

УДК 621.644:621.833.15

Ю.В. Кулешков, проф., д-р техн. наук, Т.В. Руденко, доц., канд. техн. наук, М.В. Красота, доц., канд. техн. наук, Е.В. Магонец, инж., Р.А. Осин, доц., канд. техн. наук

Центральноукраїнський національний технічний університет, г. Кропивницький, Україна

E-mail: krasotamv@ukr.net

Особенности работы и конструкции шестеренного насоса

В статье рассмотрены особенности конструкции шестеренного насоса, объясняющие его высокий уровень удельной мощности в сравнении с другими типами объемных насосов. Представлены в виде моделей характерные особенности работы шестеренного насоса, что позволило сформулировать пути дальнейшего усовершенствования конструкции шестеренного насоса в направлении повышения его технического уровня

шестеренный насос, рабочая жидкость, отсеченная полость, компрессия

Ю.В. Кулешков, проф., д-р техн. наук, Т.В. Руденко, доц., канд. техн. наук, М.В. Красота, доц., канд. техн. наук, Е.В. Магонец, инж., Р.А. Осин, доц., канд. техн. наук

Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна

Особливості роботи і конструкції шестеренного насоса

В статті розглянуті особливості конструкції шестеренного насоса, які пояснюють його високий рівень питомої потужності у порівнянні з іншими типами об'ємних насосів. Представлено у вигляді моделей характерні особливості роботи шестеренного насоса, що дозволило сформулювати шляхи подальшого удосконалювання конструкції шестеренного насоса в напрямку підвищення його технічного рівня.

шестеренний насос, робоча рідина, відсічена порожнина, компресія

Постановка проблемы. Широкое применение шестеренных насосов (НШ) в гидравлических системах машин объясняется простотой и компактностью их конструкции, самой высокой удельной мощностью среди других типов объемных насосов, высокой надежностью, малой трудоемкостью изготовления, удобством обслуживания. Однако, до сих пор не до конца изучены особенности конструкции и принципа работы НШ. Это является причиной отсутствия дальнейшего развития конструкций НШ. Следовательно, данная работа, посвященная исследованию конструкции и принципа работы НШ, несомненно, является актуальной.

Анализ последних исследований и публикаций. Базируясь на теоретических и поисковых экспериментальных исследованиях, представленных в работах [4-9], были выявлены ряд особенностей в конструкции и особенностях работы НШ, которые до сих пор не нашли вразумительного объяснения. К таким сторонам в работе НШ следует отнести особенности образования и изменения в процессе работы отсеченной полости, пульсацию подачи и давления рабочей жидкости в НШ.

Постановка задачи. Целью исследований является объяснение отдельных аспектов работы шестеренного насоса, понимание которых позволит правильно сформулировать задачи по дальнейшему повышению его технического уровня.

Базируясь на информации, полученной из научно-технических источников, а также на основе собственных теоретических и экспериментальных исследований, были установлены причинно-следственные взаимосвязи между выявленными особенностями в конструкции и принципах работы НШ.

Использовался метод мысленного эксперимента, в частности установление (отслеживание) прямых аналогий между работой простейшего поршневого насоса и принципами работы НШ. Это дало возможность по-новому взглянуть на указанные проблемы и разрешить их на данном этапе развития понятийного аппарата касательно принципов работы НШ, что даст возможность дальнейшего совершенствования технического уровня НШ.

Изложение основного материала. Шестеренный насос (НШ) относится к роторным насосам высокого давления, который часто используют в гидросистемах и гидроприводах. Шестеренный насос обладает достаточно высокими техническими характеристиками: давление, развиваемое НШ составляет $p=15...32$ МПа при рабочем объеме $V_0=1...400$ см³ и частоте вращения $n=10...60$ с⁻¹. Однако главной особенностью НШ является высокий показатель удельной мощности, который существенно выше, чем у других типов насосов. Так, насос НШ-63М, при рабочем давлении $p=20$ МПа, рабочем объеме $V_0=63$ см³, частоте вращения $n=40$ с⁻¹, габаритных размерах 187x148x134 мм и массе 4,2 кг, развивает мощность 47,4 кВт, а удельная мощность составляет 11,29 кВт/кг. И это не предел.

Как же удалось реализовать это в конструкции НШ? Чтобы ответить на этот вопрос необходимо вспомнить основные законы развития технических систем (ТС) [1, 2, 3].

Техническая система в своем развитии стремится к идеальности. Достигнув совершенства, система должна исчезнуть, а ее функция продолжать выполняться. Основные пути приближения к идеалу:

- снижение габаритов, массы, стоимости, снижение потребляемой энергии без ухудшения технических характеристик ТС, т. е. увеличение удельных показателей ТС;
- повышение количества выполняемых функций;
- «свертывание ТС» в рабочий орган;
- переход в надсистему.

