

УДК 62-33

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ, ФОРСИРОВАННОГО ПО ДАВЛЕНИЮ

**Д. В. ЛАЕВСКИЙ, Д. Л. СТАСЕНКО**

*Учреждение образования «Гомельский государственный  
технический университет имени П. О. Сухого»,  
Республика Беларусь*

### **Введение**

Современные требования, предъявляемые к гидросистемам, определяют условия работы гидроаппаратуры. Известно, что у золотниковых гидрораспределителей при работе на давлении свыше 32 МПа ухудшаются гидравлические характеристики, однако в мобильной технике в настоящее время рабочее давление достигает 50 МПа [1], [2]. В связи с этим исследование течения жидкости в проточной полости гидроаппарата при увеличении давления свыше 32 МПа является актуальной задачей.

Наиболее часто используемыми в мобильной технике и технологическом оборудовании являются гидрораспределители с условным проходом, равным 10 мм, поэтому в качестве прототипа для исследования был выбран гидрораспределитель РУП «Гидропривод» модели 1РГЕ-10 с 44-й гидросхемой распределения потока жидкости.

В настоящее время широкое применение получили программные продукты предназначенные для моделирования различных процессов, что способствует экономии времени и уменьшению материальных затрат на их производство и испытания.

Целью данной работы является моделирование процессов течения жидкости в проточной части гидрораспределителя, форсированного по давлению.

### **Основы процесса моделирования**

Моделирование выполнялось при задании постоянных значений геометрических размеров и мало влияющих внешних факторов с помощью программного продукта FlowVision. Использование программы позволяет моделировать и рассчитывать сложные движения жидкости и газа, сопровождаемые дополнительными физическими явлениями, такими как турбулентность, горение, контактные границы раздела, пористость среды, теплоперенос и т. д. [3], [4].

Основным этапом моделирования является создание трехмерного изображения конструкции с последующим заданием граничных условий, а также вводом исходных данных. К граничным условиям относятся: твердая поверхность, через которую рабочая жидкость не протекает (стенка); плоскости, через которые осуществляется подвод и отвод рабочей жидкости к проточной полости (вход и выход). Необходимыми исходными данными являются: тип модели (в работе выбрана несжимаемая жидкость); рабочая температура, при которой работает большинство гидроприводов и не ухудшаются параметры рабочей жидкости – 323 К°; при плотности рабочей среды – 890 кг/м<sup>3</sup> и ее кинематической вязкости – 46 сСт. В качестве влияющих управляющих внешних факторов были выбраны рабочее давление на входе ( $P$ ), которое варьировалось от 0 до 50 МПа, и расход ( $Q$ ) от 0 до 100 л/мин [5].

Для определения мест с наибольшими потерями давления создано графическое трехмерное изображение проточной части гидрораспределителя 1РГЕ-10 с острыми

кромками запорно-регулирующего элемента и корпуса (каналов подвода и отвода). В результате моделирования протекания рабочей жидкости были получены графические изображения распределения полей давления (рис. 1, а) и графическая интерпретация движения рабочей жидкости по каналам проточной полости (рис. 1, б).

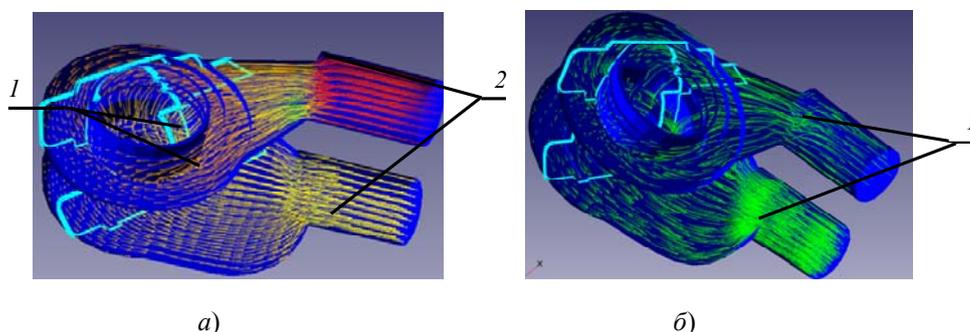


Рис. 1. Распределение полей давления и графическая интерпретация движения рабочей жидкости по каналам проточной полости гидрораспределителя с острыми кромками

Анализ распределения полей давления и движения жидкости показал, что при открытии расходной щели на острых кромках запорно-регулирующего элемента – золотника (рис. 1, а, позиция 1) – в первоначальный момент времени возрастает давление, что существенно влияет на усилие открытия золотника, повышая вероятность гистерезиса, что обусловлено возникновением гидродинамической силы. В проточной части возникают зоны пониженного давления рабочей среды (рис. 1, а, позиция 2 и рис. 1, б, позиция 1), которые влияют на перепадно-расходные характеристики гидрораспределителя.

