

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ
АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА»
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

Институт двигателей и энергетических установок
Кафедра «Автоматические системы энергетических установок»

Методические указания к лабораторно-практическим занятиям
по курсу: «Конструкция и проектирование систем и агрегатов ДЛА»

Специальность 24.04.05 «Двигатели летательных аппаратов»

Золотниковые и струйные устройства гидромеханических систем автоматического
регулирования

Рецензент: Быстров Н.Д., д.т.н., профессор
Сорокин И.П., нач. конструкторского
отдела АО «Агрегат»

Составил: Кондрашов Ю.И., к.т.н., доцент, засл.
конструктор России, почетный
авиастроитель, почетный работник
ТЭК, почетный машиностроитель

Содержание

Цель работы.....	3
1 Назначение и требования, предъявляемые к устройствам.....	4
2 Конструктивное исполнение и расчет устройств.....	5
2.1 Выбор основных параметров золотника.....	8
2.2 Сила трения плунжеров.....	9
2.3 Способы уменьшения сил трения.....	10
2.4 Гидродинамические силы потока жидкости в золотнике.....	13
2.5 Золотники с серводействием.....	14
2.6 Золотники с электроприводом.....	14
3 Распределители со струйной трубкой.....	15
3.1 Устройства типа сопло-заслонка.....	17
3.2 Двухкаскадные устройства типа сопло-заслонка.....	20
3.3 Электрогидравлическое управление распределительным устройством.....	21
3.4 Золотники с регулированием давления.....	23
3.5 Основные расчеты устройства типа сопло-заслонка.....	24
3.6 Струйные устройства с некруглыми струями для авиационного гидропривода.....	25
3.6.1 Конструктивный и функциональный анализ струйных устройств.....	26
3.6.2 Характеристика управляющих струйных устройств.....	29
3.6.3 Применение струйных устройств в системах гидроприводов.....	37
4 Плоские золотники.....	40
4.1 Технологический процесс доводки плоских золотников.....	42
4.2 Контроль качества изготовления плоских золотников.....	43
Литература	

Цель работы: Ознакомление с требованиями, особенностями конструкции золотниковых и струйных устройств гидромеханических систем автоматического регулирования, применяемых в системах управления ДЛА.

1 Назначение и требования, предъявляемые к устройствам

В системах автоматического регулирования современных двигателей и летательных аппаратов широко применяются гидравлические усилители - преобразователи и электрогидравлические блоки, выполненные на основе различных золотниковых устройств, сопел с заслонками и их комбинаций [1,2].

Золотниковые устройства предназначены для распределения рабочей среды между участками и устройствами пневмогидравлической системы изделия. Золотник представляет собой подвижный элемент гидромеханической системы управления, направляющий поток рабочей жидкости (или газа) в нужный капал через отверстия (окна) в поверхности, по которой он скользит. По принципу действия золотники могут быть двухпозиционными и непрерывного действия. *Двухпозиционный золотник* обеспечивает установку исполнительного механизма (сервопоршня) только в два крайних положения (на упорах). *Золотник непрерывного действия* позволяет установить исполнительный механизм в любое положение в пределах его рабочего хода.

В эксплуатации к золотникам предъявляются требования безотказности работы и минимальности допустимой утечки в течение гарантийного срока службы, высокого ресурса, устойчивости к воздействию механических перегрузок, минимальности потребного усилия для выполнения заданной функции устройства, ремонтпригодности и др. Кроме того, к рабочей жидкости, используемой в золотниковых устройствах, предъявляются высокие требования чистоты и стабильности вязкости при изменении температуры в гидросистеме.

Основным требованием, предъявляемым к золотникам, является обеспечение герметичности, что достигается выполнением соответствующего зазора в сопрягаемой паре. Существуют понятия: *диаметральный зазор* δ_d , представляющий собой разность номинальных размеров диаметров гильзы цилиндра $D_{ц}$ и плунжера $D_{п}$: $\delta_d = D_{ц} - D_{п}$; *радиальный зазор* δ_r - односторонний зазор между гильзой и плунжером при соосном расположении последнего в гильзе:

$$\delta_r = \frac{D_{ц} - D_{п}}{2} = R_{ц} - R_{п},$$

$R_{ц}$ и $R_{п}$ – радиусы гильзы и плунжера. Практический зазор между плунжером и гильзой золотника не должен превышать 2,5...3 мкм на каждые 20...25 мм диаметра плунжера.

Диаметр плунжера, мм	< 20	20...40	> 40
Диаметральный зазор, мм	0,005...0,01	0,008...0,015	0,01...0,02

Если эти рекомендации не противоречат другим требованиям, необходимо обеспечить надежное разделение поясками плунжера рабочих и сливных каналов (окон), для чего пояски должны быть достаточной ширины. Размеры диаметра и длину плунжера золотника, а также величину его хода выбирают с учетом обеспечения требуемого расхода жидкости при допустимом сопротивлении потоку жидкости. При этом следует стремиться, чтобы ход золотника был минимальным.

При выборе диаметра также исходят из необходимости уменьшения трения. Так как трение плунжера золотника зависит от диаметра - его размер выбирают минимальным - важно правильно выбрать сечение маслопроводных каналов (таблица 1).

Применение золотников со ступенчатыми поисками не рекомендуется, т. к. в этом случае трудно обеспечить необходимую соосность ступеней.

Таблица 1 – Сечения маслопроводных каналов

Диаметр, мм	Допуск на диаметр отверстия, мм·10 ⁻²		Допуск на диаметр поршня, мм·10 ⁻²		Минимальный зазор, мм·10 ⁻²	Максимальный зазор, мм·10 ⁻²
6	+0,6	-0	0	-0,4	0,25	1,25
12	+0,75	-0	0	-0,5	0,50	1,75
20	+1,0	-0	0	-0,6	0,75	2,40
25	+1,2	-0	0	-0,75	0,12	3,25
50	+1,5	-0	0	-1,0	0,20	4,50
75	+2,0	-0	0	-1,2	0,25	5,75
100	+2,0	-0	0	-1,2	0,31	6,30
150	+2,5	-0	0	-1,5	0,43	8,25
200	+3,0	-0	0	-2,0	0,50	10,00

Выбор материалов. Для предотвращения защемления при изменении температуры плунжеров или образования больших зазоров плунжеры и гильзы золотников изготавливают из однородного материала, обычно применяют цементируемые стали с поверхностной закалкой HRC 60...64.

С точки зрения износостойкости и отсутствия поводок деталей после термообработки хорошо зарекомендовало себя следующее сочетание материалов для изготовления плунжерных пар:

– плунжер — из стали 18ХНВА с цементацией на глубину 0,9...1,2 мм, закаленный с высоким отпуском до получения твердости HRC 60... 64;

– гильза — из стали 40ХНМА с закалкой и высоким отпуском до твердости HRC 29...33. После предварительного шлифования (с припуском под окончательное шлифование) и притирки плунжер и гильза должны быть подвергнуты искусственному старению в масляной ванне в течение 8... 10 ч при 150°С. Чистота сопряженных поверхностей должна быть не ниже 10...11-го класса (ГОСТ 2789—59). Для уменьшения возможности заклинивания плунжеров при работе на загрязненной жидкости проточки на плунжере и окна гильзы выполняют с острыми кромками, что способствует перерезанию неметаллических частиц грязи.

Необходимо обеспечить жесткость корпуса золотника, чтобы он не деформировался под действием сил давления жидкости, а также при затяжке.

Хромирование рабочих поверхностей плунжерных пар. Для повышения износостойкости плунжерных пар применяют хромирование рабочих поверхностей плунжеров электролитическим способом, что повышает срок службы в 1,5...2 раза. Толщина хромового покрытия 18...25 мкм. Для изготовления плунжеров в этом случае можно применять легированные стали и углеродистую сталь 45.

Точность обработки деталей золотников. Обработка гильз и плунжеров золотников по точности соответствует 2-му классу и по чистоте 10-му классу (в отдельных случаях чистота доводится до 11-го класса [0,1...0,5 мкм]). Наиболее распространенной обработкой плунжеров является суперфиниширование, отверстий гильз — хонингование. Рекомендуется травление сопрягаемых поверхностей в 1%-м растворе азотной кислоты.

2 Конструктивное исполнение и расчет устройств

По конструктивному исполнению различают золотниковые устройства, в которых распределение жидкости осуществляется с помощью осевого смещения цилиндрического или плоского распределительного элемента. Наибольшее применение получили *цилиндрические (поясковые) золотники*. Такой золотник представляет собой шток с несколькими поясками (буртиками), которые с малым зазором по наружному диаметру

входят в гильзу (втулку) золотника и составляют вместе плунжерную пару. Шток с поясками часто называют *плунжером золотника* или просто *золотником*.

По принципу действия золотниковые устройства бывают *уравновешенные* или *неуравновешенные*, к последним, в частности, относятся дифференциальные золотники.

С учетом выполняемых функций распределительные золотники разделяют по числу входных и выходных каналов в корпусе на три основные группы: двухходовые, трехходовые, четырехходовые. Наиболее распространенными являются так называемые четырехходовые золотники, основной функцией которых является подача жидкости под давлением в одну из плоскостей, например плоскость гидродвигателя, при одновременном отводе жидкости из противоположной полости в резервуар (рисунок 1).

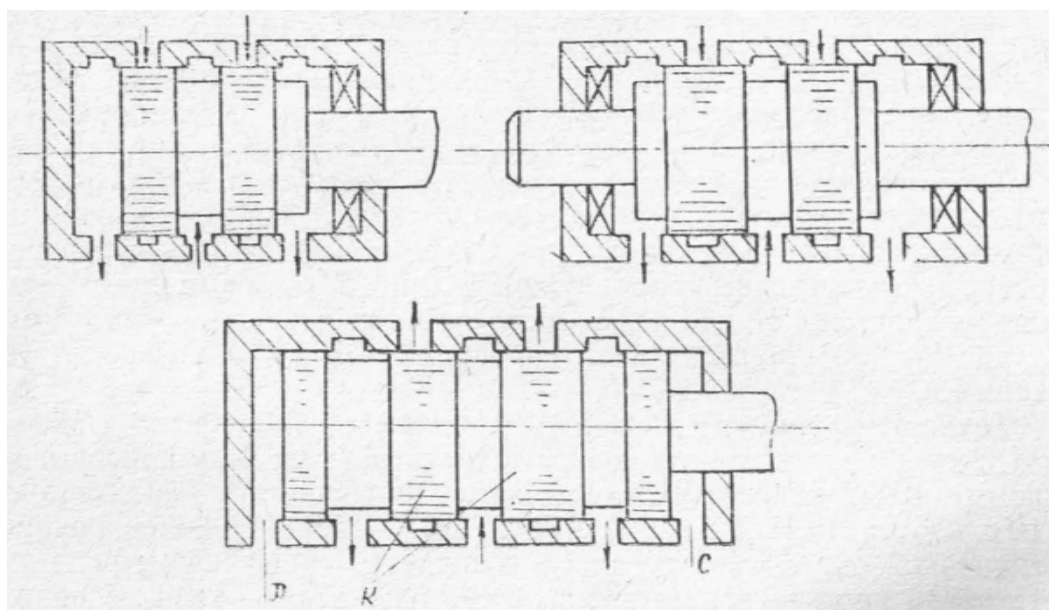


Рисунок 1 – Схемы четырехходовых золотников

Кроме управляющих (распределительных) поясков, на золотнике могут быть выполнены специальные уплотняющие пояски, расположенные по краям плунжера, они также обеспечивают лучшую направленность тела золотника и исключают возможность его перекосов и заеданий. Золотник получается длиннее, но зато гильза может быть выполнена открытой с обоих концов, что облегчает ее изготовление.

Окна в гильзе золотника выполняют круглыми или прямоугольными. Круглые окна более технологичны, но не позволяют получить линейную зависимость площади проходного сечения от перемещения плунжера. Высота прямоугольных окон небольшая, а ширина - в виде части дуги окружности поперечного сечения гильзы - значительная. При отклонении золотника в гильзе с прямоугольными окнами открывается значительное сечение для прохода жидкости, что может привести к резкому изменению положения исполнительного органа (сервопоршня) и перерегулированию (забросу регулируемых параметров). Во избежание этих недостатков в золотниках довольно часто делают круглые окна, обеспечивающие более плавный подвод рабочей жидкости к сервомотору. Окна в гильзе выполняют равномерно распределенными по окружности, так чтобы между ними оставались перемычки, не только сохраняющие цельность гильзы, но и служащие направляющими для золотника. Высота поясков золотника может быть не равна высоте рабочих окон гильзы. Половина разности этих размеров называется *перекрытием* золотника. Различают три типа золотников (рисунок 2).

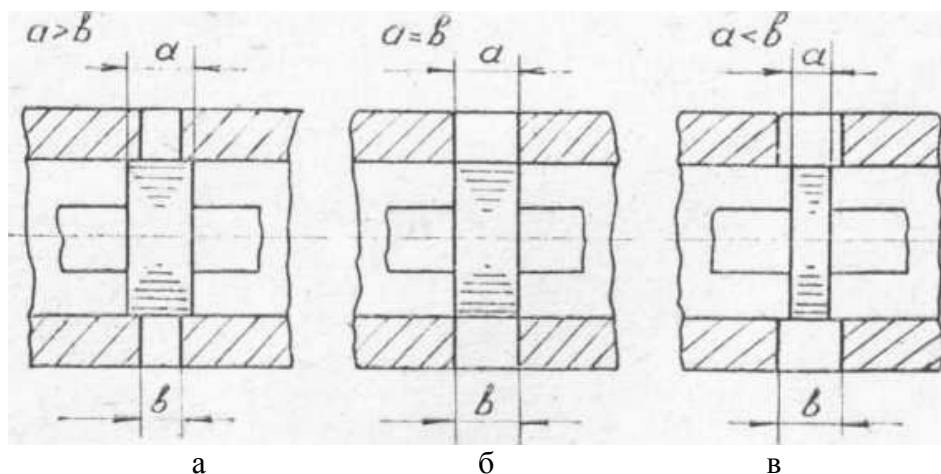


Рисунок 2 – Схемы перекрытия цилиндрических золотников: а – с положительным перекрытием, б – с нулевым перекрытием, в – с отрицательным перекрытием

Золотники с положительным перекрытием, когда ширина поясков плунжера больше, чем высота или диаметр окон в гильзе. Такие золотники называют непроточными, а также отсечными. При нейтральном положении они отсекают исполнительный механизм от насоса. Расходная характеристика таких золотников имеет зону нечувствительности (рисунок 3, а), равную величине перекрытия, что является недостатком. Применяют их, когда утечка рабочей жидкости при нейтральном положении золотника должна быть минимальна, а жесткость (чувствительность к нагрузке) достаточно высока.