Функциональный анализ ТС предполагает рассмотрение объекта как комплекса выполняемых им функций, при этом исходят из предпосылки, что в рассматриваемом объекте полезные функции всегда сопровождаются вредными и нейтральными функциями. Функциональный анализ позволяет абстрагироваться от конкретного исполнения объекта и сосредоточить внимание на его функциях. Поиск альтернативных вариантов реализации функций осуществляется с целью снижения расхода и повышения уровня выполнения функции.

Закон увеличения идеальности эффективно применяется к тому элементу, который непосредственно расположен в зоне возникновения конфликта или сам порождает нежелательные явления. При этом повышение степени идеальности, как правило, осуществляется употреблением незадействованных ранее ресурсов (веществ, полей), имеющихся в зоне возникновения задачи.

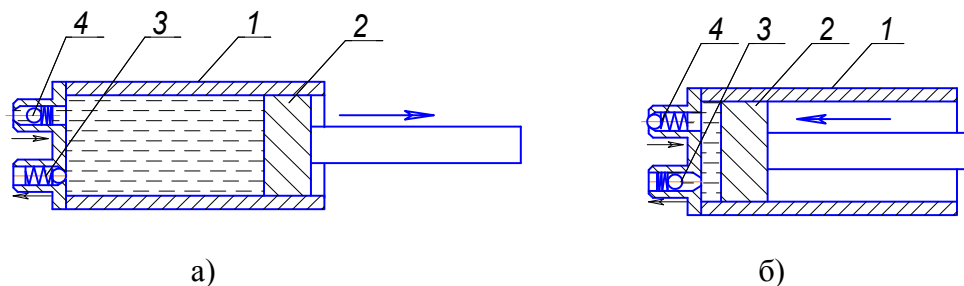
Конструкция НШ представляет собой яркий пример повышения идеальности за счет повышения количества выполняемых функций его элементов. Так, например, ведущая вал-шестерня НШ выполняет более 15 функций.

А поскольку из основных законов развития ТС следует, что нам нужна не сама машина, а та функция, которую она выполняет, то понятно, что стратегической линией развития ТС является повышение ее удельных характеристик. Снижение массы или объема ТС при сохранении ее функциональных показателей – прямой путь к росту

технического уровня ТС. Под техническим уровнем ТС будем понимать совокупность достигнутых технических показателей (характеристик) ТС в данный момент времени.

Далее рассмотрим особенности работы НШ. Для лучшего понимания и образности описания особенностей работы НШ предлагается сравнивать его с принципом работы поршневого насоса.

Представим себе простейший насос объемного типа, который состоит из гильзы 1 и поршня 2 внутри нее, который имеет возможность перемещаться вдоль продольной оси. При этом гильза может быть попеременно соединена при помощи клапанов 3 и 4 с трубопроводом низкого давления на такте всасывания рабочей жидкости (РЖ) и с трубопроводом высокого давления на такте нагнетания РЖ (рис. 1).



а)

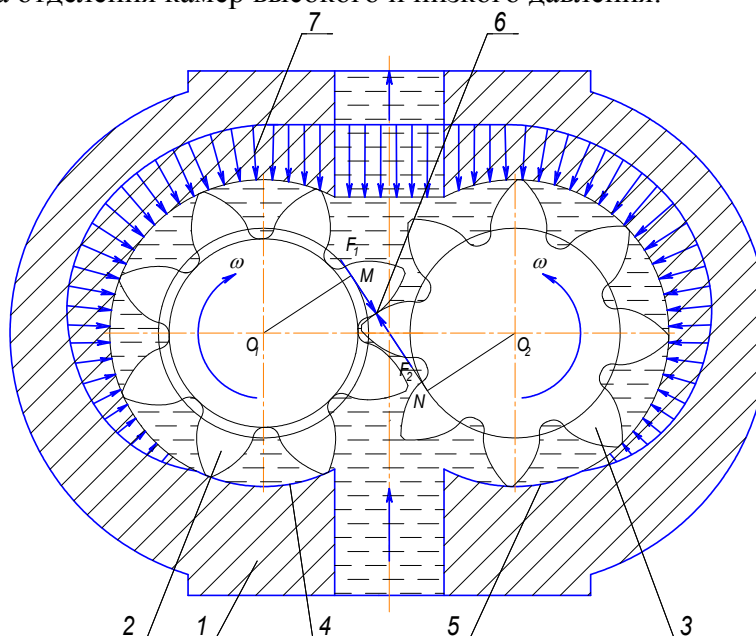
б)

а – такт всасывания; б – такт нагнетания

1 – гильза; 2 – поршень со штоком; 3 – впускной клапан; 4 – выпускной клапан

Рисунок 1 – Простейшая схема объемного насоса

А поэтому, уже на этой стадии в конструкции НШ имеются серьезные усовершенствования – это так называемое шлицевое разделение камер высокого и низкого давления. И это при том, что на осуществление этой важнейшей функции не было задействовано ни одного дополнительного конструктивного элемента. На рис. 2 представлена схема отделения камер высокого и низкого давления.