Для снижения гидродинамической силы, действующей на золотник при его открытии, в настоящее время применяются различные технические решения. Наиболее технологичным решением является изменение геометрии запорно-регулирующего элемента, а именно нанесении на его поверхности различных прорезей (канавок), которые являются дросселирующими и позволяют плавно изменять гидродинамическую силу (табл. 1) [6].

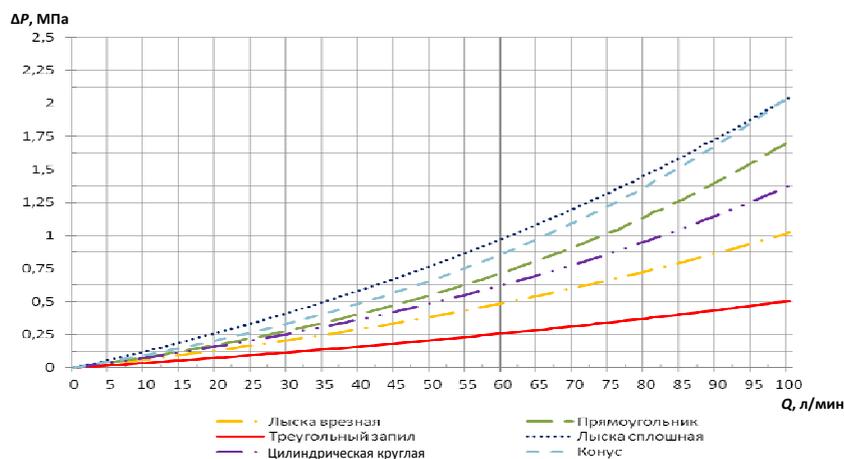
Дальнейшее моделирование протекания потока жидкости выполнялось как для золотника с острой кромкой, так и для золотников с различными формами дросселирующих канавок (табл. 1).

Таблица 1

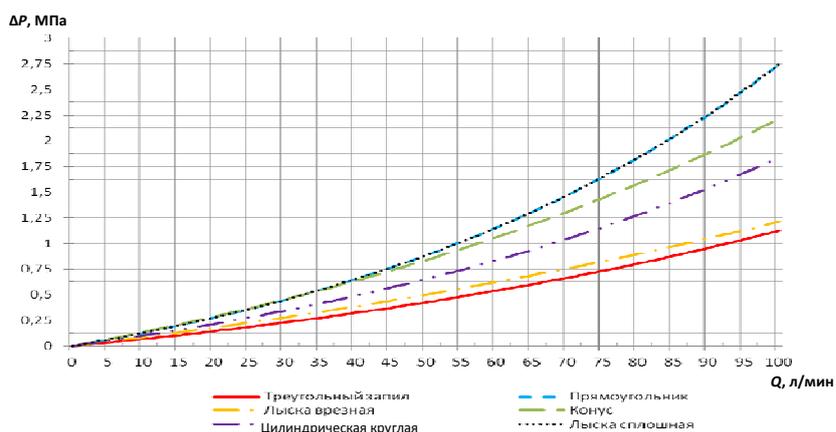
Основные виды золотниковых дросселей распределителей [1], [2]

Форма канавки		
«Лыска врезная»	«Прямоугольник»	«Треугольные запилы»
«Конус»	«Цилиндрические круглые окна»	«Лыска сплошная»