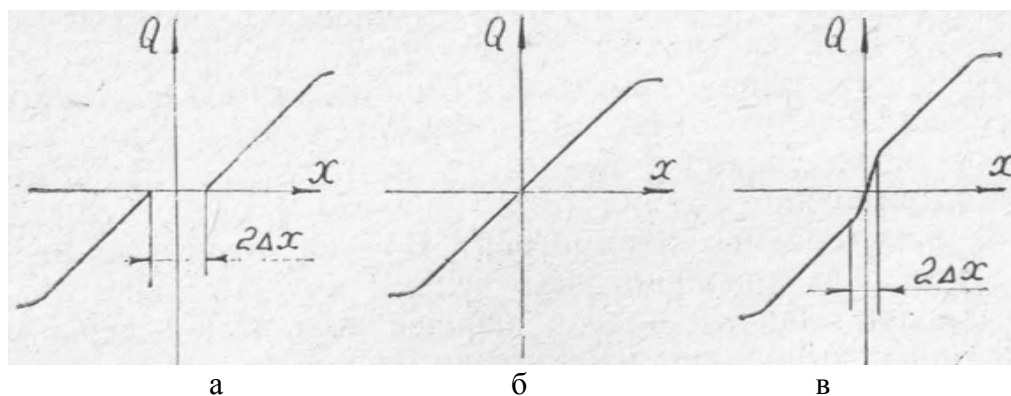


Рисунок 3 - Расходные характеристики цилиндрических золотников: а — с положительным перекрытием, б — с нулевым перекрытием, в — с отрицательным перекрытием

Золотники с нулевым перекрытием, когда ширина поясков равна высоте или диаметру окон в гильзе. Золотники с нулевым перекрытием называют идеальными. Расходная характеристика их линейная и не имеет зоны нечувствительности (рисунок 3, б). Однако изготовление золотников, у которых ширина пояска в точности равна высоте окна в гильзе, связано со значительными технологическими трудностями.

Золотники с отрицательным перекрытием, когда ширина поясков меньше высоты или диаметра окон в гильзе (рисунок 3, в), называют проточными, так как даже в нейтральном положении в них имеется перепуск рабочей жидкости. При изменении нагрузки на исполнительном механизме, управляемом таким золотником, возможно изменение положения подвижных частей исполнительного механизма при неизменном положении плунжера золотника, что недопустимо в системах автоматики. С этим явлением борются путем введения жестких отрицательных обратных связей между

исполнительными механизмами и золотником. Расходная характеристика золотника с отрицательным перекрытием имеет излом на участке хода, равном величине отрицательного перекрытия. Поскольку величина перекрытия не превышает 10...20 мкм, это позволяет приблизить расходную характеристику к линейной (при постоянном давлении питания). У отсекающих кромок золотников, работающих вблизи среднего положения, рабочая жидкость протекает с большими скоростями, сопровождающимися значительным падением давления. Если при этом статическое давление в струйках жидкости падает ниже давления упругости паров этой жидкости, то возникает кавитация, вследствие чего происходит эрозийный износ кромок. Для уменьшения разрушения кромок плунжер золотника и гильзу выполняют из твердого материала.

2.1 Выбор основных параметров золотника

Размеры золотника определяются в основном расходом и допустимой скоростью масла в каналах золотника, которая, в свою очередь, зависит от давления в системе. В целях уменьшения габаритов золотников скорость течения жидкости в каналах корпуса золотника и в проточках плунжера выбирают в 2...2,5 раза выше скорости жидкости в подводящих трубах, однако потеря напора в золотнике не должна превышать примерно 2% рабочего давления. Практически скорость выбирают равной 6...8 м/с.

Потери давления Δp (кг/см²) в золотнике можно рассчитать по формуле:

$$\Delta p \sim 8,5 \cdot 10^{-5} \cdot Q^{2,1},$$

где Q — расход жидкости, л/мин.

Иногда внутренние каналы в золотнике выбирают такими, чтобы площадь сечения потока жидкости в любом месте канала была не менее 50...75 % площади сечения трубы.

Допустимая величина утечек жидкости в золотнике зависит от типа и назначения гидросистемы. Так например, допустимая утечка через золотники и каналы, применяемые в станкостроении, обычно не превышает 3...15 см³/мин при давлении 60 кг/см², при работе с высокими давлениями и большими расходами допускается утечка через золотники 200...400 см³/мин. Для обеспечения требуемой герметичности минимальный диаметральный зазор в золотниках должен быть 0,004...0,01 мм. При более жестких требованиях диаметральный зазор для диаметра золотника 25 мм и давления $p = 150$ кг/см² составляет 0,004... 0,007 мм. Данные по величинам утечки через зазоры золотника диаметром 16 мм при давлении $p = 150$ кг/см² и вязкости масла 30 сст ориентировочно следующие:

Диаметральный зазор, мм	0,083	0,096	0,109	0,1168
Утечка в каплях, в мин	100	200	300	400

При выборе зазоров необходимо учитывать температурное расширение материалов, из которых изготовлены детали плунжерной пары.

Величину минимального зазора в золотнике при изготовлении его деталей из материалов с различными коэффициентами линейного расширения определяют по выражению:

$$\delta_t = \delta_{t_0} + d[\beta(t_u - t_0) - \alpha(t_n - t_0)],$$

где δ_t и δ_{t_0} — величины диаметральных зазоров при температурах t_1 и t_0 ;

t_0 — исходная температура, соответствующая диаметральному зазору по производственному допуску;

$t_{ц}$ и $t_{п}$ — средняя температура цилиндра и плунжера;

d — диаметр плунжера золотника;

β , α — коэффициенты температурного расширения материала гильзы и плунжера золотника.

Так как температуры цилиндра $t_{ц}$ и плунжера $t_{п}$ обычно равны средней температуре системы t , формулу (2) можно упростить:

$$\delta_t = \delta_{t_0} + d(\beta - \alpha)(t - t_0)$$

При соответствующем подборе материалов для изготовления цилиндра и плунжера можно получить плунжерную пару с незначительной зависимостью утечек от температуры. В таблице 1 приведены рекомендуемые допуски для изготовления плунжерных пар.

2.2 Сила трения плунжеров

Одним из основных параметров, определяющих качество плунжерной пары, является трение при страгивании плунжера с места. Его величина для реальной пары зависит от величины давления жидкости, увеличиваясь с увеличением последнего, а также от правильности геометрических форм плунжера и гильзы и соосности их расположения. Практически зависимость силы трения от величины перепада давления для распространенных в практике величин давления (до 200 кг/см²) имеет линейный характер.

Ориентировочно усилие для перемещения плунжера золотника можно подсчитать по выражению:

$$p = kdlpf,$$

где d – номинальный диаметр плунжера, см;

l – максимальная длина, на которую может действовать одностороннее давление жидкости;

p – максимальное давление, кг/см²;

f – коэффициент трения ($f = 0,05$);

k – коэффициент, характеризующий точность изготовления деталей золотника ($k = 0,15...0,3$, более высокие значения k соответствуют малым значениям d и l).

Кроме того, трение зависит от продолжительности пребывания плунжера в покое под давлением. Практически усилие, необходимое для перемещения плунжера золотника диаметром 20 мм при перепаде давления жидкости 100кг/см² и после пребывания золотника в неподвижном состоянии в течение 5...8 мин, обычно составляет 2,5...3 кг. В отдельных случаях это трение достигает такой величины (до 50 кг при $p = 250$ кг/см²), при которой происходит практическое защемление плунжера в гильзе; для перемещения его после страгивания с места требуемое усилие зачастую составляет не более 1% этой величины.

Усилие трения плунжера возникает в основном в результате неравномерного распределения давления жидкости в радиальном кольцевом зазоре, образованном плунжером и гильзой, ввиду чего возникает сила, поджимающая плунжер к одной стороне. Последнее обусловлено в основном перекосами оси плунжера относительно расточки в корпусе, а также неправильной геометрией (конусностью) поясков золотника или отверстия в гильзе. Учитывая это, плунжер рекомендуется выполнять с некоторой минимальной (несколько микрон) конусностью, обращенной вершиной конуса в сторону высокого давления. Практически может быть рекомендована конусность, равная $0,25\delta$, где δ — номинальный входной зазор. Подобная конусность может образоваться также вследствие деформации плунжера и гильзы золотника под действием давления жидкости, в результате чего сила трения по достижении определенного давления понижается и может достигнуть практически нулевого значения.

При недостаточной жесткости корпуса и прочих деталей золотника повышение давления жидкости может вызвать, в результате их деформации, механическое защемление плунжера. Во избежание этого применяют плавающие гильзы, которые помещают в корпус с небольшим зазором. В большинстве случаев гильзу помещают в корпус золотника по скользящей посадке 2-го класса точности и уплотняют круглыми

резиновыми кольцами. Практически зазоры между гильзой и корпусом составляют 0,01...0,02 мм — для диаметра гильзы, меньшего 30 мм, и 0,01 ...0,025 мм — для диаметра гильзы, большего 30 мм.

Влияние на трение загрязнения масла. Сила трения частично обусловлена попаданием в зазоры между сопрягаемыми поверхностями плунжера и гильзы находящейся в масле грязи и смолисто-асфальтовых образований масла. Испытания показали, что при особенно тщательной фильтрации жидкости усилие трения (защемления) уменьшается примерно в 2 раза.

Облитерация щели. Интенсивность защемления плунжера зависит от физико-молекулярных свойств жидкости и связана с явлением зарастивания (облитерации) щели адсорбированными на поверхностях деталей полярными молекулами (свойством граничного слоя жидкости), причем усилие, необходимое для страгивания плунжера с места, с увеличением времени пребывания плунжера в покое увеличивается в такой же степени, в какой при этом уменьшается расход (утечка) жидкости через щель.

При облитерации щели происходит сращивание фиксированными слоями молекул поверхностей гильзы и плунжера. Чтобы стронуть плунжер с места, необходимо приложить усилие, способное разрушить прослойку из молекул, связывающую поверхности гильзы и плунжера.

В результате действия рассмотренных факторов развиваются значительные силы трения покоя плунжера, которые могут в десятки и сотни раз превышать силы, действующие после страгивания плунжера с места.

2.3 Способы уменьшения сил трения

Высокие значения сил трения обусловлены в основном схватыванием металлов плунжера и гильзы при известных условиях погружения, определенном качестве материалов, из которых изготовлены плунжер и гильза, и качестве обработки. Поскольку схватыванию менее подвержены твердые и легкоокисляющиеся материалы, то от твердости сопрягаемых поверхностей частично зависит сила трения плунжерной пары, которая уменьшается с увеличением твердости. С этой же целью на поверхности гильзы и золотника рекомендуется наносить окисные, сульфидные, фосфатные и другие покрытия, которые препятствуют возникновению схватывания металлов золотника и гильзы. Опыт показывает, что трение плунжера золотника уменьшается, если в линии слива имеется подпор (5...6 кг/см²).

Силы трения значительно снижаются при уменьшении неуравновешенных радиальных сил давления жидкости на плунжер. Наиболее простым способом снижения указанных сил давления жидкости является прорезание на поверхности плунжера или гильзы кольцевых канавок, которые выравнивают давление в зазоре по окружности и тем самым уменьшают неуравновешенность радиальных сил давления жидкости на плунжер, в результате чего трение может быть уменьшено во много раз. Ширину канавки следует выбирать такой, чтобы сопротивление канавки потоку жидкости было незначительным по сравнению с величиной сопротивления в зазоре между плунжером и гильзой. Так как реальные зазоры в плунжерных парах измеряются микронами, ширина канавки может быть настолько малой, насколько это позволяет технология изготовления. Канавки прорезают обычно шириной 0,5...1мм и глубиной 0,8...1мм, расстояние между осями канавок равно 1 мм и меньше, число канавок должно быть возможно большим.

Так как канавки уменьшают длину уплотняющей части щели, т. е. уменьшают длину пути утечек, то величина утечек при наличии канавок обычно несколько превышает эту же величину для плунжеров без канавок. В отдельных случаях при наличии канавок утечки уменьшаются — это объясняется тем, что канавки способствуют центрированию плунжера.

Для уменьшения указанных сил можно также применять пары с щелью в осевом направлении по движению утечек жидкости. Подобная щель обычно достигается применением плунжера с небольшой конусностью, вершина которой обращена в сторону высокого давления. При этом для получения разгружающего эффекта достаточна конусность $\Delta = 0,001 \dots 0,002$ мм, которую можно получить при соответствующей технологии окончательной обработки (притирки) плунжера или отверстия гильзы. Этот способ неприменим в тех случаях, когда возможен реверс давления.

