

УДК 62-33 (075.8)

Д.Л. СТАСЕНКО, канд. техн. наук; Д.В. ЛАЕВСКИЙ

Гомельский государственный технический университет им. П.О. Сухого, Республика Беларусь

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ФОРМИРОВАНИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ГИДРОАППАРАТУРЫ ПРИ ФОРСИРОВАНИИ ПО ДАВЛЕНИЮ

Рассмотрены основные теоретические зависимости, необходимые для расчета и формирования проточной части гидрораспределителя. Проведен сравнительный анализ основных видов золотниковых дросселей. Показано, что наиболее эффективным будет являться использование треугольной канавки с радиальным треугольным и прямоугольным сечением. Представленные технические решения могут быть использованы при повышении давления в гидросистеме и форсировании используемой в ней гидроаппаратуры.

Ключевые слова: гидрораспределитель, золотниковые дроссели, гидросистема, гидроаппаратура

Для дистанционного управления перемещением рабочих органов в гидроприводах находят применение гидрораспределители с дискретными (включено-выключено) электромагнитами и дросселирующие гидрораспределители. Выполняя подобные функции реверса и остановки движения гидродвигателей (дополнительно с функцией регулирования скорости), эти аппараты имеют ряд отличий друг от друга [1], [2].

Дискретные гидрораспределители отличаются предельной простотой конструкции и, соответственно, низкой стоимостью, способны работать при повышенной степени загрязненности рабочей жидкости, однако для регулирования скорости необходима дополнительная установка дросселей или регуляторов расхода. Дросселирующие гидрораспределители отличаются превосходными точностными и динамическими характеристиками, однако они значительно сложнее, требуют сверхпрецизионного изготовления основных деталей и наивысшего качества очистки рабочей жидкости, что многократно увеличивает их стоимость и снижает надежность при эксплуатации [1], [2].

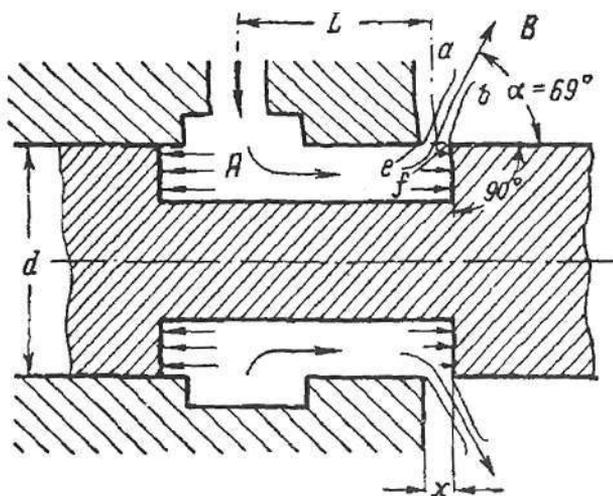


Рисунок 1 — Схема действия реактивных сил потока жидкости

Присущие преимущества и недостатки дискретных и дросселирующих гидрораспределителей легло в основу для изобретения пропорционального гидрораспределителя, которое в свою очередь позволило объединить возможности известных конструкций [1]. Пропорциональные гидроаппаратуры привода обеспечивает полную свободу его компоновки, позволяет упростить конструкцию и снизить металлоемкость оборудования и машины.

Целью данной работы является исследования течения жидкости в дросселирующих канавках гидрораспределителей.

Анализ сил, действующих в проточной части гидрораспределителя. Требования к точности расчетов статических и динамических характеристик распределителей, требует соответственно точной информации о расходно-перепадных зависимостях и о силе, действующей со стороны потока рабочей жидкости на золотники распределителей.

Из схемы элементов проточной части (рисунок 1), видно, что поток жидкости из камеры А в камеру В через щель окна, образованную острыми кромками е и f плунжера и втулки, направлен к оси плунжера под углом α [1], [3].

Реактивную силу R потока жидкости, действующую под углом α к оси золотника, в направлении, обратном направлению скорости потока, можно определить из выражения [3]:

$$R = m\vartheta \quad (1)$$

где m — секундная масса расхода жидкости через щель окна; ϑ — скорость потока жидкости через щель окна.