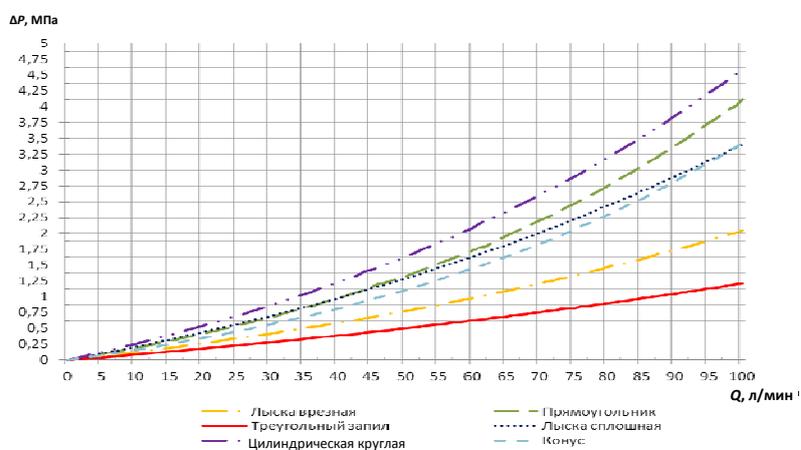
Сравнение условий протекания потока жидкости при открытии золотника выполнялось по перепадно-расходным характеристикам (рис. 2). Величина открытия золотника – 1,5 мм. Сравнение применения дросселирующих канавок типа «лыска сплошная» и «конус» показал их полное совпадение при  $P = 25$  МПа (рис. 2, а) на различных расходах, также как «лыска сплошная» и «прямоугольник»  $P = 32$  МПа (рис. 2, б).



а)



б)



в)

Рис. 2. Перепадно-расходные характеристики  $\Delta p(Q)$  гидрораспределителя с различными дросселирующими канавками при рабочем давлении:  
 а –  $P_{\text{ном}} = 25$  МПа; б –  $P_{\text{ном}} = 32$  МПа; в –  $P_{\text{ном}} = 50$  МПа

Из полученных результатов видно, что при использовании канавки типа «треугольный запил» перепад давления оказался наименьшим при  $Q_{\text{ном}} = 80$  л/мин,  $P = 25$  МПа и составил 0,3 МПа, а при том же расходе  $P = 50$  МПа – 0,85 МПа, что связано с плавным изменением рабочей площади канавки. При использовании других форм дросселирующих канавок на поверхности золотника потери давления выше, так как площадь сечения канавок изменяется нелинейно.

Таким образом, в результате полученных перепадно-расходных характеристик видно, что при использовании гидрораспределителей на различных давлениях, наиболее перспективной дросселирующей канавкой на поверхности золотника является «треугольный запил».

Для определения потерь давления при использовании наиболее перспективной формы дросселирующих канавок «треугольный запил» на поверхности золотника и острыми кромками каналов подвода рабочей жидкости к проточной части при различных рабочих давлениях построен график функциональной зависимости  $\Delta p(p)$  при  $Q = 100$  л/мин (рис. 3).

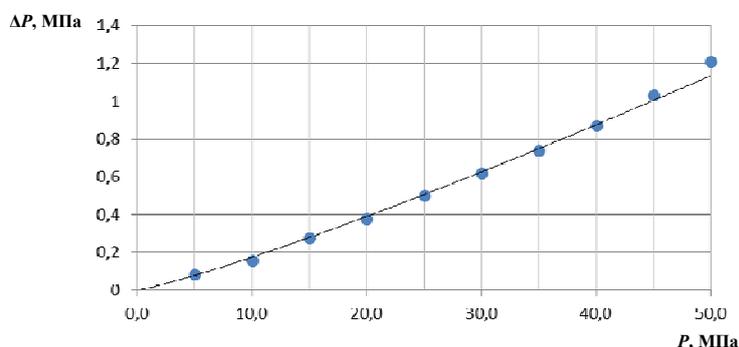


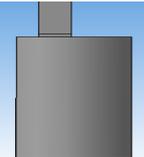
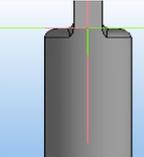
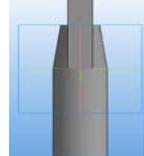
Рис. 3. Зависимость  $\Delta p(p)$  перепада давления от рабочего давления

Из полученной зависимости видно, что с ростом давления на входе происходит плавное увеличение перепада давления, при увеличении давления от 0 до 20 МПа график изменяется линейно, а при повышении от 20 до 50 МПа – по параболической зависимости. Полученный график (рис. 3) может быть с достаточной точностью описан уравнением  $\Delta p = 10^{-2} p^{1,17}$ .