1 – корпус насоса; 2 – ведущая шестерня; 3 – ведомая шестерня; 4 – зона уплотнения окружного зазора ведущей шестерни; 5 – зона уплотнения окружного зазора ведомой шестерни; 6 – зона уплотнения межзубового зазора; 7 – зона высокого давления

Рисунок 2 – Схема шлицевого отделения камер высокого и низкого давления в НШ

Из рис. 2 видим, что под воздействием высокого давления РЖ «стремится» перетечь в сторону камеры низкого давления по двум направлениям. Первое направление утечек - это по дуге окружности корпуса между вершинами зубьев зоны 4 и 5 и второе направления утечек через межзубовой контакт шестерен 6.

Уплотнение сопряжения «вершина зуба – корпус» происходит благодаря специальному подбору зазоров в подшипниках НШ. Они подбираются таким образом, что высокое давление РЖ - 7 смещает качающийся узел в сторону камеры низкого давления, вследствие этого вершины зубьев шестерен 2 и 3 прижимаются к корпусу 1 в указанных на схеме зонах 4 и 5 (рис. 2), чем и обеспечивается уплотнение окружного зазора.

Уплотнение второго направления утечек через межзубовой контакт шестерен 6 достигается за счет точного изготовления эвольвентной поверхности зубьев, в частности такого параметра как погрешность направления зуба. Уплотнение межзубового контакта достигалось за счет передачи крутящего момента от ведущей к ведомой шестерни насоса в точке 6 (рис. 2), в результате чего возникает усилие прижатия эвольвентных профилей ведущей и ведомой шестерен.

Из вышеизложенного следует, что уплотнение указанных сопряжений происходит как бы само собой. При этом видим, что с увеличением давления степень уплотнения указанных зазоров возрастает, поскольку во многом зависит от развиваемого НШ давления.

Аналогично, для уплотнения торцовых зазоров НШ не были задействованы дополнительные конструктивные элементы – были использованы втулки, в которых расположены подшипники скольжения под цапфы шестерен. Наряду с этим, втулки своими торцами за счет соответствующего заведения давления обеспечивают уплотнение торцовых зазоров НШ.

Поскольку в конструкции НШ предусмотрено, как минимум, две шестерни, то одной из возможных моделей, описывающих принципа работы НШ, можно представить, заменив зубья шестерен системой пластин O_1A , O_2B , O_1T и O_2T (рис. 3). Этот прием был впервые предложен Т.М. Баштой [4] и далее неоднократно использовался другими авторами [5-9].

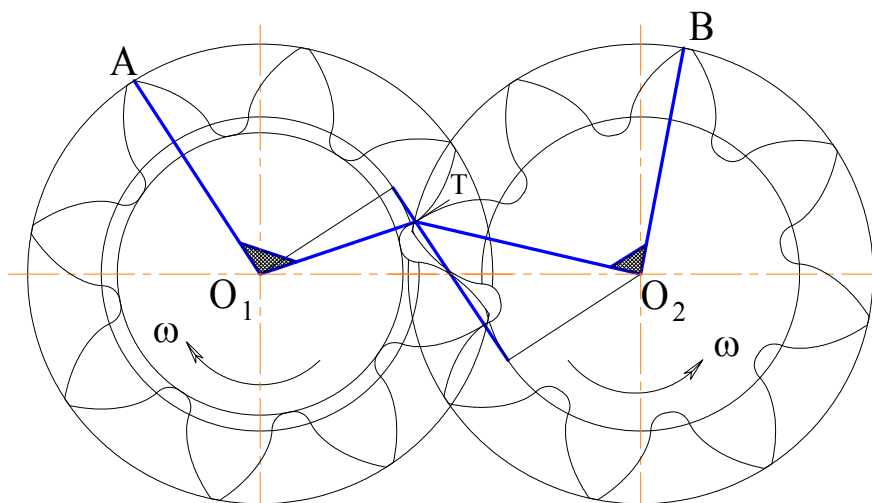
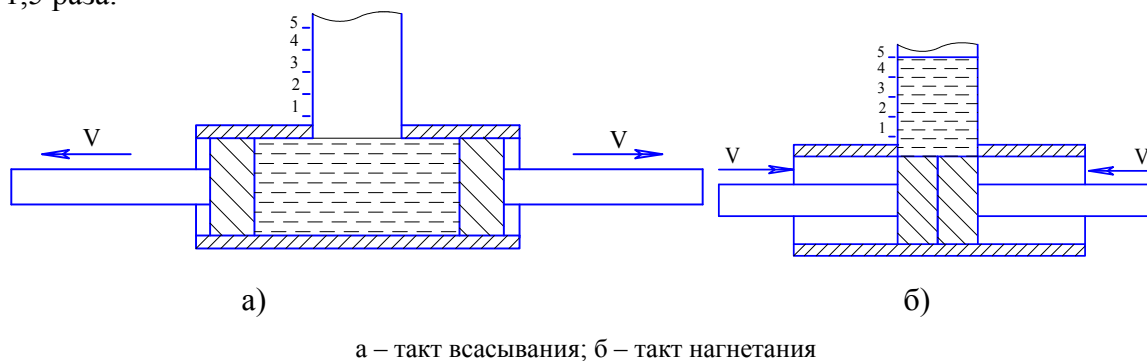