Один из способов разгрузки золотника от неуравновешенных радиальных сил (рисунок 4) заключается в том, что на поясках плунжера золотника выполнены 4...6 небольших отверстий, расположенных диаметрально противоположно и соединяющихся с полостью рабочего давления. Если зазор вследствие радиального смещения плунжера на одной стороне увеличится, то давление в зазоре на этой стороне упадет, давление же на противоположной стороне возрастет; в результате возникнет сила, стремящаяся сместить плунжер к центру.

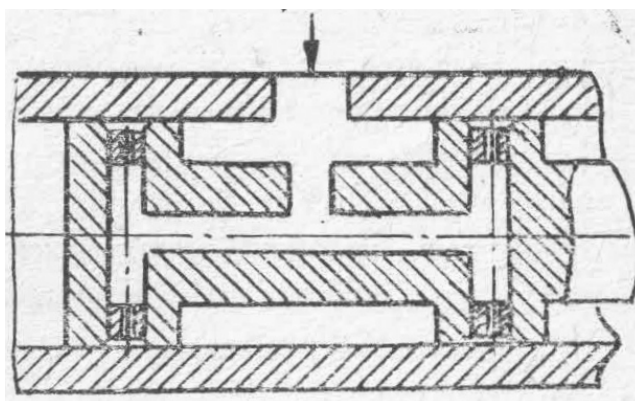


Рисунок 4 – Схема разгрузки золотника от сил трения

Для центрирования плунжеров часто используют утечки жидкости. На крайних поясках плунжеров (рисунок 5) выполняют (фрезеруют) четыре симметрично расположенные лыски 2, которые сверлениями 3, выполненными в теле плунжера, соединяются с противоположными лысками 5, расположенными на этом же пояске со стороны слива. Лыски 5 должны иметь примерно в 2 раза большую площадь и располагаются на некотором расстоянии от лысок 2 в сторону слива. По обе стороны лысок выполнены круговые проточки 1 и 4. При радиальном смещении плунжера в какую-либо сторону радиальный зазор между плунжером и гильзой с одной стороны будет уменьшаться, а с другой увеличиваться. В результате перетекание жидкости из соответствующей проточки в полость лысок будет затруднено, а с противоположной — облегчено, что приведет к перераспределению давления в полостях лысок и к появлению сил, стремящихся центрировать плунжер. Для уменьшения сил трения средние пояски в плунжерах золотников следящих систем (см. рисунок 1), работающие в условиях высоких перепадов давлений, занижают по диаметру на 5...10 мкм относительно крайних поясков, которые в этом случае будут опорными, обеспечивая тем самым центрирование плунжера относительно гильзы.

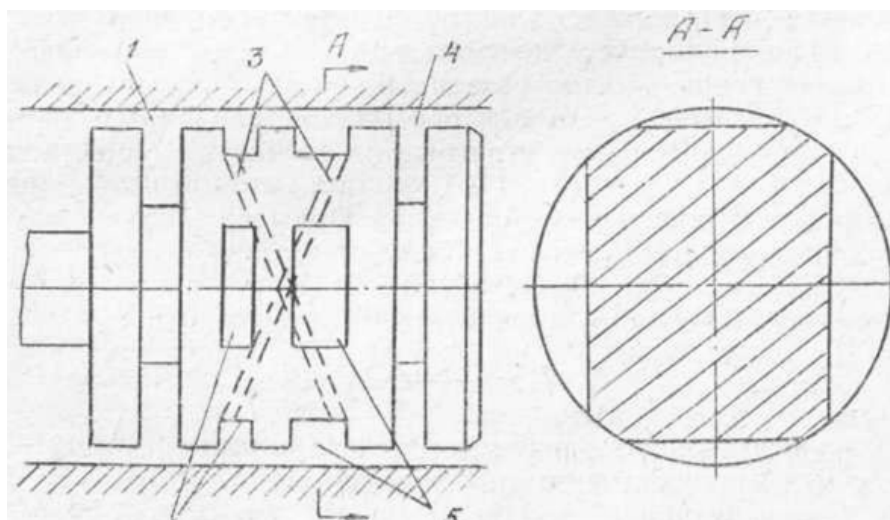


Рисунок 5 – Схема разгрузки золотника с помощью самоцентрирующих лысок

Вибрационные движения золотника. Для уменьшения сил трения, препятствующих перестановке элементов управления, применяют золотники, совершающие поступательные или поворотные вибрационные (осциллирующие) колебания небольшой амплитуды (0,01...0,1 мм) и высокой частоты — около 50 Гц, которые задаются с помощью механических и электротехнических средств.

Создание вибрации с помощью электричества целесообразно при управлении гидроусилителем с помощью электромеханического преобразователя, в одну из обмоток которого для этой цели подают переменный ток высокой частоты и малой амплитуды.

Наиболее простым является вибрационное электромеханическое устройство, состоящее из электромагнита переменного тока с частотой 50 Гц, к корпусу которого притягивается подвешенный на мембранах якорь, жестко связанный с гильзой золотника.

Опыт показывает, что при осевых вибрационных движениях усилие, необходимое для страгивания плунжера с места, составляет небольшую часть (3...4%) усилий, которые необходимы для этого при отсутствии таких движений. Применяют также золотники с круговым (вращательным) движением гильзы плунжера. Сила трения в этом случае будет обусловлена лишь составляющей f_x коэффициента трения f , определяемой из выражения:

$$f_x = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{v_x}{v_y}\right)^2}},$$

где f — коэффициент трения деталей плунжерной пары;

f_x — составляющая этого коэффициента, обуславливающая трение при осевом перемещении плунжера;

v_x — скорость осевого перемещения плунжера;

v_y — скорость поперечного перемещения (окружная) плунжера.

При небольших значениях отношения v_x/v_y выражение (4) может быть переписано как $f_x(v \rightarrow 0) \approx f \cdot v_x/v_y$.

Применение возвратно-поступательных колебаний особенно целесообразно в золотниках следящих систем, в которых плунжер колеблется относительно своего равновесного положения. Амплитуду колебаний в этом случае выбирают несколько превышающей (на 0,01...0,05 мм) величину перекрытия поясками плунжера окон питания, хотя с точки зрения снижения трения достаточна амплитуда колебаний 0,005...0,01 мм.

При колебаниях плунжера с такой амплитудой вся силовая часть гидросистемы будет подвержена частотным знакопеременным нагрузкам, вызываемым

знакопеременными силами давления жидкости на поршень силового цилиндра, благодаря чему будет уменьшено трение во всех узлах гидросистемы. Частота колебаний в этом случае должна быть такой, чтобы поршень силового цилиндра не реагировал на силовые импульсы, вызываемые частотными колебаниями подачи жидкости в цилиндр. Подобной частотой является частота 50 Гц и выше. При частоте ниже 50 Гц колебания плунжера золотника передадутся на гидросистему, что вызовет вибрации стрелок манометров, а при известных условиях - и рабочих органов машины.

Практика показала, что при применении для привода золотников электромагнитов переменного тока частотное возбуждение электромагнита действует на золотник так же, как и преднамеренно вводимая вибрация. В результате силы трения в подобном золотнике резко снижаются, хотя амплитуда колебаний плунжера вследствие высокой частоты практически близка к нулевой.

2.4 Гидродинамические силы потока жидкости в золотнике

На плунжеры гидравлических золотников действуют также неуравновешенные осевые силы, вызываемые гидродинамическим (реактивным) действием на плунжер потока жидкости. Нелинейные гидродинамические силы искажают линейность характеристик гидроагрегатов и при известных условиях могут ввести гидросистему в автоколебания. Подобные колебания возникают, например, если в звеньях входного контура гидросистемы имеются люфты. Осевые силы действуют в сторону закрытия золотника (стремятся вернуть плунжер в нейтральное положение).

На рисунке 6 показана эпюра сил давления жидкости на стенки проточки плунжера для разных направлений потока жидкости. Практически можно считать, что в типовых четырехходовых золотниках (см. рисунок 1) на каждую 1 л. с. мощности, теряемой в золотнике вследствие перепада в нем давления, приходится осевая сила, равная примерно 4...6 Н.

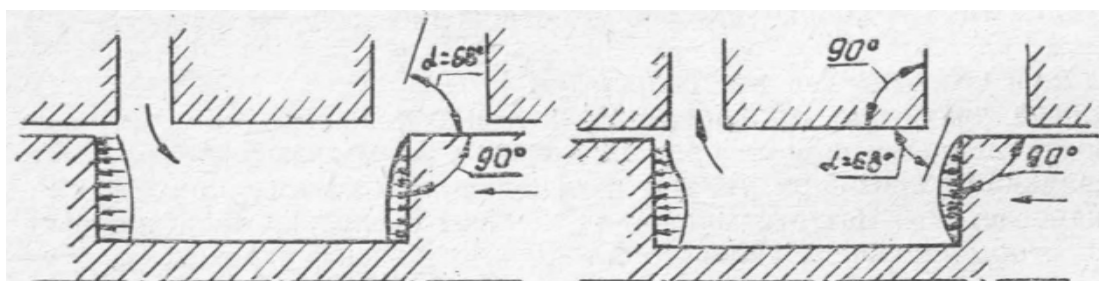


Рисунок 6 – Схема действия на плунжер золотника неуравновешенных осевых сил

Осевая составляющая реактивной силы потока жидкости для четырехходового золотника с симметричным расположением поясков плунжера относительно окон гильзы и нулевым радиальным зазором, в котором реактивные силы действуют как в рабочей, так и в сливной камере, определяется из уравнения:

$$F = 2QU\rho \cos \alpha = 2Q\sqrt{\rho\Delta p} \cos \alpha,$$

- где F — суммарная осевая сила потока, действующая на плунжер,
 Δp — суммарный (для рабочей и сливной камер золотника) перепад давления (при принятом допущении он равен удвоенному перепаду в какой-либо из камер золотника),
 U — скорость потока жидкости через щель окна,
 Q — секундный объемный расход жидкости,
 ρ — плотность жидкости,
 α — угол, образованный осями плунжера и потока жидкости (см. рисунок 6).

При этом принимаем, что расход жидкости, происходящий через рабочую и сливную камеры золотника, а следовательно и скорости течения в окнах этих камер, равны между собой. Когда в плунжере золотника кромки поясков прямоугольные и отсутствуют зазор и закругления, угол α будет максимальным и равным 69° .

2.5 Золотники с серводействием

В случае необходимости снижения усилия, требующегося для перемещения золотника и одновременного обеспечения необходимого расхода жидкости, применяют двухступенчатые (двухкаскадные) золотники, которые получили название золотников с серводействием.

Схема одного из подобных золотников показана на рисунке 7. Основной распределительный золотник *b*, питающий исполнительный гидродвигатель, управляется с помощью вспомогательного золотника *a* малого сечения.

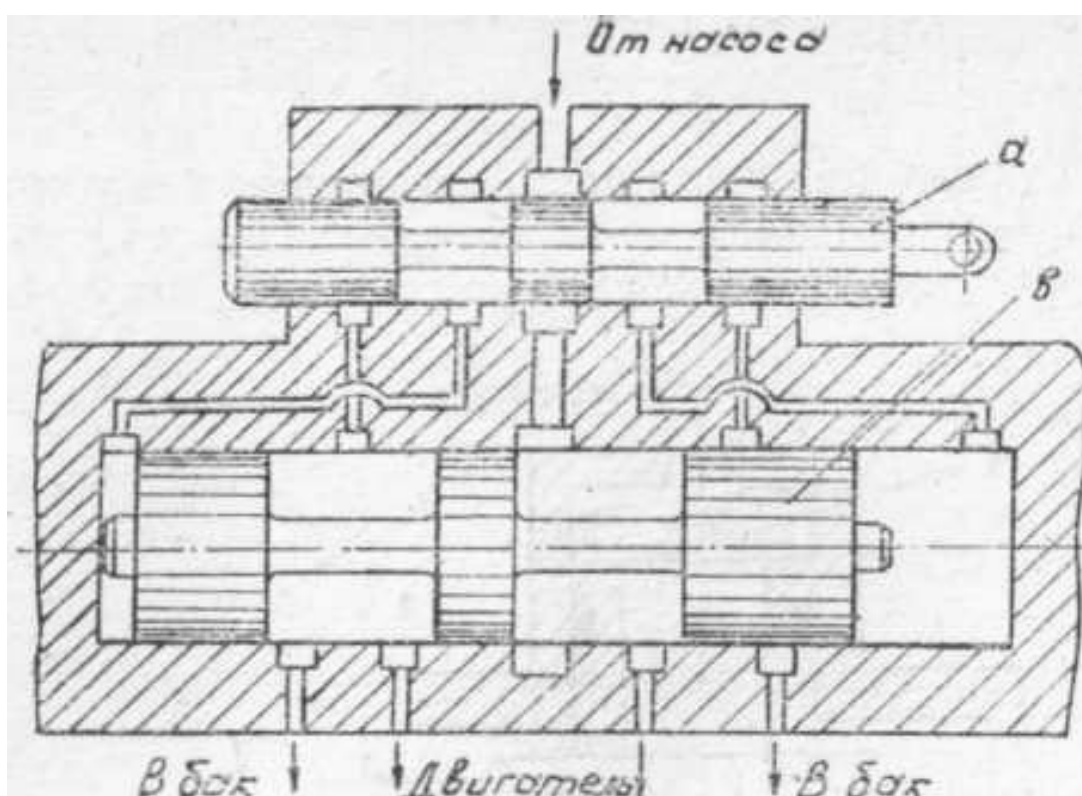


Рисунок 7 – Схема золотника с серводействием

2.6 Золотники с электроприводом

Для привода золотников, и в частности вспомогательных, часто применяют электромагниты и электрические двигатели. В золотнике с одним электромагнитом плунжер золотника перемещается в одну сторону под действием электромагнита и в другую (по обесточиванию электромагнита) — под действием пружины. Ход плунжера обычно равен 5...6 мм, мощность управляющего электротокка 20 Вт. Диаметр плунжера в этой схеме обычно не более 30 мм. В золотнике с двумя электромагнитами перемещение плунжера в обе стороны осуществляется электромагнитами.