Скорость потока для идеальной жидкости можно вычислить по уравнению [3]

$$\vartheta = \sqrt{2g \cdot H} \quad (2)$$

Принимая во внимание, что $m = \frac{G}{g}$; $G = Q \cdot \gamma$; $\gamma = \rho \cdot g$ уравнение (1) можно представить в виде [3]:

$$R = Q\vartheta\rho \quad (3)$$

где G — секундный весовой расход жидкости через щель окна; Q — секундный объемный расход жидкости; ρ — плотность жидкости; γ — вес единицы объема жидкости; g — ускорение силы тяжести.

Аксиальная составляющая F этой силы определится из уравнения [3]:

$$F = R \cos \alpha = Q \rho r \cos \alpha \quad (4)$$

где α — угол, образованный осями золотника и потока жидкости.

Подставив значение расхода Q жидкости через отверстие в тонкой стенке, под которой понимается вытеснения струи соприкасающейся лишь с кромкой отверстия, обращенной лишь внутрь сосуда, и не касаясь боковой поверхности отверстия.

$$Q = \mu_{ш} \cdot S_{ш} \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \Delta p}{\gamma}} = \mu_{ш} \cdot w \cdot x \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (5)$$

где $\mu_{ш}$ — коэффициент расхода проходного отверстия (щели) проточной части гидроаппарата; $S_{ш}$ — площадь щели; Δp — перепад давления между каналами; w — длина щели по дуге; x — величина открытия окна запорно-регулирующего элемента.

Из уравнения (5) видно, что расход рабочей жидкости зависит от трех переменных величин: $S_{ш}$, $\mu_{ш}$ и ρ . При использовании определенной рабочей жидкости ρ принимают постоянной. В большей степени расход Q зависит от площади поперечного сечения щели $S_{ш}$, которая определяется величиной открытия x . Коэффициент расхода $\mu_{ш}$ зависит от формы щели и от структуры потока в ней, т. е. от числа Рейнольдса (Re). Число Re зависит от скорости потока на выходе из щели $v_{ш} = Q/S_{ш} \cdot \epsilon$, где ϵ — коэффициент сжатия струи. Для кольцевых щелей при малых открытиях $x < d$ (см. рисунок 1) число Re определяется из выражения [4]:

$$Re = \frac{Q}{S_{ш}} \cdot \frac{4}{\epsilon} \cdot \frac{S_{ш}}{2 \cdot \pi \cdot d} \approx \frac{2}{\pi} \cdot \frac{Q}{d \cdot v} \quad (6)$$

где ν — коэффициент кинематической вязкости; d — диаметр золотника (регулирующего элемента). Принятое упрощение основывается на том, что для большинства кольцевых щелей $0,7 < \epsilon < 1$ [4].

Для всех местных сопротивлений, в которых обтекаются острые кромки, характер зависимости $\mu_{ш} = f(Re)$ определяется не только коэффициентом сжатия струи ϵ , но и коэффициентом местных потерь ζ , который учитывает снижение скорости потока в щели из-за кинетической энергии. Принимая во внимание, что скорость потока в щели $v_{ш}$ и скорость потока в проходе v_c соизмеримы, а кинетическая энергия струи $E = \rho v_c^2 / 2$ за выходом из щели как правило рассеивается [4]:

$$\begin{aligned} \vartheta_{ш} &= \frac{1}{\sqrt{1+\zeta}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2) + \rho \cdot \frac{\vartheta_c^2}{2}} \Rightarrow \\ &\Rightarrow \vartheta_{ш} = \frac{1}{\sqrt{\zeta_{ш}}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p}, \end{aligned} \quad (7)$$

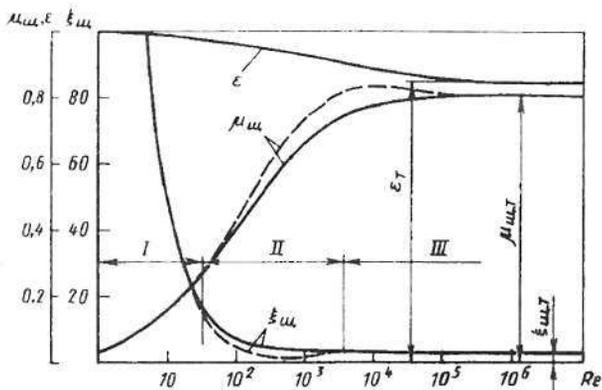


Рисунок 2 — Зависимость коэффициентов расхода $\mu_{ш}$, сжатием струи ϵ , потерь $\zeta_{ш}$ от числа Re для кольцевой дросселирующей щели

где $\zeta_{ш} = 1 + \zeta$ — коэффициент потерь в щели.