Рисунок 3 – Схема процесса подачи РЖ в НШ по Т.М. Баште [4] и Леонову А.Е. [5]

Проводя аналогию с поршневой схемой насоса, можем увидеть традиционную гильзу, но с двумя поршнями, которые движутся оппозитно: в противоположные стороны на такте всасывания и навстречу друг другу на такте нагнетания (рис. 4). Такая

конструкция при такой же скорости движения поршней обеспечивает двукратную подачу. При этом габаритные и массовые показатели такого насоса растут не более, чем в 1,5 раза.



а – такт всасывания; б – такт нагнетания

Рисунок 4 – Схема процесса всасывания и подачи в насосе с оппозитно движущимися поршнями

Дальнейшим развитием этой схемы является многостепенный НШ, который может иметь несколько входов и выходов. Удельные показатели такого насоса, как правило, существенно выше, чем у обычного НШ. На рис. 5 представлена схема трехшестеренного насоса.

Из законов развития ТС известно, что при целенаправленном усложнении ТС для повышения какого-либо ее параметра, появляются дополнительные возможности повышения технического уровня ТС. В данном случае, использование схемы НШ с тремя шестернями позволяет повысить давление, развиваемое НШ, практически в 2 раза, повысить подачу в 2 раза, снизить нагрузку на ведущую шестерню, при росте габаритных и массовых показателей НШ всего в 1,5 раза.

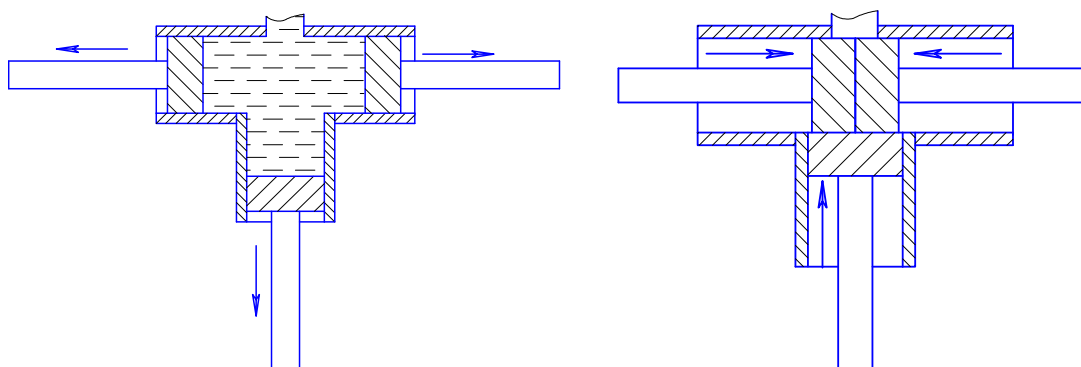
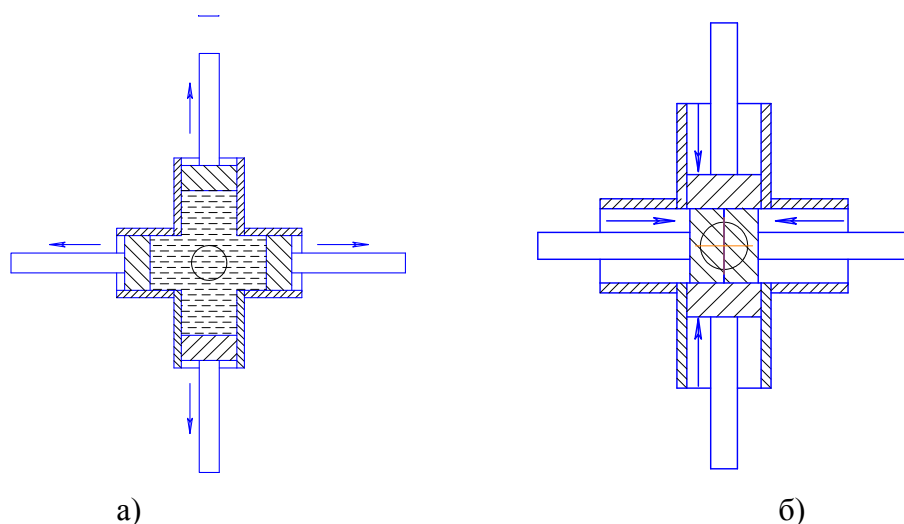


Рисунок 5 – Схема процесса всасывания и подачи РЖ в схеме НШ с тремя шестернями

Следующим этапом интенсификации процесса подачи НШ является схема НШ с четырьмя шестернями, представленная на рис. 6. Из рис. 6. видим, что в процессе перекачивания РЖ как поршень, так и гильза насоса движутся в осевом направлении, на такте всасывания - в противоположные стороны, а на такте нагнетания – навстречу друг другу. Использование такой схемы позволит увеличить скорость подачи РЖ вдвое. Отметим, что реализация такой схемы на поршневом насосе лишена смысла, поскольку приведет к резкому увеличению сложности и металлоемкости конструкции.