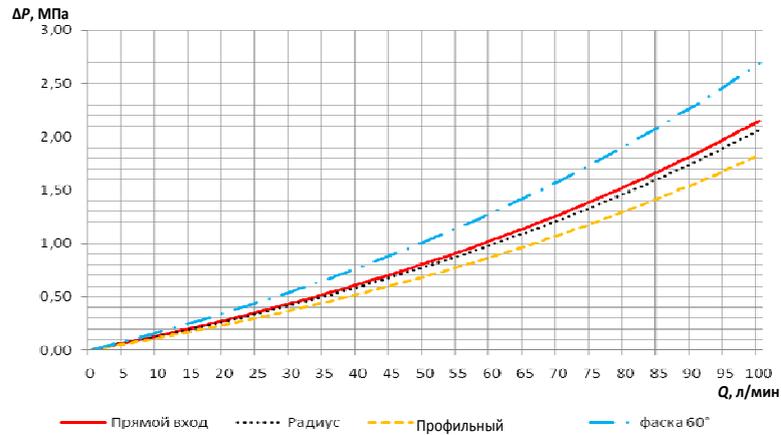
На величину потерь давления при протекании потока жидкости в гидроаппаратах также оказывает существенное влияние и внутренняя форма корпуса, поэтому рассмотрим несколько распространенных типов сопряжений каналов подвода и отвода рабочей жидкости (табл. 2) к проточной полости.

Таблица 2

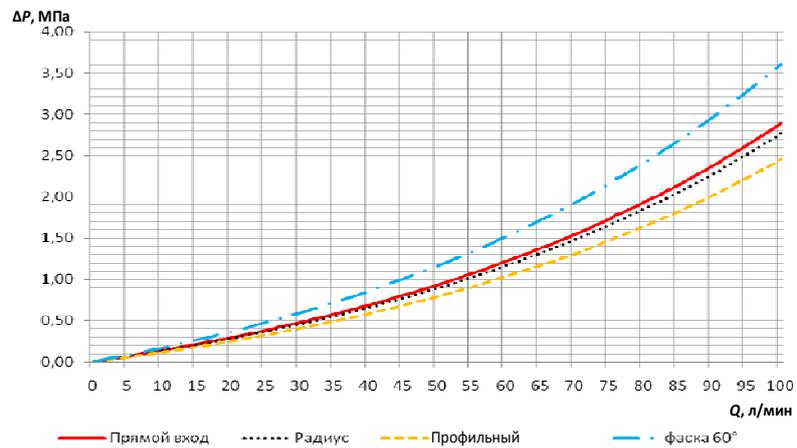
#### Основные виды формы подводных каналов [1], [2]

Форма входного канала	
«Прямой» вход 	Вход типа «радиус» 
«Профильный» вход 	Вход типа «фаска» 

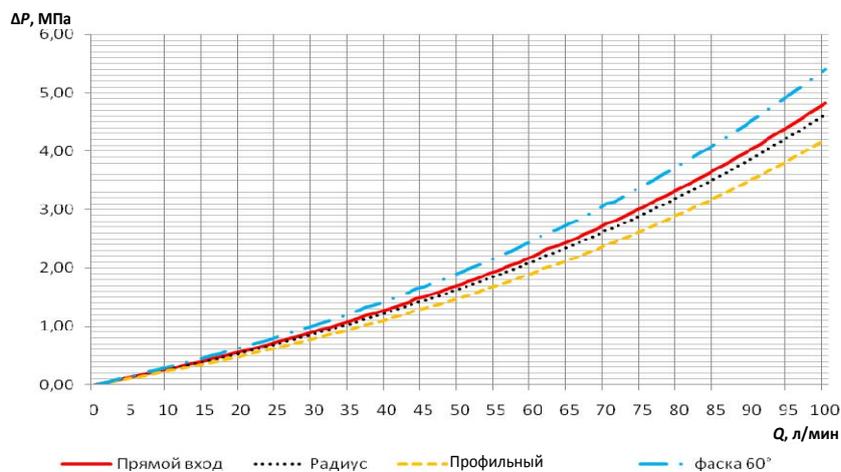
Для анализа результатов моделирования с различными типами сопряжений каналов подвода и отвода рабочей жидкости к проточной полости были построены их перепадно-расходные характеристики  $\Delta p = f(Q)$  при различных давлениях (рис. 4).