Для увеличения тягового усилия связь плунжера с электромагнитами часто осуществляют через рычажную связь. Электромагнитный привод золотников особенно

распространен в конструкциях с серводействием. Благодаря тому, что плунжер вспомогательного золотника можно в этой схеме выполнить диаметром 3...4 мм, для привода его может быть применен маломощный магнит. Время срабатывания электромагнитных золотников находится в пределах 0,02...0,08 с.

Вспомогательный золотник (сервозолотник) обычно размещают в общем с основным золотником корпусе (рисунок 7), реже его выполняют в виде самостоятельного агрегата, соединяемого с основным золотником с помощью труб. Размещение в общем корпусе применяется в основном при электромагнитном приводе золотника, отдельное исполнение — преимущественно при дистанционном гидроуправлении основным золотником.

3 Распределители со струйной трубкой

В автоматических следящих системах широко применяют распределители со струйной трубкой, т. е. струйное реле (рисунок 8). Принцип действия этого реле основан на преобразовании кинетической энергии движущейся жидкости в удельную энергию давления. Для увеличения скорости потока с целью увеличения запаса кинетической энергии в трубке применен конический насадок. Распространенное давление 6...8 кг/см². Однако существуют устройства, работающие на давлениях до 150 кг/см². Скорость на выходе из насадка обычно 30...40 м/с. Трубка 2 (см. рисунок 8) шарнирным концом 1 соединена с источником питания системы жидкостью (или воздухом), которая при выходе из сопла 3 поступает в два расположенных рядом приемных отверстия 4 распределительного блока силового цилиндра 5, каждое из которых соединено с соответствующими полостями последнего. Кинетическая энергия струи жидкости на выходе из трубки преобразуется в удельную энергию давления в полостях силового цилиндра 5.

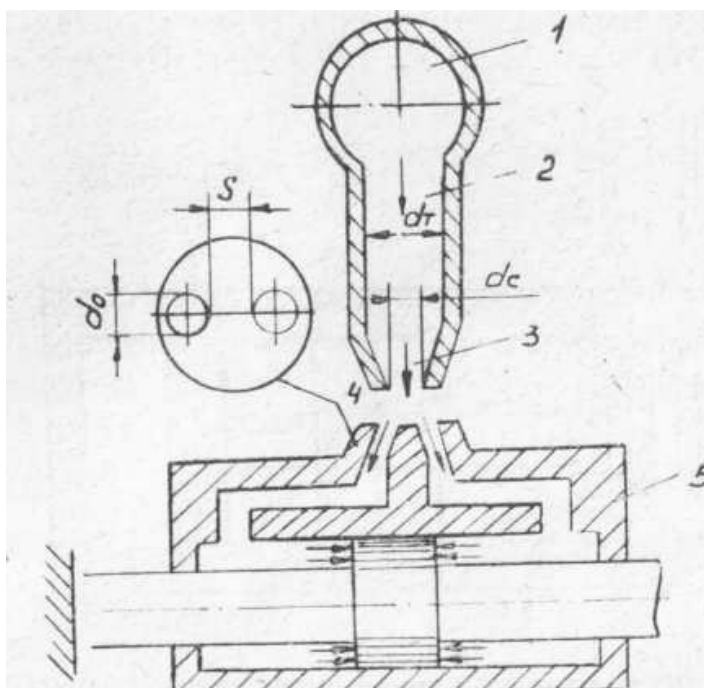


Рисунок 8 – Распределитель со струйной трубкой

Если сопло струйной трубки расположено симметрично отверстиям 4, то давление в обеих полостях силового цилиндра 5 одинаково и силовой цилиндр находится в покое. При смещении трубки 2 относительно отверстий давление в одной полости превысит давление в другой; в результате цилиндр под действием разности давлений будет

смещаться в сторону смещения сопла трубки до тех пор, пока не восстановится нарушенная симметрия положения сопла.

Указанное распределительное устройство отличается малой инерцией и трением механических частей. Потеря энергии на управление составляет в однокаскадной системе 15...18 % мощности, подведенной к усилителю. Усилие для перемещения трубки среднего размера составляет $(3...5) \cdot 10^{-2}$ Н, максимальная сила тока для управления не превышает 15 мА.

Давление в исполнительном двигателе (на входе) составляет около 90% входного давления (давления, подводимого к трубке). Рассматриваемые распределители применяют в системах прямолинейного (рисунок 9) и поворотного движения. Применяются также двухкаскадные схемы с золотником 2, расположенным между струйной трубкой I и силовым цилиндром, с золотником с серводействием, причем функции вспомогательного золотника выполняет струйная трубка, основного распределителя — цилиндрический золотник.

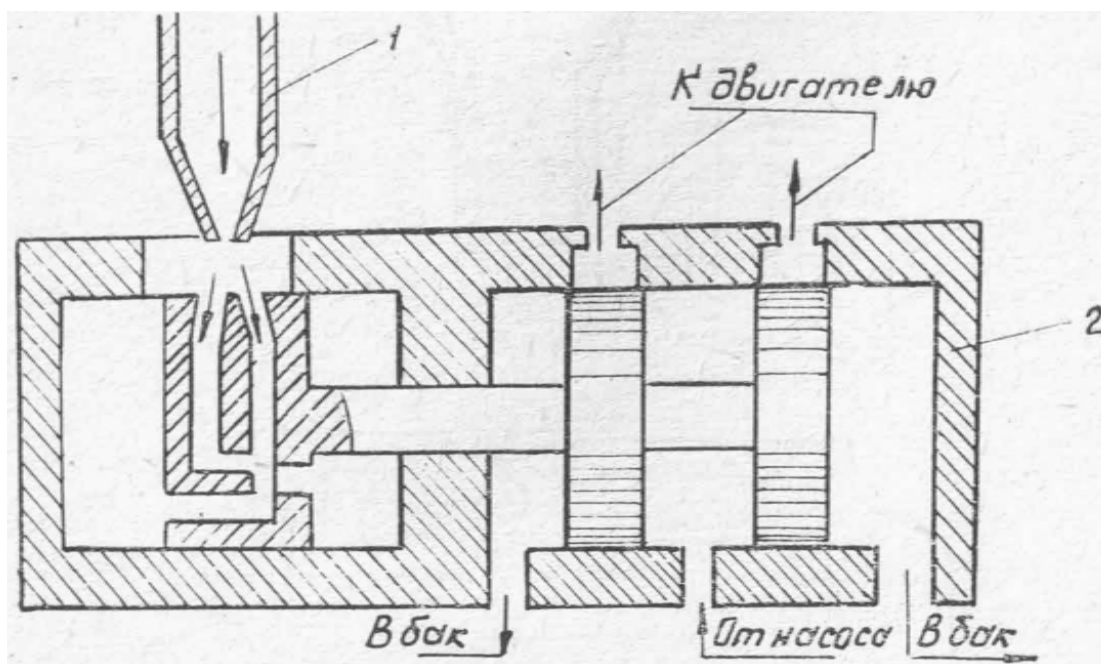


Рисунок 9 – Двухкаскадный распределитель со струйной трубкой

Отношение диаметра d_0 приемных отверстий (окон) в распределительном блоке (см. рисунок 8) к диаметру d_c выходного отверстия (сопла) трубки обычно равно 1,4. Расстояние между срезом (торцом) сопла и приемными отверстиями в распределительном блоке для пневматических устройств выбирают возможно малым; для гидравлических устройств это расстояние обычно принимают равным $4d_c$.

Практически расстояние s между приемными отверстиями в большинстве конструкций составляет 0,2...0,5 мм, $d_0 = 2...2,5$ мм. Длина трубки составляет 130...170 мм, внутренний диаметр ее $d_T = 4...5$ мм, $d_c = 1,5...2$ мм, а перемещение его от среднего положения 1,5...2 мм.

Указанные соотношения размеров приведены для ориентировки, истинные же размеры должны быть вычислены применительно к конкретным условиям. Для некоторых конструкций принята зависимость:

$$2d_0 + s \geq d_c,$$

т. е. при среднем положении трубки струя должна немного перекрывать оба приемных отверстия. Размер выходного отверстия сопла выбирают с учетом обеспечения требуемой

мощности устройства, причем в двухкаскадных устройствах минимальный размер отверстия обычно не превышает долей миллиметра (0,3...0,5 мм).

Скорость U жидкости на выходе из насадка в среду с давлением, равным нулю, можно определять по выражению:

$$U = \frac{1}{\sqrt{1-m^2}} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \cdot p_0},$$

где p_0 — давление на входе в трубку,

m —отношение площадей сечений насадка F_0 и трубки F_1 ,

$$m = \frac{F_0}{F_1}$$

Соответствующий этой скорости секундный расход жидкости из насадка:

$$Q = \frac{F_0}{\sqrt{1-m^2}} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \cdot p_0},$$

где g — ускорение свободного падения,

γ — удельный вес жидкости, $\gamma = \rho g$.

Истечение рабочей жидкости из насадка может происходить в атмосферную и жидкостную среду (под уровень жидкости), причем в последнем случае струя лучше сохраняет свою компактность, чем в первом. Учитывая это, рекомендуют конструктивно устранять проникновение (подсос) воздуха в движущуюся рабочую жидкость при выходе ее из насадка. Изменение перепада давлений в силовом цилиндре при небольших отклонениях струйной трубки от среднего положения будет практически линейным, поэтому можно считать, что этот перепад давлений, под действием которого перемещается поршень силового цилиндра, пропорционален отклонению струйной трубки от среднего положения. С целью исключения влияния на характеристики усилителя реакции струи необходимо, чтобы ось трубки пересекала ее ось вращения.

Зона нечувствительности системы со струйной трубкой обычно составляет 0,01...0,02 мм. Преимуществом системы со струйной трубкой является ее высокая устойчивость к автоколебаниям даже при относительно высоких давлениях рабочей жидкости (100 кг/см²), а также практическая нечувствительность к загрязнениям жидкости. При использовании распределителей со струйной трубкой в большинстве случаев можно обойтись без вибрационных движений, которые обычно применяются в золотниковых распределителях для устранения сил статического трения. Разбрызгивание жидкости, отражающейся от распределительного блока струйного усилителя, вызывает возмущающие силы, действующие на струйную трубку, что заменяет преднамеренно вводимую вибрацию.

3.1 Устройства типа сопло-заслонка

В следящих системах, особенно в системах автоматического управления, широко применяют устройства типа сопло-заслонка (рисунок 10, а). На входе в сопло установлен дроссель (жиклер) 1 постоянного сопротивления и на выходе—регулируемый дроссель в виде подвижной заслонки 2, с помощью которой можно больше или меньше перекрывать выходные отверстия сопла 3, регулируя тем самым расход жидкости из сопла, а следовательно, регулируя давление в камере 4, соединенной с исполнительным гидродвигателем 5. Поскольку здесь имеет место кубическая зависимость расхода жидкости от зазора $Q = f(y^3)$, где y — расстояние от среза сопла до заслонки, ничтожное изменение y вызовет значительное изменение давления в камере 4, а следовательно, и в рабочей полости гидродвигателя. Для двустороннего питания гидродвигателя применяют схему с двумя соплами (рисунок 10, б), которая отличается от рассмотренной тем, что на управляющую заслонку напор струи жидкости действует с двух сторон, разгружая ее.

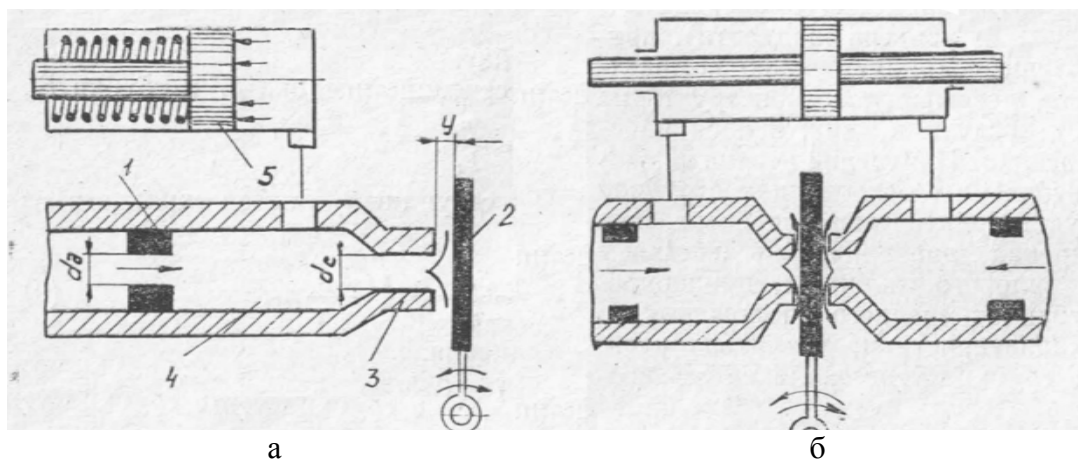


Рисунок 10 – Устройство типа сопло-заслонка

Привод заслонки 2 (см. рисунок 10, а) можно осуществить с помощью электромагнитных или механических устройств. Так, например, в копировальных металлорежущих станках с пневматическим управлением заслонкой часто служит шаблон-копир. Простота конструкции и отсутствие трущихся поверхностей в распределителях типа сопло-заслонка с плоской заслонкой обусловили их широкое применение в гидроусилителях и системах автоматического управления. Они отличаются малыми габаритами, весом и обладают высокой чувствительностью, точностью и быстродействием, а также простотой изготовления и долговечностью, достигаемой благодаря бесконтактному действию. При применении этих распределителей устраняется сухое трение и опасность защемления управляющих элементов.