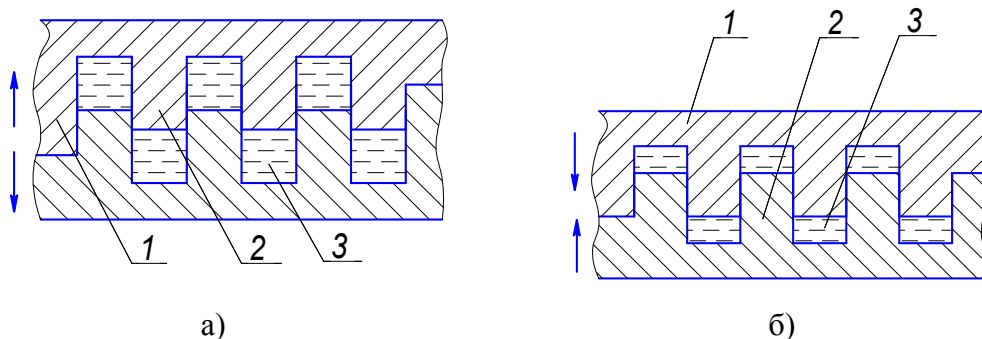
В случае же с НШ, благодаря специфическим особенностям качающего узла, такая схема с четырьмя шестернями вполне «жизнеспособна». Эмерджентность (системное качество) схемы НШ с четырьмя шестернями намного выше схемы НШ с тремя шестернями, поскольку позволяет существенно снизить габаритные размеры и массу насоса.



а – такт всасывания; б – такт нагнетания;

Рисунок 6 – Схема процесса всасывания и подачи РЖ в схеме НШ с четырьмя шестернями

Еще одна замечательная особенность конструкции и функционирования НШ состоит в степени использования ресурсов окружающей среды для повышения технического уровня НШ. Суть его в том, что была использована часть гильзы в качестве поршня насоса. Схема такого насоса представлена на рис. 7. Такой замысел реализован в конструкции НШ. Действительно, из рис. 3 видно, что нерабочая и рабочая сторона соседних зубьев играют роль гильзы в то время, как зуб, находящийся в зацеплении с рабочей эвольвентной поверхностью зуба, образующего гильзу, играет роль поршня. При этом через поворот на угол в $2\pi/z$ радиан они меняются местами.



а – такт всасывания; б – нагнетания

1 – нижний блок, 2 – верхний блок, 3 – рабочая жидкость

Рисунок 7 – Схема насоса, в котором часть одной из стенок гильзы насоса, является поршнем для другой гильзы

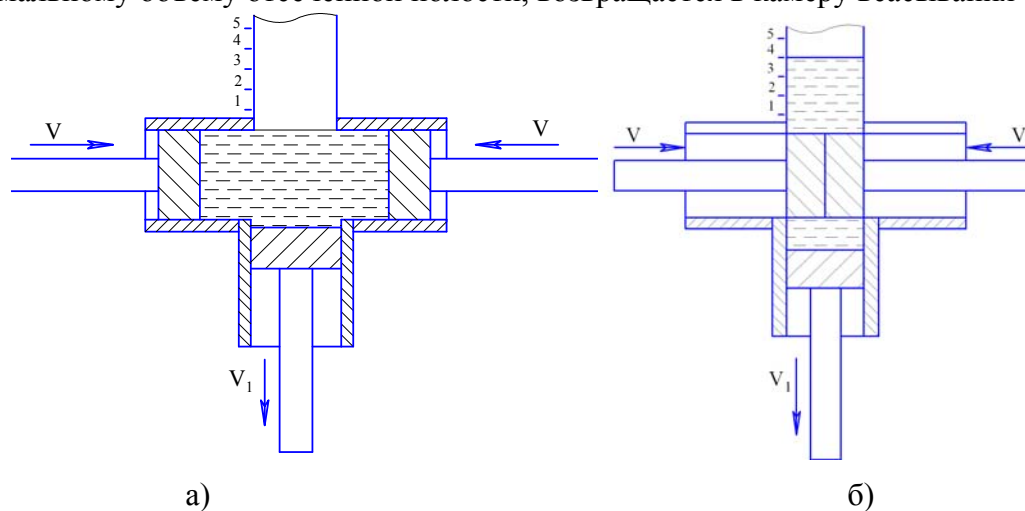
К недостаткам ТС «шестеренный насос» следует отнести образование так называемой отсеченной полости. Вследствие этого явления в работе НШ происходит уменьшение рабочего объема НШ, а также компрессия РЖ на первой стадии существования отсеченной полости. Это сопровождается резким повышением давления РЖ и увеличением нагрузки на детали НШ. Компрессия РЖ сменяется декомпрессией РЖ на второй стадии существования отсеченной полости, что сопровождается кавитацией РЖ.