а)



б)



в)

Рис. 4. Перепадно-расходные характеристики  $\Delta p(Q)$  гидрораспределителя с различными сопряжениями каналов с проточной полостью при рабочем давлении: а –  $P_{ном} = 25$  МПа; б –  $P_{ном} = 32$  МПа; в –  $P_{ном} = 50$  МПа

Анализируя полученные графики (рис. 4), видно, что при использовании «профильного» входа, сформированного сопряжениями каналов и канавок проточной полости плавными поверхностями, которые могут быть реализованы в виде цилиндрических, или конических, или сферических форм, или комбинацией этих форм, потери давления оказались наименьшими и составили 1,8 МПа при 25 МПа и 3,7 МПа при 50 МПа для расхода 100 л/мин.

Необходимо отметить, что сопряжения каналов подвода и отвода рабочей жидкости к проточной полости в виде «радиус» и «прямой» вход на всех графиках практически совпадают (рис. 4). Это свидетельствует о том, что при соединении различных каналов подвода и отвода рабочей жидкости к проточной полости, использование данных типов сопряжений на различных рабочих давлениях ведут себя одинаково и могут быть взаимозаменяемые. Сопряжение, или вход типа «фаска», оказалось наименее худшим, так как при его использовании образуются зоны застоя (завихрение) рабочей жидкости, которые создают дополнительное сопротивление потоку жидкости.

Для анализа потерь давления в корпусе с использованием «профильного» типа сопряжения каналов подвода рабочей жидкости к проточной части и острыми кромками золотника построен график зависимости  $\Delta P = f(P)$  при  $Q = 100$  л/мин (рис. 5).

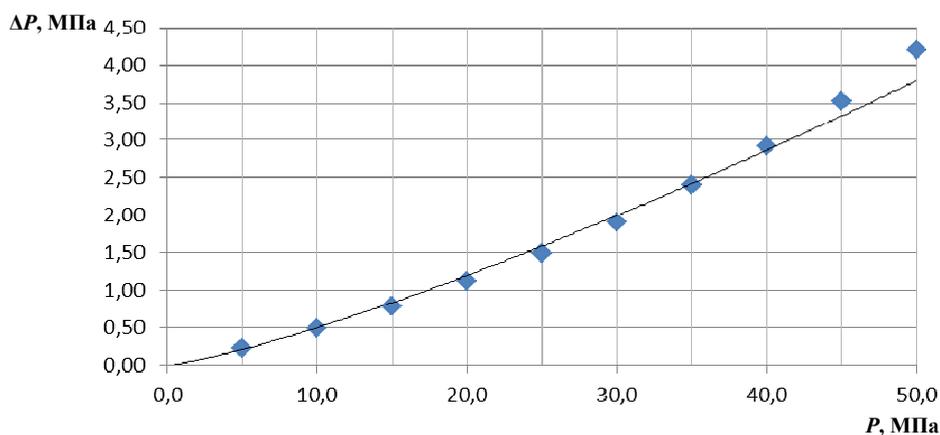


Рис. 5. Зависимость  $\Delta p(p)$  перепада давления от рабочего давления

Из графика (рис. 5) видно, что происходит плавное увеличение перепада давления с ростом давления, причем график имеет параболическую форму, которая описывается с достаточной точностью уравнением вида:  $\Delta p = 3 \cdot 10^{-2} p^{1,26}$ .

В результате анализа полученных моделей очевидно, что использование дроссельных канавок на золотнике типа «треугольный запил» и «профильного» входа и сопряжения каналов подвода рабочей жидкости к проточной части обеспечивает наименьшие потери давления с наименьшими гидродинамическими силами.

Для анализа перепадно-расходных характеристик такого гидроаппарата [8] была построена его модель и выполнен расчет потерь давления при рабочем давлении  $P = 50$  МПа (рис. 6).

Перепадно-расходная характеристика показала, что использование предлагаемой геометрии проточной полости, каналов и золотника обеспечивает потери давления, до 1 МПа при напорном давлении 50 МПа и расходе 100 л/мин, что 4–5 раз меньше по сравнению с другими аналогами. Таким образом, предлагаемая геометрия проточной полости является наиболее оптимальной при изготовлении гидрораспределителей с улучшенными характеристиками, особенно при условии их форсирования по давлению.