Для привода заслонки требуется ничтожное усилие, которое может быть создано любым задающим чувствительным (командным) устройством — манометром, термометром, центробежным регулятором (рисунок 11, а), напряжением электротока и пр. Для повышения устойчивости применяют обратную связь, которая может быть выполнена по схеме, представленной на рисунке 11, б. В этой схеме всякое изменение давления перед соплом (в линии силового двигателя) вызовет соответствующее смещение поршня вспомогательного цилиндра а, связанного со вторым концом заслонки. Работа устройства типа сопло-заслонка ухудшается с увеличением противодействия в полости, в которую отводится вытекающая из сопла жидкость. Необходимая мощность сигнала при этом резко увеличивается.

Для уменьшения влияния на характеристику распределителя вязкости жидкости применяют сопло с узкими (острыми) внешними кромками (рисунок 12, б), которое будет иметь преимущества перед соплом, представленным на рисунке 12, а. Толщина кромки среза сопла s должна быть меньше минимального значения y зазора между срезом сопла и заслонкой $s < y_{\min}$. С другой стороны, максимальное значение y_{\max} этого зазора (хода заслонки) должно быть меньше значения $d_c/5$, где d_c — диаметр отверстия сопла.

Для описания течения в сопле с узкими кромками можно применять законы истечения жидкости через отверстие в тонкой стенке даже в том случае, если расстояние y от заслонки до среза сопла не превышает $1/5$ диаметра отверстия.

Если сопло имеет плоские кромки, особенно при малых открытиях (расстояние y), применить закон истечения жидкости из отверстия в тонкой стенке невозможно. Если сопротивление потоку в щели, образованной срезом сопла и заслонкой, станет сравнимым с сопротивлением выходного отверстия сопла, то вязкостное сопротивление станет преобладающим, и на работу рассматриваемого устройства будет оказывать влияние вязкость жидкости. Кроме того, в этом случае увеличится усилие действия давления жидкости на заслонку, величина которого трудно поддается расчету.

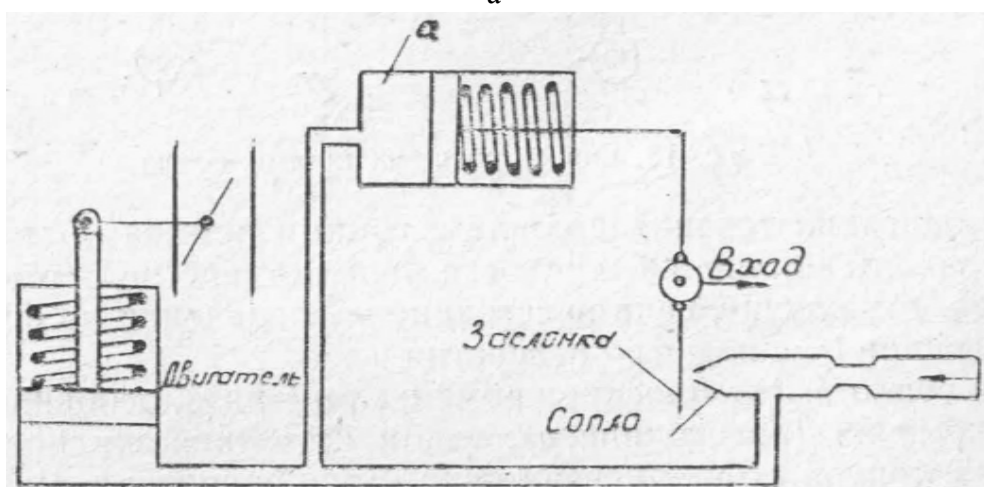
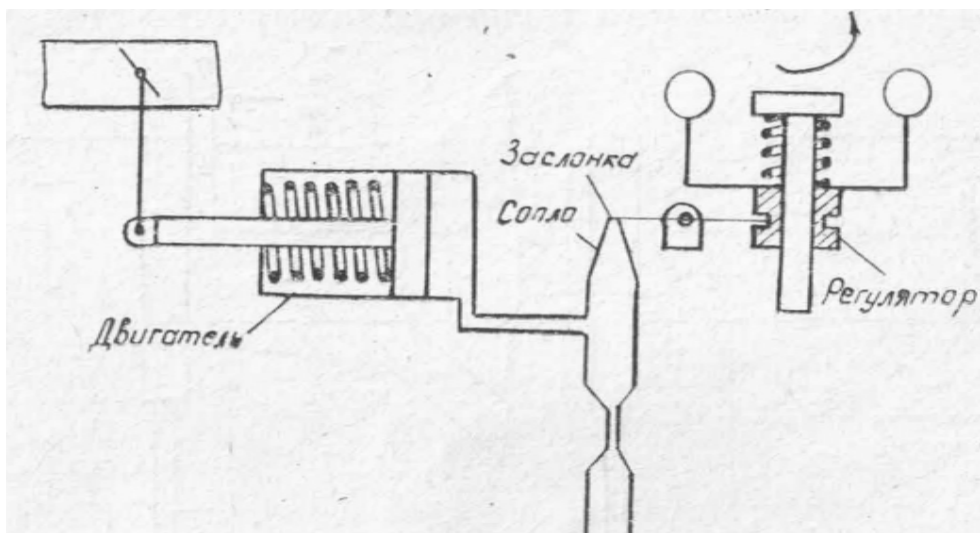


Рисунок 11 – Принципиальные схемы систем с устройствами типа сопло-заслонка

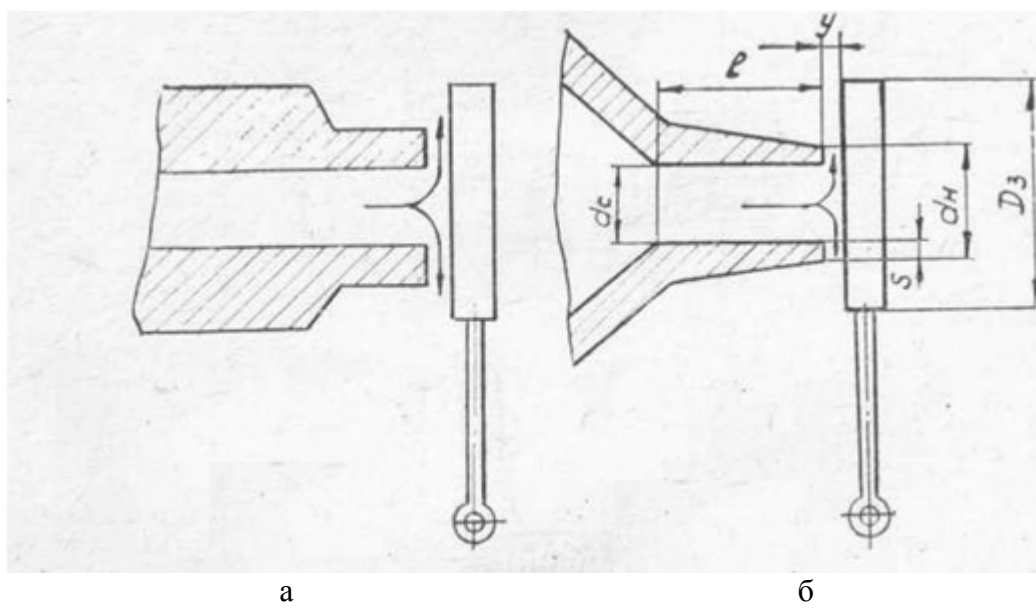


Рисунок 12 – Форма внешних кромок сопла

3.2 Двухкаскадные устройства типа сопло-заслонка

Для повышения чувствительности при одновременном увеличении мощности выходного сигнала применяют двухкаскадные устройства, принцип действия которых показан на рисунке 13. В отличие от ранее рассмотренной схемы, с камерой 4 соединена правая полость основного распределительного золотника, плунжер 5 которого находится под действием пружины 7 и давления жидкости в камере 4. При смещении заслонки 2 равновесие сил, действующих на плунжер, нарушится, и он сместится в соответствующую сторону, соединяя правую полость силового цилиндра 6 с полостью питания (давление p_H) или баком.

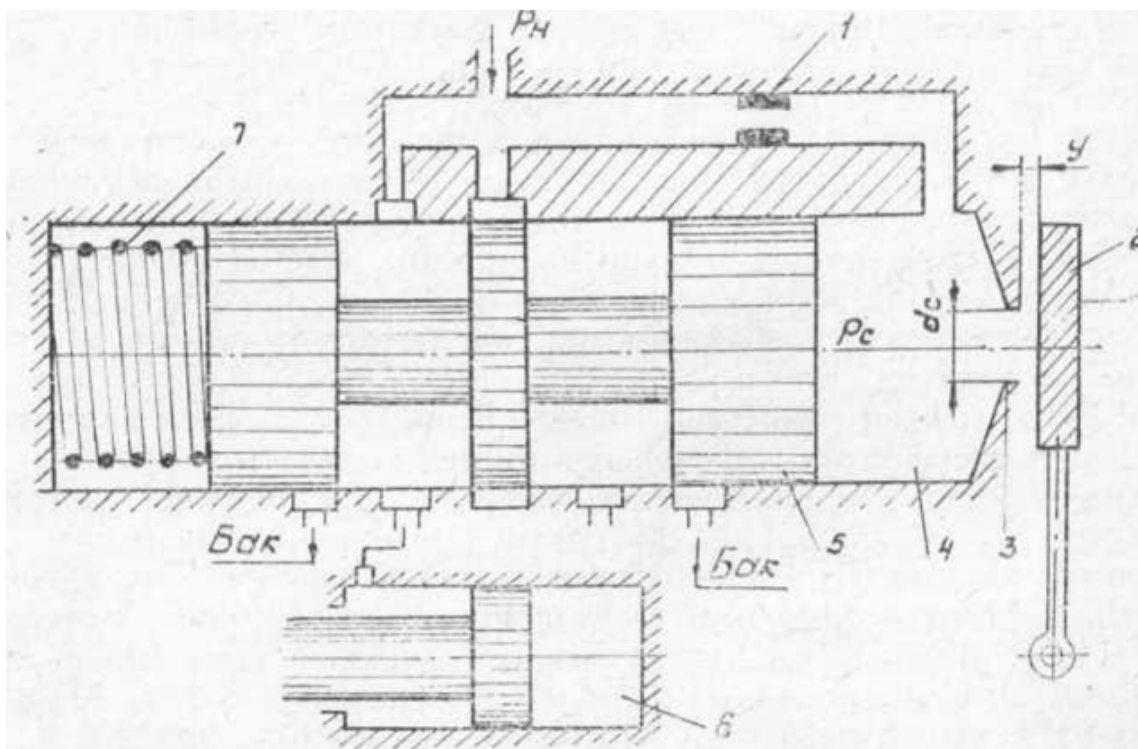


Рисунок 13 – Схема двухкаскадного усилителя типа сопло-заслонка

Благодаря тому, что усилие, создаваемое давлением жидкости на плунжер 5 золотника, уравнивается пружиной 7, достигается пропорциональность перемещения распределительного и регулируемого сопротивлений дросселя в золотнике, а в результате этого и приближенная пропорциональность расхода жидкости через золотник. В переходных режимах создается переменное усилие на заслонке, которое увеличивает или уменьшает открытие канала дросселя сопла 3, нарушая тем самым равновесие расходов жидкости через сопло и отверстие дросселя 1. Вследствие этого перепад давления, обусловленный избыточным расходом, будет смещать плунжер 5 в направлении, противоположном действию пружины 7, до тех пор, пока поступающий сигнал вновь не уравнивается давлением в междроссельной камере 4. При расчетах рассматриваемых систем следует учитывать неуровненность заслонки, обусловленную действием на нее гидродинамического напора струи жидкости, величина которого в ряде случаев может оказаться соизмеримой с силой, развиваемой элементом, управляющим перемещением заслонки. В большинстве же случаев усилия, определяемые скоростным напором, малы и ими можно пренебречь.

При малых значениях расстояния y сила, действующая на заслонку, будет равна произведению перепада давления в сопле на площадь сопла. Для уменьшения сил, создаваемых давлением жидкости, радиально растекающейся по поверхности заслонки, а

также для уменьшения изменения этих сил при перемещении заслонки следует уменьшать величину s , руководствуясь формулой

$$s = (d_n - d_c) / 2$$

Это же диктуется стремлением уменьшить влияние вязкости жидкости на характеристику системы. При выборе величины s приходится исходить из требований технологии изготовления и учитывать возможность нарушения формы кромок силой прижатия заслонки. При этом можно принять $d_n = 1,2d_c$. Длину l втулки сопла и диаметр D_3 заслонки выбирают исходя из геометрического подобия дросселей: $l = d_c$; $D_3 = 3d_c$.

Второй каскад усиления в виде распределительного золотника вводит в систему дополнительную степень свободы и увеличивает инерционность преобразователя, поэтому применение многокаскадных преобразователей по сравнению с однокаскадными связано с увеличением запаздывания в срабатывании основного золотника. По этой причине в быстродействующих системах целесообразнее, если это возможно, применять однокаскадные преобразователи, которые при малых ходах заслонки допускают до 30 включений в секунду, время срабатывания при ходе заслонки 1 мм не превышает 0,1 с. Однако при применении однокаскадных преобразователей расход жидкости ограничен. Практически расход масла в системе с однокаскадным усилением не превышает 3,5...5 л/мин при давлении 250 кг/см², тогда как расход масла в системе с двухкаскадным усилением при том же давлении равен 25...40 л/мин. Кроме того, введение второго каскада позволяет значительно повысить коэффициент усиления по мощности, который в двухкаскадном усилителе при хорошем конструктивном и технологическом исполнении может достигать значений до 107. Диаметр отверстия усилителя первого каскада типа сопло-заслонка может быть доведен до 0,1 ...0,15 мм, при этом зазор между соплом и заслонкой около 0,025 мм.