Объяснение причин образования отсеченной полости до последнего времени сводилось лишь к тому, что в силу геометрических особенностей зуб шестерни не в

состоянии полностью вытеснить РЖ из межзубовой впадины [4 - 21].

Объясним явление образования отсеченной полости в причинно-следственных категориях.

Из рис. 3 видно, что пластины O_1A и O_2B , двигаясь навстречу друг другу к камере нагнетания, вытесняют РЖ, находящуюся между ними, в напорную магистраль. В этой модели ничего нового нет, и она соответствует обычной модели работы поршневого насоса с двумя поршнями и неподвижными стенками гильзы, представленной на рис. 4. Но в действительности (рис. 3) нижняя стенка «гильзы», формируемая пластинами O_1T и O_2T , подвижна. Тогда, модель работы НШ будет иметь вид, представленный на рис. 7. Из рис. 3 и рис. 7 видно, что в процессе вращения шестерен пластины O_1T и O_2T движутся в сторону от камеры нагнетания, тем самым, снижая подачу и коэффициент подачи, поскольку часть жидкости, соответствующая минимальному объему отсеченной полости, возвращается в камеру всасывания (рис. 7).



а – такт всасывания; б – такт нагнетания

Рисунок 7 – Схема процесса подачи РЖ в НШ при условии подвижной стенки гильзы, иллюстрирующая образование отсеченной полости в НШ

Следующим недостатком в работе НШ, который отмечают все авторы и который многими исследователями продолжает изучаться, является пульсация подачи и давления. Опять же, как и в предыдущем случае убедительного объяснения этого явления нет.

На объяснении природы пульсации в традиционном ее трактовании [4-21] остановимся отдельно. На рис. 3 представлена схема подачи РЖ в НШ, принципиальной особенностью которой является жесткая связь между радиусами O_1A и O_2B и радиусами $O_1T=r_1$ и $O_2T=r_2$ [5, 4]. В процессе вращения шестерен, как показано на рис. 3, РЖ, которая находится между радиусами O_1A и O_2B , вытесняется в камеру высокого давления. При этом, радиусы O_1A и O_2B жестко связаны с радиусами шестерен O_1T и O_2T . Особенностью процесса подачи РЖ в НШ, как следует из рис. 3 является то, что указанный процесс является сложным. Его можно представить, как суммарный результат одновременно протекающих двух движений элементов шестерен [21 - 23].

Первое движение – это движение зубьев шестерен до камеры высокого давления. При этом зубья шестерен, двигаясь навстречу друг другу - уменьшают объем камеры высокого давления, обеспечивая тем самым подачу РЖ в НШ. Аналог этого движения схематически представлен на рис. 4.

Начало второго движения – это момент вступление очередной пары зубьев в зацепление. Начиная с этого момента, движение зубьев шестерен, находящихся в зацеплении по отношению к камере высокого давления, происходит в сторону от нее, тем самым, увеличивая объем камеры высокого давления, противодействуя процессу подачи РЖ в НШ. Зубья шестерен, находящиеся в зацеплении, перекрывают друг друга, и поэтому отрицательный эффект от их движения снижается.

Контакт зубьев в точке зацепления является важнейшим элементом в работе НШ, поскольку в этой точке зубья шестерен непосредственно отделяют камеру высокого давления от камеры низкого давления. Особенностью процесса нагнетания НШ является то, что указанный контакт является подвижным, что является причиной образования подвижной стенки, которая отделяет камеру высокого давления от камеры низкого давления. Схема такого насоса представлена на рис. 7. На рис. 7 представлена упрощенная схема (модель) нагнетания РЖ, состоящая из нескольких одновременно происходящих движений: ведущей и ведомой шестерен, движущихся навстречу друг другу и задней стенки, движущейся в противоположную сторону, но с иной скоростью.

На рис. 8 показано, что задняя стенка препятствует процессу подачи не с постоянной скоростью, а со скоростью, подчиняющейся квадратичной зависимости, что на схеме реализовано нежестким поршнем, изменяющим свой диаметр в процессе движения по параболической зависимости.