С увеличением числа Рейнольдса по мере увеличения турбулизации потока жидкости значения коэффициента потерь $\zeta_{ш}$ и коэффициент сжатия струи ϵ уменьшается и стремится к предельным значениям (рисунок 2).

В зоне ламинарных режимов (см. рисунок 2) движения жидкости $\mu_{ш}$ интенсивно увеличивается из-за уменьшения $\zeta_{ш}$, это обусловливается потерями на трение. В зоне переходных режимов движения жидкости $\mu_{ш}$ определяется как убывающими потерями на трение, так и возрастающим сжатием струи ϵ . В зоне развитой турбулентности $\mu_{ш,т} = \epsilon_t / \sqrt{\zeta_{ш,т}}$, где $\epsilon_t = S_c / S_{ш}$ и которой $\mu_{ш} \approx \mu_{ш,т}$ определяется предельным сжатием струи ϵ_t .

Величины $\mu_{ш}$ и ϵ зависят от геометрии щели (рисунок 3) [4]. Для конической формы золотника (рисунок 3 а) при течении из проходного отверстия с уменьшением угла β сжатие струи ϵ_t уменьшается из-за менее крутого поворота потока около кромки седла. Поэтому ϵ_t и $\mu_{ш,т}$ с уменьшением β возрастают. При течении к проходному отверстию седла с уменьшением β поворот потока увеличивается и значения ϵ_t и $\mu_{ш,т}$ при этом уменьшаются. Для щели с острой кромкой золотника и коническим седлом (рисунок 3 б) зависимость обратная. При течении из отверстия седла с уменьшением β угол поворота увеличивается и значения ϵ_t и $\mu_{ш,т}$ уменьшаются. При течении к седлу с уменьшением β величины ϵ_t и $\mu_{ш,т}$ увеличиваются. Для щели (рису-

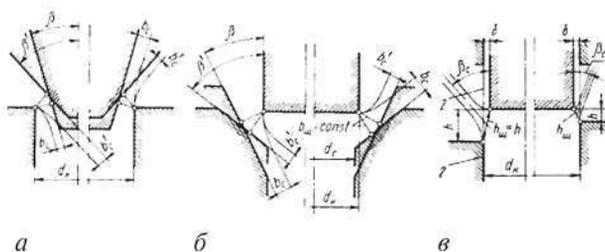
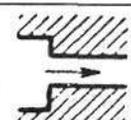
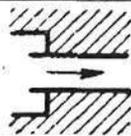
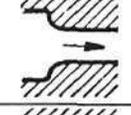
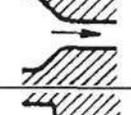
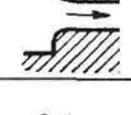
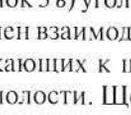


Рисунок 3 — Схемы истечения через различные формы образованные проточной частью: а — коническая форма золотника и острая кромка седла; б — коническая форма седла и острая кромка золотника; в — острая кромка седла и золотника

Таблица 1 — Значения коэффициентов потерь ζ от угла β сопряжения каналов подвода, отвода

	β	ζ	Вход в виде обращенного внутрь насадка
	0,47—0,50	1,3—1	Вход в виде острой кромки с углом 90°
	0,61—0,65	0,40—0,30	Вход с затупленной кромкой
	0,7—0,8	0,20—0,06	Вход со скругленной кромкой
	0,9	0,012	Вход со скругленной кромкой
	0,99	0	Профилированный вход

нок 3 в) угол истечения переменен, так как обусловлен взаимодействием элементарных струек, подтекающих к щели из разных областей подводящей полости. Щели такого типа негерметичны, так как между затвором 1 и направляющей поверхностью 2 всегда существует некоторый средний радиальный зазор δ , способный и при закрытой щели пропускать жидкость [4].

Теоретическая зависимость угла истечения β , для острой кромки седла и золотника, определяется по формуле $\beta_r = f(h/\delta)$ и стремится к своему предельному значению $\beta_1 \approx 69^\circ$.

В таблице 1 приведены значения коэффициентов потерь ζ от угла β для различных вариантов сопряжения каналов подвода, отвода рабочей жидкости и седла проточной части [5].