3.3 Электрогидравлическое управление распределительным устройством

Входной сигнал системы гидроусилителя может быть любой физической величиной: давлением, температурой, напряжением, усилием, создаваемым гироскопом и т. д. Однако все эти физические величины могут быть приведены к общему сигналу, который обычно создается электрическим напряжением. Причем, если входной сигнал является чисто механическим перемещением, то может оказаться целесообразным превратить его в электрическое напряжение, которое легко передавать и преобразовывать.

В системах автоматики распространены гидроусилители с управлением при помощи электромеханических устройств, которые преобразуют электрические сигналы в перемещение гидроусилителя, пропорциональные изменению тока.

Для преобразования входного электрического сигнала в перемещение гидравлического распределителя применяют одно- (рисунок 14) и двухкаскадные (рисунок 15) преобразующие устройства. В схеме однокаскадного гидроусилителя (см. рисунок 14) электромагнит 1 непосредственно перемещает золотник 2 на величину, пропорциональную величине дифференциального электротока.

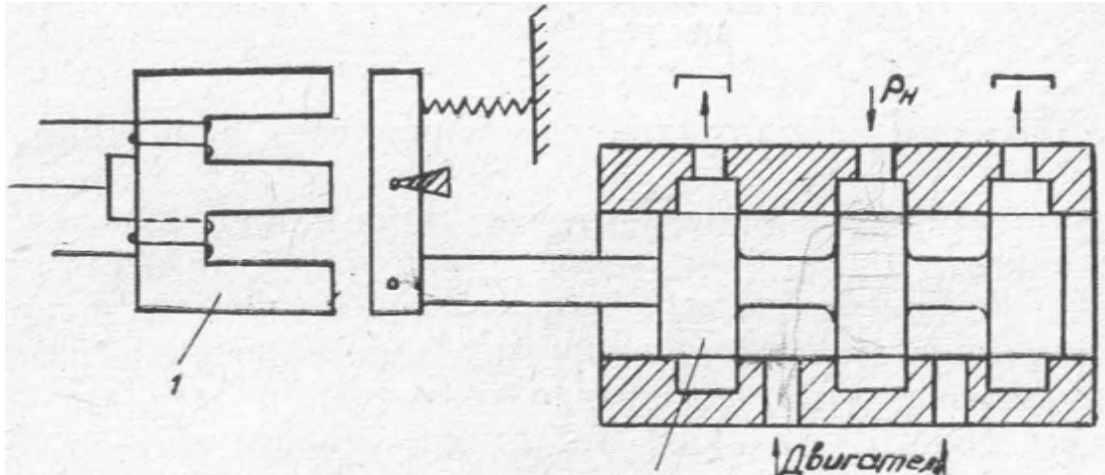


Рисунок 14 – Однокаскадное электрогидравлическое распределительное устройство

Двухкаскадный гидроусилитель (рисунок 15) имеет первую ступень усиления в виде вспомогательного устройства типа сопло-заслонка 2, 3 или иного типа с приводом от электромагнита 1, регулируя два противоположных гидравлических сопротивления (сопло-заслонка). В таком устройстве создается разность давлений в рабочих камерах золотника 4 второй ступени, который удерживается в среднем положении центрирующими пружинами 5. Эта разность давлений используется для управления золотником второй ступени.

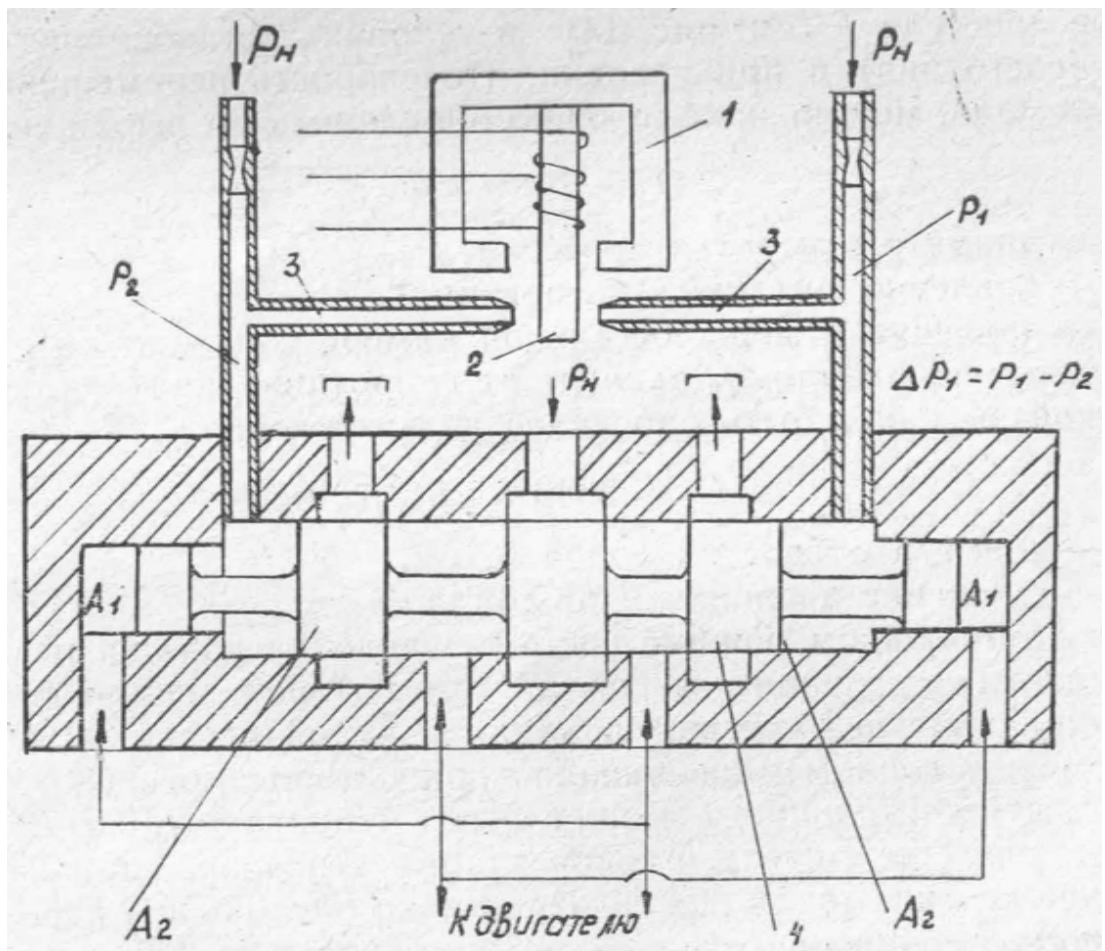


Рисунок 15 – Двухкаскадное электрогидравлическое распределительное устройство

В рассмотренных гидроусилителях золотники обеспечивают расход жидкости на выходе, пропорциональный дифференциальному электрическому току на входе при постоянном давлении нагрузки. Благодаря высокому сопротивлению золотника изменяющиеся характеристики нагрузки не оказывают на его характеристики существенного влияния. Золотники такого типа получили наиболее широкое распространение в системах с серводействием. Сила тока для питания однокаскадного устройства равна примерно 40 мА, двухкаскадного — 15 мА. Мертвый ход (зона нечувствительности) золотника составляет около 0,5% общего хода. Подобный гидроусилитель имеет высокие динамические характеристики. Небольшие гидроусилители действуют при частотах колебаний 40 Гц. Постоянные времени таких гидроусилителей находятся в пределах от 2 до 5 мс.

3.4 Золотники с регулированием давления

Различают золотники с серводействием двух типов: для регулирования расхода и для регулирования давления. Первые обеспечивают на выходе расход жидкости, пропорциональный входному перемещению при постоянном перепаде давлений от нагрузки, вторые — давление, пропорциональное входному перемещению при постоянном расходе жидкости.

Золотники для регулирования расхода имеют высокое сопротивление и применяются обычно при не зависящих от времени нагрузках на сервомеханизм. Золотники для регулирования давления имеют низкое сопротивление и в высшей степени чувствительны к нагрузке. На рисунке 16 показана схема золотника для регулирования давления, который обеспечивает на выходе давление, пропорциональное подводимому на вход электрическому току при постоянном расходе жидкости.

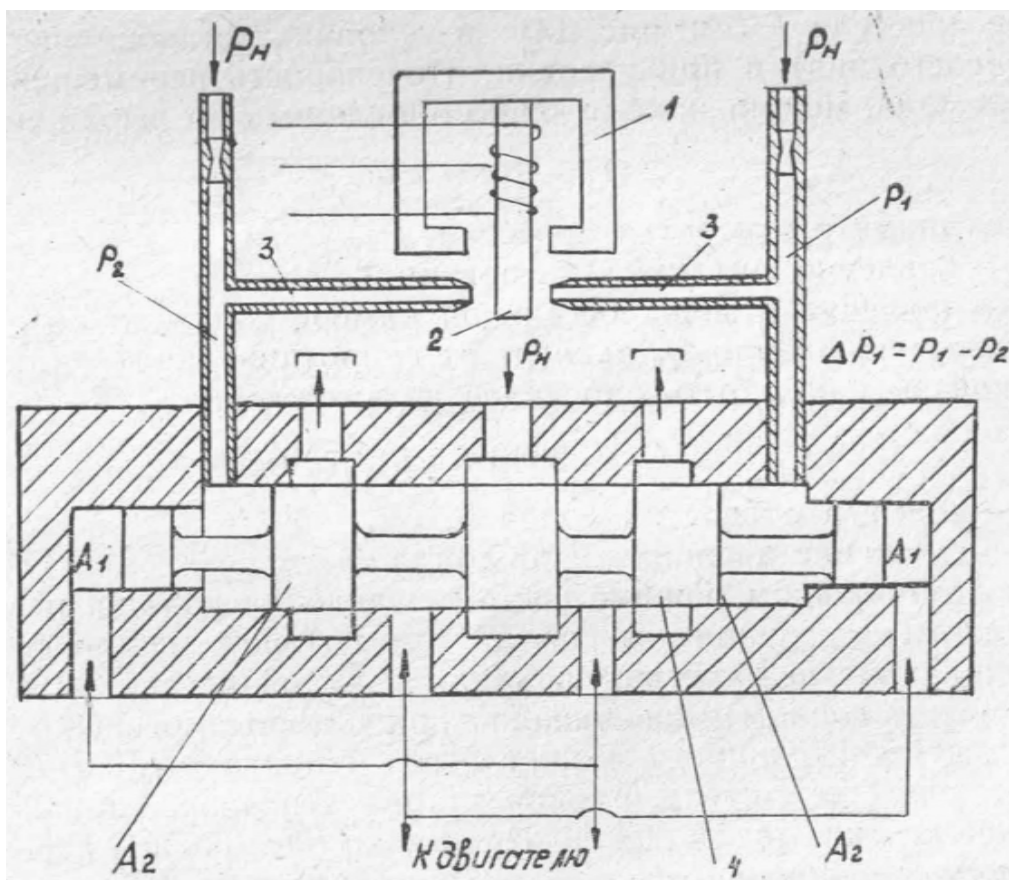


Рисунок 16 – Схема золотника для регулирования давления

Выходным сигналом первой ступени этого золотника является перепад давлений $\Delta p = p_1 - p_2$, создаваемый смещением заслонки 2 относительно сопел 3, величина которого, в свою очередь, пропорциональна подводимому к электромагниту 1 дифференциальному току. Этот перепад давлений действует на разность площадей $A_2 - A_1$ плунжера золотника 4.

Перепад давления Δp , пропорциональный величине рабочей нагрузки на поршне двигателя, действует на поверхности A_1 пояска малого сечения.

Условие равновесия плунжера золотника имеет вид

$$A_1 \Delta p_p = \Delta p_1 (A_2 - A_1)$$

Таким образом, когда подводится дифференциальный электрический ток, сила $\Delta p_p A_1$, создаваемая перепадом давления в двигателе, не уравнивает силу $\Delta p_1 (A_2 - A_1)$, создаваемую первой ступенью усиления. Подобный золотник может обеспечить практически постоянное давление на выходе при всех значениях расхода жидкости.

3.5 Основные расчеты устройства типа сопло-заслонка

Условия установившегося режима. Расход жидкости через отверстие дросселя 1 (см. рисунок 13) в условиях установившегося режима (состояния) и при условии, что скорость перемещения заслонки 2 мала, можно приближенно определить по выражению

$$Q_d = 768 d_0^2 \sqrt{p_n - p_c},$$

где d_0 — диаметр отверстия дросселя, см,
 p_n — давление питания (нагнетания), кг/см²,
 p_c — давление в междроссельной камере сопла, кг/см².

Расход через сопло Q_c зависит от сопротивления, создаваемого заслонкой, и может быть определен из выражения

$$Q_c = 3840 d_c y \sqrt{p_c}$$

где d_c — диаметр отверстия сопла 3, см,
 y — смещение заслонки 2 от сопла 3, см.

При номинальном режиме системы заслонка должна находиться на таком расстоянии от сопла, при котором гидроусилитель имеет наибольшую чувствительность и устойчивость. Величина зазора между соплом и заслонкой, при котором достигается наибольшая чувствительность, может быть принята $y = 0,5772q$, где q — постоянная усилителя, равная такому зазору y , при котором проходное сечение щели между соплом и заслонкой будет равно проходному сечению дросселя. В этом случае $p_c = 0,75p_n$.

Зазор между торцом сопла и заслонкой в нейтральном положении обычно составляет 0,025...0,05 мм, диаметр дросселя 1 (см. рисунок 10) $d_d = 0,1...0,4$ мм.