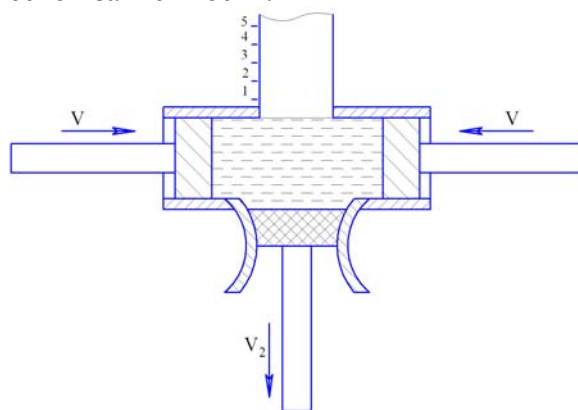


Рисунок 8 – Схема процесса подачи РЖ в НШ при условии подвижной задней стенки

Таким образом, исходя из вышеизложенного следует, что элементы шестерен, способствующие подаче, обеспечивают ее равномерно, а элементы шестерен, препятствующие подаче, обеспечивают этот процесс неравномерно по квадратичной зависимости. Этим и может быть объяснена неравномерность подачи РЖ в НШ. Еще раз подчеркнем, что речь идет о физической модели процесса подачи НШ в соответствии с традиционными представлениями об этом процессе. При этом максимальное значение подачи и давления наблюдается в полюсе зацепления – точке Р.

О наличии пульсации подачи РЖ в НШ свидетельствуют работы ряда отечественных и зарубежных исследователей [4 - 26], в которых, однако, нет объяснения механизма пульсации подачи РЖ. Нами впервые предложено объяснение механизма пульсации подачи и давления в НШ в традиционном его трактовании.

Выводы. В статье подробно рассмотрены особенности конструкции шестеренного насоса, объясняющие высокий уровень удельной мощности в сравнении с другими типами насосов. Характерные особенности принципа работы НШ представлены в виде моделей (схем работы) обычного поршневого насоса. Представленные схемы позволяют понять особенности конструкции и принципа работы НШ и сформулировать пути дальнейшего совершенствования его конструкции

в направлении повышения технического уровня.

Предложенные схемы работы позволяют объяснить такие негативные явления в шестеренном насосе как отсеченная полость, пульсация давления и подачи полости в причинно-следственных категориях.

Список литературы

1. Альтшуллер, Г.С. Поиск новых идей. Теория и практика решения изобретательских задач [Текст] / Г.С. Альтшуллер, Б.Л. Злотин, А.В. Зусман, В.И. Филатов. – Кишинев: Картя Молдавенияскэ, 1989. – 381 с.
2. Саламатов, Ю. Система развития законов творчества. В сб. Шанс на приключение [Текст] / сост. А.Б. Селюцкий. – Петрозаводск: Карелия, 1991. – 304 с. (Техника – молодежь – творчество).
3. Гліненко, Л.К. Моделювання евристичних задач проектування [Текст] : Монографія / Л.К. Гліненко, А.А. Смердов, О.М. Вибойщик; Державний ун-т «Львівська політехніка», Львівський технічний коледж. – Львів. «Телемаркет», 1997. – 222 с.
4. Башта, Т.М. Самолетные гидравлические приводы и агрегаты [Текст] [конструкция и расчет] / Башта Т.М. – М.: Гос. издат. оборонной промышленности, 1951. – 356 с.
5. Леонов, А.Е. Насосы гидравлических систем и машин [Текст] / А.Е. Леонов. – М. – К.: Машгиз, 1960. – 226 с.
6. Башта, Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов [Текст] / Т.М. Башта. – 4-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1967. – 495 с.
7. Чиняев, И.А. Роторные насосы [Текст] : справ. пособие / И.А. Чиняев. – Л.: Машиностроение, 1969. – 216 с.
8. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для машиностроительных вузов [Текст] / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов [и др.]. – [2-е изд., перераб.]. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
9. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы [Текст] / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Некрасов Б.Б. [и др.]. – М.: Машиностроение, 1982. – 593 с.
10. Козерод, Ю.В. Исследование влияния геометрических параметров зацепления на качественные показатели шестеренного насоса [Текст] : дис. ... канд. техн. наук: / Козерод Юрий Валерьевич. – М. Московский институт инженеров железнодорожного транспорта, 1977. – 150 с.
11. Башта, Т.М. Расчеты и конструкция самолетных гидравлических устройств [Текст] / Т.М. Башта. – [3-е изд. перераб. и доп.]. – М.: Гос. научно-технич. издат. Оборонгиз, 1961. – 475 с.
12. Кулешков, Ю.В. Шестеренные насосы с асимметричной линией зацепления шестерен [Текст] : монография / Ю.В. Кулешков, М.И. Черновол, О.В. Без, Ю.А. Титов // Теория, конструкция и расчет. – Кировоград: «КОД», 2009. – 243 с.
13. Рыбкин, Е.А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков [Текст] / Е.А. Рыбкин, А.А. Усов. – Г.: Машгиз, 1960. – 189 с.
14. Лурье, З.Я. Математическая модель качающего узла шестеренного насоса, как объекта многокритериальной оптимизации [Текст] / З.Я. Лурье, И.В. Коваленко // Вибрации в технике и технологиях. – 2003. – № 3 (29) – С.9-13.
15. Юдин, Е.М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет / Е.М. Юдин. – [2-е изд. перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1964. – 236 с.
16. Коловратные роторные насосы [Текст] : энциклопедический справочник машиностроителя / В.Н. Прокофьев. – Машгиз. – 1948. – Т. 12. – С. 398 - 401.
17. Башта, Т.М. Машиностроительная гидравлика: справ. пособие [Текст] / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1977. – 672 с.
18. Башта, Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем [Текст] : учебник для вузов / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1974. – 606 с.
19. Башта, Т.М. Объемные гидравлические приводы [Текст] / Башта Т.М. – М.: Машиностроение, 1969. – 628 с.
20. Осипов, А.Ф. Исследование вопросов устойчивой работы шестеренных насосов и моторов на высоких давлениях рабочей жидкости [Текст] : дисс. ... канд. техн. наук / А.Ф. Осипов. – М.: МАИ, 1953. – 152 с.
21. Усовершенствование математической модели мгновенной подачи шестеренного насоса [Текст] / Ю.В. Кулешков, Р.А. Осин, Т.В. Руденко, О.О. Матвиенко // Зб. наук. праць Кіровоградського нац. техн. унів. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеve машинобудування, автоматизація. – Кіровоград: КНТУ. – 2008. – Вип. 21. – С. 253 – 262.