Из выше изложенного, очевидно, что величина коэффициента расхода $\mu_{\text{из}}$ влияет на проходящее количество рабочей жидкости через аппарат и в большей степени зависит от геометрии щели. Поля коэффициента расхода $\mu_{\text{из}}$ позволяют учесть влияния кромок проточной части и профиля запорно-регулирующего элемента (золотника) и снизить потери давления потока рабочей жидкости за счет сопряжения

каналов и канавок проточной части плавными криволинейными поверхностями и таким образом улучшить перепадно-расходную характеристику.

Дросселирующие канавки гидрораспределителей.

Проведенный анализ момента открытия расходной щели показал, что резкое изменения площади щели приводит к значительному росту гидродинамической силы и ее осевой составляющей стремящейся закрыть щель (из выражений (4)—(7)).

С целью снижения гидродинамической силы применяются различные технические решения. Наиболее технологичным решением является изменение геометрии запорно-регулирующего элемента (золотника), а именно нанесении на его поверхности различных прорезей (канавок), которые являются дросселирующими, т. е. плавно изменяющими перепадно-расходные параметры. Наиболее распространенные канавки представлены в таблице 2 [6],[7].

По уравнениям (4)—(7) был проведен расчет расходно-перепадной характеристики золотникового дросселя в зависимости от пропускной способности дросселирующей щели и хода запорно-регулирующего элемента (золотника).

В качестве прототипа был взят гидрораспределитель с условным проходом $D_y = 6$ мм. Исходными данными являлись: рабочая температура (50 °С), плотность рабочей среды при 50 °С (890 кг/м³), вязкость рабочей жидкости (46 сСт). Полученные результаты при одинаковых условиях и основных геометрических размеров (рисунок 4).

Проведенный анализ показывает, что форма дросселирующей канавки в виде усеченного конуса и треугольной формы обеспечивает наименьшие

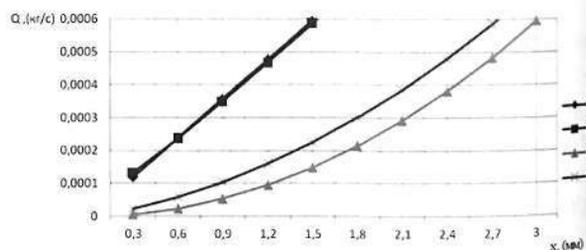
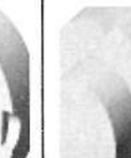
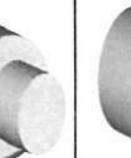


Рисунок 4 — Зависимость пропускной способности щели от хода золотника: 1 — прямоугольная канавка; 2 — цилиндрически-круглая канавка; 3 — треугольная канавка (в сечении прямоугольник); 4 — конус усеченный канавка

Таблица 2 — Основные виды канавок на золотниках дросселирующих распределителей

кромка-кромка	прямоугольник	конус	цилиндрич. круглые окна	треугольные запилы	лыска сплошная	лыска врезная
						

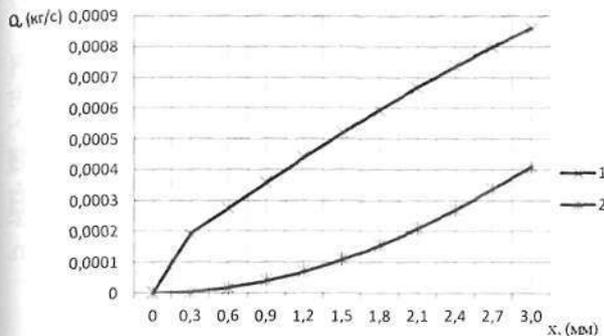


Рисунок 5 — Зависимость пропускной способности треугольных щелей разных сечений от хода золотника: 1 — 60° в сечении прямоугольник; 2 — 60° в сечении треугольник

пропускную способность возникающие в момент открытия дросселирующей щели и плавное ее повышения, что способствует снижению гидродинамических сил [8], [9].

В следствии выше изложенного видно, что заданным параметрам наилучше всего удовлетворяет треугольная канавка. Так как треугольная канавка может быть рассмотрена в нескольких вариациях (разных сечений), то было выявлено, что треугольная канавка с сечением виде треугольника наиболее всего способствует снижению гидродинамических сил (рисунок 5).