Практически принимают, что заслонка дросселирует при условии $y < d_c/5$. Для случая, когда заслонка отошла от сопла ($y \geq d_c/5$), расход, обусловленный лишь дросселированием в сопле, можно приближенно определить из выражения

$$Q_c = 768 d_c^2 \sqrt{p_c}$$

Приведенные уравнения справедливы для масла с удельным весом 0,85 и коэффициентов расхода жидкости: для круглого отверстия дросселя $\mu_1 = 0,65$ и для кольцевой щели, образованной заслонкой и соплом, $\mu_2 = 0,8$.

Из системы уравнений

$$p = \frac{G}{F} = \frac{4G}{\pi d^2},$$

$$Cm = (p_{\max} - p_{\min}) F,$$

где C , m – соответственно жесткость пружины и перемещение золотника, можно получить выражение для давления p_c в междроссельной камере 4 при установившемся режиме в зависимости от смещения заслонки 2:

$$p_c = \frac{p}{1 + 25 \frac{ryQ_D}{d_c Q_c}},$$

где r – отношение площадей отверстий дросселей, $r = (d_c/d_D)^2$. При $y > d_c/5$ давление в камере остается постоянным. Чтобы уменьшить запаздывание системы во времени и ограничить инерционный эффект, максимальный ход заслонки обычно ограничивают значением $y = d_c/5$.

Для того чтобы ограничить смещение заслонки при нейтральном положении золотника, лимитируют пределы изменения давления в камере. Обычно среднее давление в камере принимают $p_c = p_n/2$, а рабочую зону давлений — в интервале $p_c = (0,3...0,7)p_n$, тогда усилие, необходимое для максимального смещения плунжера, будет

$$p \pm p_n f,$$

где f – площадь поперечного сечения плунжера распределителя, см^2 .

Выражение для расхода жидкости через сопло:

$$Q_c = \frac{3840 d_c y \sqrt{p_n}}{\sqrt{1 + 25 \frac{ryQ_D}{d_c Q_c}}}$$

Если среднее значение $p_{c_{cp}}$ в камере равно $p_n/2$, то расход через сопло при нейтральном положении заслонки можно определить следующим образом:

$$Q_c = 768 d_c^2 \sqrt{\frac{p_n}{2}}$$

Как показывает опыт, площадь сечения отверстия сопла (см. рисунок 13) должна более чем в два раза превышать площадь входного отверстия дросселя. Практически отношение площадей выбирается $r = d_c/d_D = 2,16$. При ограничении изменения p_c от $0,3p_n$ до $0,7p_n$ максимальные скорости перемещения золотника можно рассматривать как постоянные и равные $2x/T$ для каждого направления, где T — время полного перемещения золотника и x — максимальное смещение золотника от нейтрального положения.

Для уменьшения влияния дросселирующего эффекта втулки сопла на работу устройства ограничивают рабочий диапазон перемещения заслонки $f_c/f_{ш} \geq 4$, где f_c — площадь поперечного сечения втулки сопла, $f_{ш}$ — площадь щели, рассчитанная по боковой поверхности цилиндра диаметром d_c и высотой y (см. рисунок 13). В этом случае рабочий диапазон перемещения заслонки относительно среза сопла составляет $0 < y < d_c/16$. Для повышения чувствительности в некоторых конструкциях применяют осциллирующие движения (вибрации) заслонки с частотой около 50 Гц и амплитудой 0,01...0,015 мм. При вибрирующих движениях можно получить малые расходы жидкости через сопло, например, при $p_c = 1 \text{ кг/м}^2$ минимальный стабильный расход жидкости 1,2 $\text{см}^3/\text{мин}$ (диаметр сопла 0,5 мм и номинальный зазор между соплом и заслонкой 0,01 мм).

3.6 Струйные устройства с некруглыми струями для авиационного гидропривода

Автоматизация производственных процессов - одно из основных направлений развития народного хозяйства. Важнейшую роль в этом процессе играют прогрессивные технические средства, в частности, системы гидроприводов.

Основой элементной базы гидроприводов являются устройства, в которых реализован принцип дроссельного управления потоком жидкости, предполагающий

изменение площади (сечения) проточной части устройства. Дроссельные устройства содержат подвижный дросселирующий орган, образующий с неподвижными деталями прецизионные фрикционные сопряжения. Это предопределяет сложность изготовления, высокую стоимость, необходимость тщательной очистки рабочей жидкости и зачастую является причиной недостаточной надежности и долговечности гидроприводов.

Повышение эффективности и надежности гидропривода может быть достигнуто при использовании новой элементной базы, реализующей принцип струйного управления потоком жидкости, в частности, струй различной пространственной формы.

По сравнению, с принципом дроссельного управления, струйный отличается большей гибкостью и разнообразием возможностей, а также более высокими энергетическими показателями. Струйный принцип управления не предполагает наличия прецизионных мер трения и поэтому его реализация позволяет освободиться от ряда недостатков, присущих дроссельным устройствам.

Гидравлические струйные устройства отличаются высокой надежностью и долговечностью, они неприхотливы к условиям эксплуатации, малочувствительны к загрязнениям рабочей жидкости и наличию воздушной фазы, Струйные устройства отличаются конструктивной простотой и технологичностью, что обуславливает сравнительно низкую стоимость их изготовления.

Рабочие процессы, протекающие в струйных устройствах, отличаются большой сложностью и до настоящего времени изучены недостаточно. Слабая изученность устройств гидравлической струйной техники со струями различной конфигурации сдерживает их широкое внедрение в промышленность, что в конечном итоге тормозит совершенствование системы гидроприводов. Поэтому весьма актуально стоит задача изучения рабочих процессов в струйных устройствах со струями различной конфигурации, их характеристики, а также внедрение этих устройств в системы гидропривода.

Предлагаемый материал изложен в следующей последовательности:

1. Конструктивный и функциональный анализ струйных устройств.
2. Характеристики управляющих струйных устройств.
3. Применение, струйных устройств в системах гидроприводов.

3.6.1 Конструктивный и функциональный анализ струйных устройств

Устройства гидравлической струйной техники работают на давлениях до 40 и могут быть использованы в качестве выходных усилителей мощности. Конструкции гидравлических струйных усилителей весьма разнообразны. Одна из них приведена на рисунке 17. Обязательным элементом усилителя является сопло 1, выполненное в виде конфузорного насадка с установленными на его боковых сторонах плоскими пластинами 2. Проходное сечение сопла на выходе имеет форму щели с округленными краями.

Сопло формирует струю, поперечное сечение 3 которой близко к овальному. Периферийные участки 4 сечения струи по большему диаметру оттесняются внутрь сечения при помощи направляющего дефлектора, выполненного в виде двух четырехгранных призм 5 и 6, установленных под углом друг к другу с образованием конической щели.

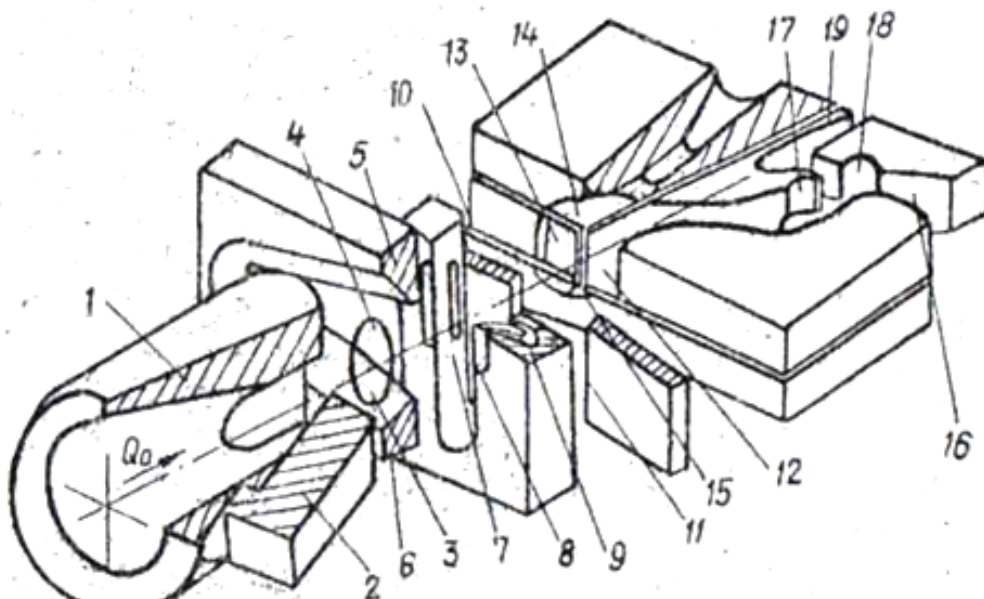


Рисунок 17 – Конструктивная реализация гидравлического струйного устройства высокого давления

Направляющий дефлектор позволяет изменять форму струн. После взаимодействия с ним сечение струи 7 становится близким к прямоугольному. Смещением дефлектора можно обеспечить требуемое соотношение сторон прямоугольника. После направляющего дефлектора струя взаимодействует с отклоняющим дефлектором, который выполнен с возможностью перемещения в направлении меньшей оси сечения струи. Отклоняющий дефлектор имеет отсекающие кромки 8 и сквозные криволинейные каналы 9, охватывающие кромки. При смещении отклоняющего дефлектора струя отклоняется. Часть струи отсекается кромкой 8 и жидкость через канал 9 подается на тыльную сторону дефлектора и, воздействуя на струю, увеличивает угол ее отклонения.

Отклоненная струя свободно проходит между кромками 10 и 11 корректирующего дефлектора и попадает в приемные каналы 12 и 13, где формируется выходной перепад давления. Периферийные участки струи попадают в боковые приемные каналы 14 и 16 и отводятся для использования во вспомогательных устройствах гидросистемы.

Жидкость в приемном канале 12 движется вдоль криволинейных стенок и попадает в выходной канал 16. При этом в приемном канале образуются вихревые зоны, которые формируются сегментными углублениями 17 и 18. При обратном течении жидкость из выходного канала 16 попадает в сливной канал 19.

Рассмотренный струйный усилитель в общем случае содержит следующие основные элементы: устройство для формирования струи (системы струй), устройство воздействия на струю и блок приемных каналов.

В устройстве формирования струи происходит преобразование потенциальной энергии жидкости в кинетическую энергию струи.

Для получения требуемых выходных характеристик усилителей используются струи всевозможных форм. На рисунке 17 показано сопло, формирующее эллиптическую струю. Могут использовать сопла для формирования кольцевых, квадратных, прямоугольных и других струй (рисунок 18). Форма струя определяется требуемыми выходными характеристиками струйного устройства с учетом технологических ограничений.

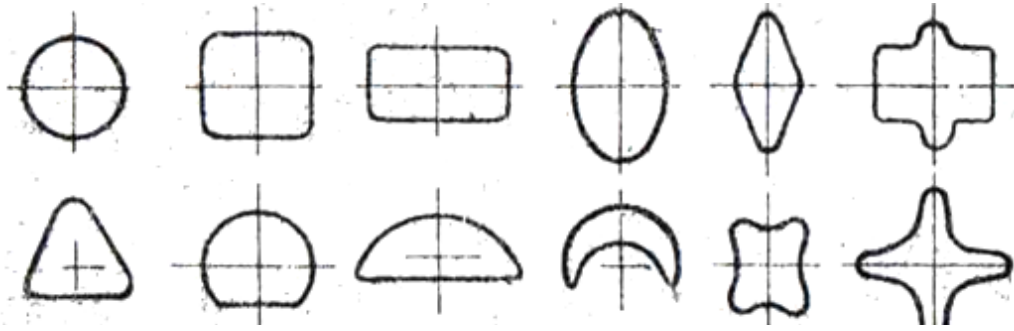


Рисунок 18 – Формы струй используемых в гидравлических устройствах

В гидравлических струйных устройствах струи жидкости, как правило, являются высоконапорными с развитым турбулентным режимом течения. Поэтому периферийные участки струи представляют собой слой смешения с явлениями перемежаемости.

Устройства воздействия на струю могут быть механическими (дефлекторы) или же гидравлическими в виде управляющих сопл. Устройства воздействия на струю выполняют различные функции. В числе основных функций - отклонение струи; смещение вектора импульса струи параллельно самому себе; изменение формы, величины поперечного сечения или изменение структуры струи; отделение части струи; изменение параметров пограничного слоя на участке сечения струи; защита струи от внешних воздействий и ее дополнительная фокусировка; введение корректирующих гидродинамических обратных связей; закрутка струи и т.п.

Эти функции могут выполняться дефлекторами, аналогичными приведенным на рисунке 17. Кроме того, устройства воздействия на струю могут выполнять и другие функции, например, осуществлять закрутку струи или торможение ее вращения, вдувать дополнительную жидкость в струю, осуществлять отбор мощности из струи.

Для отбора механической энергии используются турбины или цилиндры, взаимодействующие со струей. Устройства воздействия на струю могут размещаться последовательно вдоль струи или же группироваться в блоки. При группировке в блоки несколько устройств действуют в одном сечении струи.

Число и размещение устройств воздействия на струю может быть самым разнообразным. Это осуществляет большую гибкость и широкие функциональные возможности струйных усилителей.

Кинетическая энергия жидкости в струе преобразуется в потенциальную в приемные каналы струйного устройства. Число и расположение приемных каналов могут быть различными. На рисунке 19 приведены наиболее употребительные формы сечения и расположения приемных каналов. Парные приемные каналы используются для управления одним гидродвигателем. В устройстве с тремя приемными каналами центральный канал можно использовать для разгрузки или для управления дополнительным гидродвигателем. Устройства с числом приемных каналов более трех могут быть использованы для одновременного управления двумя и более исполнительными механизмами (гидродвигателями).