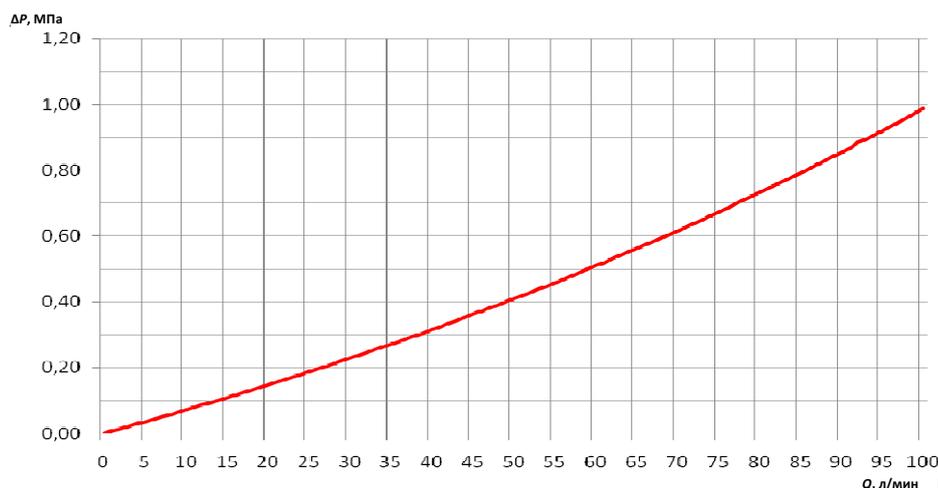


Рис. 6. Расходно-перепадные характеристики  $\Delta p = f(Q)$  гидрораспределителя  $P_{\text{ном}} = 50$  МПа

### Заключение

При моделировании процессов течения жидкости были получены различные трехмерные модели проточной части золотникового гидрораспределителя с различными формами дросселирующих канавок и различными сопряжениями каналов подвода рабочей жидкости, а также распределение полей давления и графическая интерпретация движения рабочей жидкости по каналам проточной полости.

Проведенный анализ показал, что использование дроссельных канавок на золотнике типа «треугольный запил» и «профильного» входа и сопряжения каналов подвода рабочей жидкости к проточной части обеспечивает наименьшие потери давления в 4–5 раз по сравнению с другими, а полученные зависимости позволяют прогнозировать потери давления при использовании гидроаппарата данного типа для различных значений рабочего давления.

Предлагаемое техническое решение может быть использовано при форсировании давления в гидросистеме, что поможет избежать увеличения габаритов гидроаппаратов, уменьшая их материалоемкость, а также улучшая их перепадно-расходные характеристики, отвечающие за надежность, безопасность работы гидроаппарата в целом и гидросистемы.

### Литература

1. Башта, Т. М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с.
2. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я. М. Вильнер. – Минск : Выш. шк., 1985.
3. Флетчер, К. Вычислительные методы в динамике жидкости / К. Флетчер. – М. : Мир, 1991. – Т. 1. – 502 с. ; Т. 2. – 552 с.
4. Кузнецов, Е. Г. Моделирование течения жидкости и определение его гидродинамических характеристик / Е. Г. Кузнецов, В. В. Шмелев // Наука и конструирование, 2009.
5. Глинских, А. Мировой рынок CAD/CAM/CAE-систем / А. Глинских [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [http://www.ci.ru/inform01\\_02/p\\_22-23.htm](http://www.ci.ru/inform01_02/p_22-23.htm). – Дата доступа: 14.11.2012.

6. Лаевский, Д. В. Конструктивные особенности и моделирование золотникового распределителя с острой кромкой / Д. В. Лаевский, Д. Л. Стасенко, Ю. А. Андреев // Современные проблемы гидропневмосистем машин : материалы Междунар. науч.-техн. конф, Минск, 24–28 окт. 2011 г. / Белорус. нац. техн. ун-т. – Минск, 2011. – С. 54–62.
7. Лаевский, Д. В. Влияние формы проточной полости на работу гидрораспределителей / Д. В. Лаевский, В. А. Тишкевич // Научные достижения в европейской науке-2012 : материалы VIII Междунар. практ. конф., Болгария, 17–25 июня 2012 г. – Болгария, 2012. – С. 10–12.
8. Пропорциональный гидрораспределитель : решение о выдаче патента по заявке u20120634 на полезную модель / Д. В. Лаевский, Д. Л. Стасенко ; от 21.09.2012 г.

*Получено 18.02.2013 г.*