Необходимо провести анализ треугольной щели с сечением виде треугольника с различными углами между гранями треугольников. Для получения более точных значений было увеличено количество расчетных точек (рисунок 6).

По полученным результатам можно сделать вывод, что треугольной щель, имеющая с сечении треугольник, больше всего подходит для увеличения плавности хода золотника, что непосредственно приведет к большому снижению гидродинамических сил. А изменения углов канавки приводит к определению точных оптимальных размеров запорно-регулирующего элемента (золотника) дросселирующего и пропорционально гидрораспределителя.

На основании выше изложенного были выбраны основные формы канавок и проведен теоретический расчет гидродинамической силы.

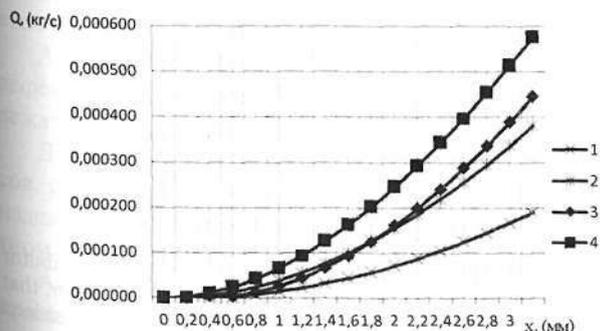


Рисунок 6 — Зависимость пропускной способности треугольной щели, при различных углах: 1 — 30°; 2 — 60°; 3 — 75°; 4 — 90°

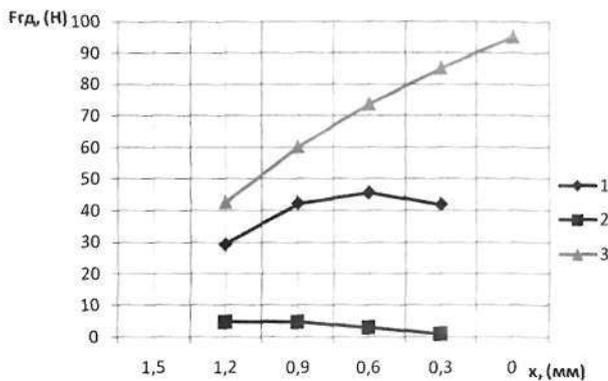


Рисунок 7 — Теоретическая зависимость гидродинамической силы от перемещения золотника: 1 — золотник с треугольной канавкой в сечении прямоугольник; 2 — золотник с треугольной канавкой в сечении треугольник; 3 — золотник с острой кромкой

Теоретический расчет показал, что осевая гидродинамическая сила зависит от теряемой в золотнике мощности и направлена в сторону, обратную направлению скорости потока, т. е. она стремится сместить золотник в сторону уменьшения его открытия. Величина гидродинамической силы пропорциональна расходу, средней скорости жидкости и перепаду давления в каналах золотника. На представленном графике (рисунок 7) изображена зависимость гидродинамической силы от перемещения золотника в сторону закрытия, где видно наиболее существенное влияние на снижение гидродинамической силы оказывает треугольная канавка, имеющая в сечении треугольную форму.

Был проведен сравнительный анализ теоретических и экспериментальных образцов, по результатом которых был построен график зависимости гидродинамической силы от перемещения золотника с треугольной канавкой в сечении треугольник (рисунок 8).

Из графика видно, что при перемещении золотника в начальный момент открытия на интервале от 1,2—0,9 мм гидродинамическая сила остается практически постоянной и имеет свое максимальное значения. Это связано с тем, что площадь расходной щели на этом участке очень

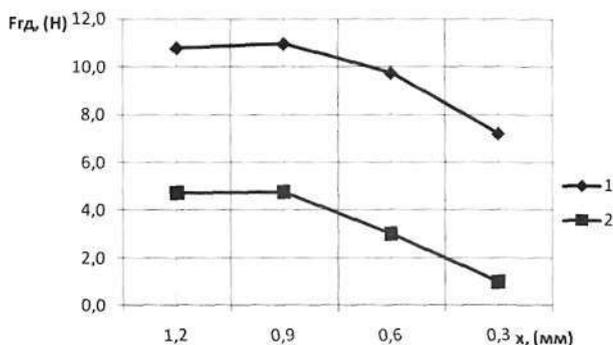


Рисунок 8 — График зависимость гидродинамической силы от перемещения золотника с треугольной канавкой в сечении треугольник: 1 — экспериментальные данные; 2 — теоретические данные

мало изменяется. При последующем перемещении золотника до 0,3 мм, что соответствует максимальному сечению дросселирующих канавок, наблюдается линейное понижение гидродинамической силы до минимальных значений. Это связано с тем, что площадь дросселирующих канавок изменяется прямо пропорционально скорости потока жидкости проходящего через них. Не совпадение экспериментальных и теоретических данные обусловлено тем, что кроме гидродинамической силы при перемещении золотника возникают силы вязкого трения и сопротивления пружины.

