь моторных секций, м²;

r_H – эффективный радиус насосных секций, м;

r_M – эффективный радиус моторных секций, м;

ΔP_c – прирост давления в гидроструйном контуре, Па;

n_H – количество насосных секций.

Выводы.

Произведённый сравнительный анализ насосов и механизмов для гидроструйной обработки материалов показал, что существуют два основных типа – это плунжерные насосы прямого действия и поршневые насосы мультипликаторы по давлению. Ввиду своих конструктивных особенностей, насосы имеют неравномерность подачи жидкости, что сказывается на технических характеристиках технологического оборудования гидроструйной обработки. Предложенный вариант многоступенчатого шестерённого мотор-насоса обеспечивает равномерность подачи рабочей жидкости на уровне шестерённых насосов, что улучшает технические характеристики технологического оборудования.

Литература.

1. Технология гидроабразивной резки. Статья с сайта компания Flow International Corporation: [http://www.flowwaterjet.com/ru-RU/технология гидроабразивной резки.aspx](http://www.flowwaterjet.com/ru-RU/технология%20гидроабразивной%20резки.aspx)
2. Башта, Т.М. Объёмные насосы и гидравлические двигатели гидросистем: Учебник для вузов / Т.М. Башта – М.: Машиностроение, 1974. – 606 с.
3. Болдырев С.В. Волновая структура потока в трубе при наложенных пульсациях расхода [Электронный ресурс] / С.В. Болдырев, С.И. Харчук // Молодежный научно-технический вестник. – 2013. – № 11 (ноябрь 2013 г.). – URL: <http://sntbul.bmstu.ru/doc/637146.html> (дата обращения: 25.11.2013).
4. Многоконтурные системы охлаждения на основе объёмного делителя потока. / Д.Л. Карелин, В.М. Гуреев, В.Л. Мулюкин. // Автомобильная промышленность. – 2014. – №5 (май 2014 г.), с. 13-15.