22. Дослідження поведінки математичної моделі питомого робочого об'єму шестеренного насоса типу НШ від параметрів зубчастого зацеплення [Текст] / Кулешков Ю.В., Черновол М.І., Руденко Т.В. [та ін.] // 36. наук. праць Кіровоградського нац. техн. унів. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград: КНТУ. – 2010. – Вип. 23. – С. 278 – 390.
23. Кулешков, Ю.В. Повышение удельной подачи шестеренного насоса [Текст] / Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко, Р.А. Осин // MOTROL Motorization and Power Industry in Agriculture. – Simferopol – Lublin. – 2009. – Vol. 11A. – P. 193 – 206.
24. Кулешков, Ю.В. Дослідження працездатності шестеренного насоса з регульованою подачею [Текст] / Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко, О.В. Бевз // Промислова гідравліка і пневматика. – 2006. – № 3 (13). – С. 98 -102.
25. Андренко, П.М. Гасители пульсаций тиску объемных гидроагрегатив [Текст] : монографія / П.М. Андренко, О.В. Дмитренко, М.С. Свиначенко. – Х: Видавництво «НТМТ», 2012. – 160 с.
26. Черновол, М.І. Основні напрями вдосконалення шестеренних насосів сільськогосподарської техніки [Текст] / М.І. Черновол, Ю.В. Кулешков // Вісник аграрної науки. – 2008. – № 8. – С. 52-54.

Yuriy Kuleshkov, Prof., DSc., Timofey Rudenko, Assoc. Prof., Phd tech. sci., Mikhail Krasota, Assoc. Prof., Phd tech. sci., E. Magonets, Eng., Ruslan Osin, Assoc. Prof., Phd tech. sci.
Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Special aspects of work and construction of gear-type pump

The objective of research is to explain certain aspects of gear-type pump work, understanding of which allows to formulate tasks of farther increasing its technical level.

The article describes the special aspects of construction gear-type pump, which explains its high level of unit power in comparison with other kinds of massive pumps. Submitted in a form typical aspects of gear-type pump work, which allows to formulate the ways of farther upgrading the gear-type pump construction towards increasing its technical level.

Offered schemes of work allows to explain such negative feature in the gear-type pump as split off void, pulsating of pressure and giving in causal-resultative categories.

gear pump, engagement line, working fluid, cut-off housing, compression

Получено 01.11.17

УДК 631.374:631.362

В.Л. Куликівський, канд. техн. наук, В.К. Палійчук, доц., канд. техн. наук, В.М. Боровський, ст. викл.

Житомирський національний агроекологічний університет, м. Житомир, Україна
E-mail: kylikovskiy@ukr.net

Травмування зернового матеріалу гвинтовими робочими органами шнекових живильників

Представлено результати експериментальних досліджень живильників, які були направлені на визначення раціональних конструктивно-технологічних параметрів шнеків. Встановлено, що основний вплив на травмування зернового матеріалу живильником мають зазор між витками і кожухом, частота обертання гвинтового робочого органу та кут нахилу транспортувального шнека.

гвинтовий робочий орган, зерновий матеріал, параметри, технологічний процес, травмування, транспортування, шнековий живильник

© В.Л. Куликівський, В.К. Палійчук, В.М. Боровський, 2017