Заключение. Определены основные теоретические зависимости необходимые для расчета плунжерной пары и дальнейшего ее конструирования. Рассмотрены основные виды золотниковых дросселей распределителей, которые необходимые для математического описания дросселирующих устройств и силового взаимодействия рабочих органов с потоком жидкости. Главными факторами, определяющими статические и динамические характеристики гидроаппаратов, являются: форма проточной части; пропускная способность проточной части, как дросселирующей системы; силовое взаимодействие подвижного запорно-регулирующего элемента (золотника) и потока жидкости. Сравнительные характеристики рассмотренных канавок показали, что наиболее перспективным будет являться использование треугольной канавки с радиальным треугольным и прямоугольным сечением. Треугольное сечение, имеет более плавную расходную характеристику в начальный момент открытия, что свидетельствует о плавном росте

гидродинамической силы.

Представленные выше технические решения могут быть использованы при повышении давления в гидросистеме и форсировании используемой в ней гидроаппаратуры. Это поможет избежать увеличения габаритов гидроаппаратов, улучшая их материалоемкость, а так же улучшить их перепадно-расходные характеристики, отвечающих за надежность, безопасность работы гидроаппарата в целом и гидросистемы.

Список литературы

1. Свешников, В. Интеллектуальная гидравлика: приводы с пропорциональным управлением / В. Свешников // Конструктор. Машиностроитель. — 2011. — № 1. — С. 42–47.
2. Башта, Т.М. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов. — М.: Машиностроение, 1982. — 423 с.
3. Башта, Т.М. Расчеты и конструкции самолетных гидравлических устройств / Т.М. Башта. — М: ОборонГИЗ. — 1961. — 474 с.
4. Данилов, Ю.А. Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики / Ю.А. Данилов, Ю.Л. Кирилловский, Ю.Г. Колпаков. — М.: Машиностроение, 1990. — 272 с.
5. Гийон, М. Исследование расчет гидравлических систем / М. Гийон. — М: Машиностроение, 1964.
6. Гамынин, Н.С. Основы следающего гидравлического привода / Н.С. Гамынин. — М.: Оборониз, 1962.
7. Козлов, Л.Г. Исследование влияния угла наклона рабочей кромки золотника на нелинейные характеристики пропорционального распределителя с электрогидравлическим управлением / Л.Г. Козлов, Д.А. Лозинский // Наукові праці ВНТУ. — 2007. — № 1.
8. Лаевский, Д.В. Конструктивные особенности и моделирование золотникового распределителя с острой кромкой / Д.В. Лаевский, Д.Л. Стасенко, Ю.А. Андреев // Современ. проблемы гидродинамики машин: материалы Междунар. науч.-техн. конф. Минск, 24–28 окт. 2011 г. — Минск: БНТУ, 2011. — 54–62 с.
9. Лаевский, Д.В. Исследования гидродинамических процессов в пропорциональных гидрораспределителях / Д.В. Лаевский, И.Н. Головки // Исследования и разработки в области машиностроения, энергетики и управления: материалы XI ММНТК студентов, магистрантов и аспирантов. Гомель, 2011 г. / Гомель: ГГТУ им.П.О. Сухого. — Гомель, 2011. — 52–56 с.

Stasenko D.L., Laevskiy D.V.

Theoretical method the formation internal hydrodistributor cavities at its forcing on pressure

The basic theoretical dependences necessary calculation and formation of internal cavities of the hydrodistributor are considered. The comparative analysis of various kinds of groove of hydrodistributors is carried out. It is shown, that the most effective will be use of a triangular groove with radial triangular and rectangular section. The technical decisions presented above can be used at build-up of pressure in hydrosystem and Forcing of hydroequipment.

Поступил в редакцию 08.10.2012.