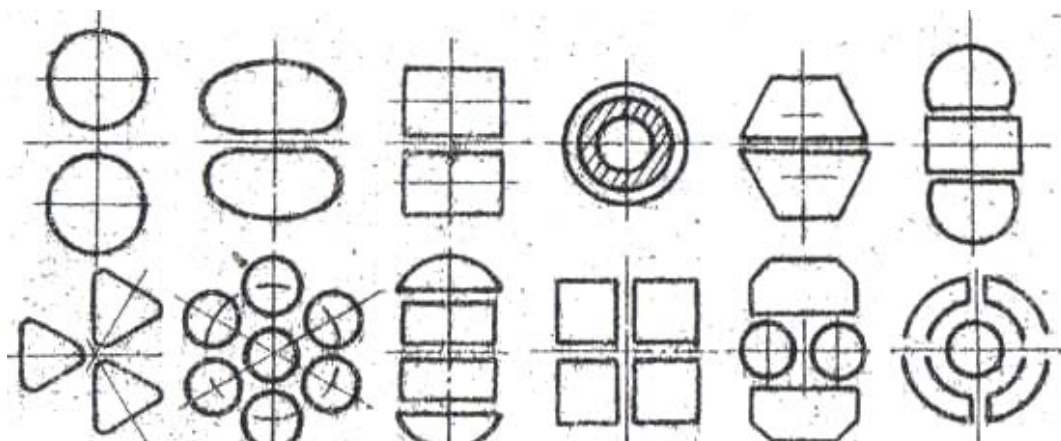


Рисунок 19 – Формы сечения и взаимное расположение приемных каналов

Приемные каналы по длине обычно выполняются из конических и цилиндрических участков. Однако могут быть использованы и более сложные каналы с изменяемой по длине формой и величиной поперечного сечения. В некоторых случаях в приемных каналах осуществляется дополнительное воздействие на поток жидкости путем дросселирования потоков или гидродинамическим воздействием на течение в канале.

3.6.2 Характеристика управляющих струйных устройств

Для устройства сопло – приемный канал с низким давлением нагрузки расход в приемном канале может быть определен интегралом по сечению канала

$$Q = \iint_S V dS$$

Для плоского случая можно использовать распределение скоростей в струе, тогда расход в приемном канале единичной толщины:

$$Q_{nz} = 2 \int_0^{d/2} \frac{V_m dy}{ch^2(\Lambda y / Y_{0,5})} = \frac{2Q_0 Y_0 V_m}{\Lambda d_0 V_0} th \left(\frac{\Lambda d_0}{2Y_{0,5}} \cdot \frac{d}{d_0} \right),$$

где $\Lambda = arcth(1/\sqrt{2})$,

$Q_0 = V_0 d_0$ – расход в сопле,

V_m – скорость на оси струи,

$Y_{0,5}$ – координата точки по сечению струи, в которой скорость равна половине осевой.

Зависимость расхода от соотношения размера канала и сопла показана на рисунке 20. При больших размерах канала расход в нем становится больше расхода в сопле. Это объясняется эжекцией жидкости из камеры.

При взаимодействии круглой струи с круглым или кольцевым каналом формула для расчета расхода будет иметь вид:

$$\frac{Q_{oc}}{Q_o} = \frac{4V_m R_{0,5}^2}{V_0 d_0^2 \sqrt{2-1} \left[1 + 4R_{0,5}^2 / (\sqrt{2}-1) d^{-2} \right] \left[1 + \beta_{кц}^2 d^2 / (\sqrt{2}-1) 4R_{0,5}^2 \right]},$$

где $\beta_{кц} = d_1/d$ – относительный диаметр кольцевого канала.

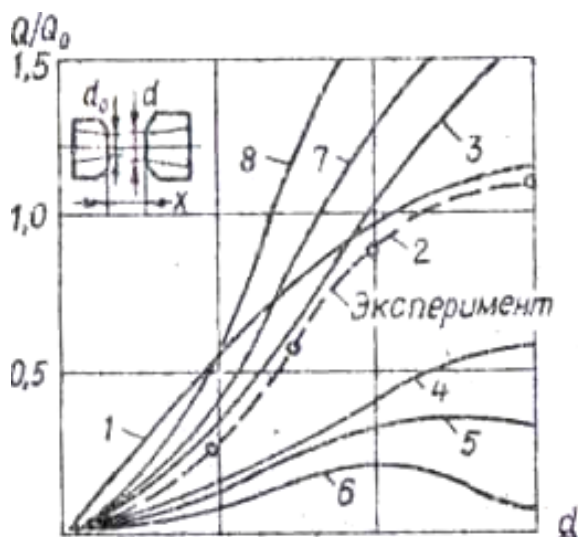


Рисунок 20 – Зависимость выходного расхода проточного струйного устройства сопло – приемный канал от размеров канала: 1 – плоское устройство; 2,3 – осе-симметричное устройство; 4-6 – с кольцевым каналом при уменьшении ширины канала; 7,8 – устройство с эллиптическим приемным каналом

Расход в круглом приемном канале при натекании на него эллиптической струи:

$$\frac{Q}{Q_0} = \frac{V_m d^2}{V_0 d_0^2 \sqrt{1 + (\sqrt{2} - 1) d^2 / 4Z_{0,5}^2} \cdot \sqrt{1 + (\sqrt{2} - 1) (1 - \varepsilon_{0,5}^2) d^2 / 4Z_{0,5}^2}},$$

где $Z_{0,5}$ – полуось, на которой скорость равна половине осевой. Полученные формулы позволяют точно определить расход в секторальных и кольцевых каналах. Для этого значение расхода должно быть умножено на относительную угловую протяженность канала, то есть $Q_{\text{сек}} = Q_{\text{ос}} \phi_{\text{сек}} / 2\pi$.

При взаимодействии круглой струи с эллиптическим приемным каналом расход определяется по формуле:

$$\frac{Q_{\text{эл}}}{Q_0} = \frac{4V_m b^2}{V_0 d_0^2 \sqrt{[1 + (\sqrt{2} - 1) b^2 / R_{0,5}^2]} [1 - \varepsilon_k^2 + (\sqrt{2} - 1) b^2 / R_{0,5}^2]}$$

При натекании круглой струи на прямоугольный канал, ось которой смещена относительно центра канала на величину Y_e , Z_e расход будет определяться зависимостью

$$\frac{Q}{Q_0} = \frac{4R_{0,5}^2 V_m}{\pi V_0 d_0^2 (\sqrt{2} - 1)} \sum_{i=1}^4 \frac{\arctg \left[\frac{Z_{ki}}{\sqrt{Y_{ki}^2 + R_{0,5}^2 / (\sqrt{2} - 1)}} \right]}{\sqrt{1 + R_{0,5}^2 / [Y_{ki}^2 (\sqrt{2} - 1)]}} + \frac{\arctg \left[\frac{Y_{ki}}{\sqrt{Z_{ki}^2 + R_{0,5}^2 / (\sqrt{2} - 1)}} \right]}{\sqrt{1 + R_{0,5}^2 / [Z_{ki}^2 (\sqrt{2} - 1)]}},$$

где величины определяются через размеры канала (a , b) согласно формулам

$$Y_{k1} = Y_{k4} = Y_e + a/2; Y_{k2} = Y_{k3} = a/2 - Y_e;$$

$$Z_{k1} = Z_{k2} = Z_e + b/2; Z_{k3} = Z_{k4} = b/2 - Z_e$$

Расчеты по данным формулам соответствуют эксперименту с точностью 5...8% (рисунок 21).

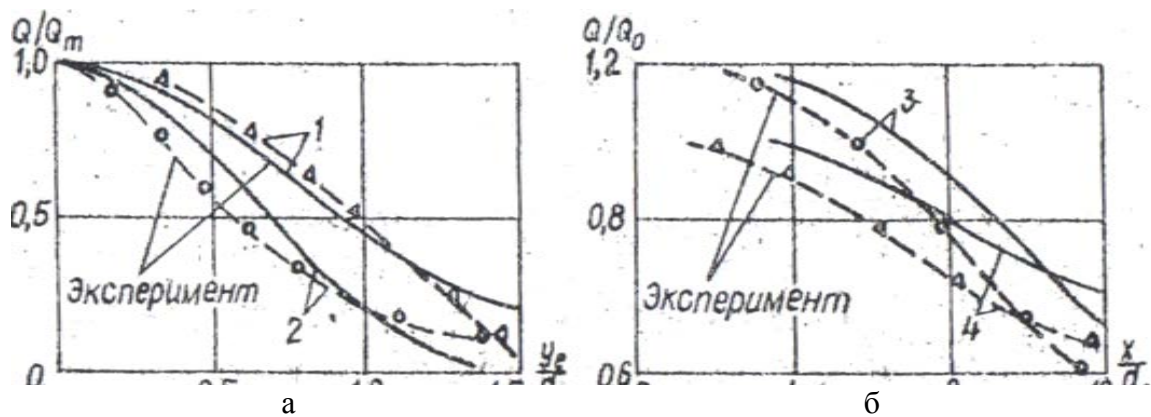


Рисунок 21 – Зависимость расхода от смещения осей сопла и канала (а) и от расстояния между ними (б): 1 – круглая струя и квадратный канал; 2 – круглая струя и щелевой канал; 3 – круглая струя и овальный канал; 4 – круглая струя и круглый канал

Рассмотрим взаимодействие некруглой струи с соосным ей некруглым заглушенным приемным каналом для центрально-симметричного случая.

Если размер канала меньше или равен характерному размеру струи, то течение в канале локализуется на небольшом расстоянии от среза (рисунок 22, а). Поэтому можно пренебречь потерями на трение, а давление определить из уравнения Бернулли для центральной линии тока, которое равно давлению торможения в центре струи. Давление не зависит от формы канала. Если определить значение осевой скорости, то для определения относительного давления получим выражение $p/p_0 = (0,3 + 0,14 d_0/d)^2$, причем $p/p_0 \leq 1$. Расчет по этой зависимости дан в сравнении с экспериментальными данными для круглого канала на рисунке 22, б.

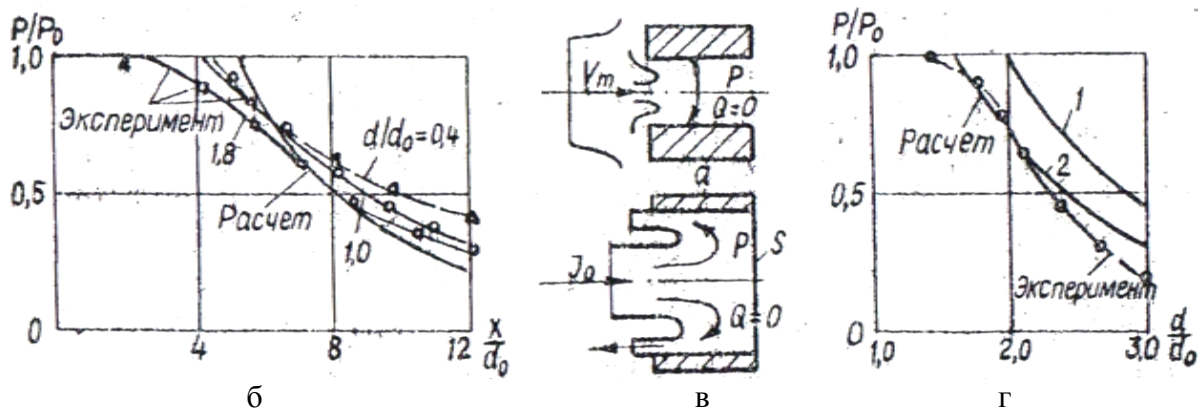


Рисунок 22 – Схемы взаимодействия струи с заглушенным приемным каналом (а, в), зависимость давления от геометрии (б, г)

Если размеры канала намного больше размеров струи (рисунок 22, в), то можно считать, что возвратное течение направлено под углом 180° к направлению скорости в струе и давление определится из уравнения импульсов $p = 2J_0/S$. Подставляя значения импульса струи, получим асимптотическое значение величины давления для случая, когда размеры канала намного больше струи

$$p/p_0 = 4S_0/S, \quad p/p_0 \leq (V_m/V_0)^2$$

Для взаимодействия круглой струи с круглым каналом при расстояниях между срезами сопла и канала, меньших начального участка струи, из предыдущего выражения следует

$$p/p_0 = 4d_0^2/d^2, \quad p/p_0 \leq 1$$

Эта зависимость представлена в графическом виде на рисунке 22, г (кривая 1). Там же приведены и экспериментальные данные. Расчет дает завышенное на 25% значение давления. Это объясняется потерями энергии при взаимодействии прямого и возвратного течения в приемном канале. Потери могут быть учтены коэффициентом потери импульса струи. При этом зависимость для расчета давления

$$p/p_0 = 4K_{\Pi}d_0^2/d^2, \quad K_{\Pi} = 0,7...0,8$$

Расчет по этой зависимости приведен на рисунке 22, г (кривая 2), он соответствует экспериментальным данным с точностью до 5...8%.

Если размеры канала в одном направлении меньше размеров струи, а в другом направлении больше, выходное давление в заглушенном приемном канале определяется из уравнения импульсов

$$p = 2J_{ex}/S$$

Входящая в это соотношение величина импульса части струи, втекающей в приемный канал, определяется интегралом

$$J_{ex} = \rho \iint V^2 dS,$$

который может быть вычислен точным или приближенным методом. Подставляя значение скорости в струе, получим

$$J_{ex} = \rho V_m^2 \iint_{S_{ex}} \text{Exp} \left[2 \left(R/R_{0,5} \right)^2 \ln 0,5 \right] dS$$

С другой стороны, значение расхода, втекающего в приемный канал в проточном режиме равно

$$Q_{ex} = V_m^2 \iint_{S_{ex}} \text{Exp} \left[\left(R/R_{0,5} \right)^2 \ln 0,5 \right] dS$$

Из сравнения этих выражений вытекает соотношение

$$J_{ex}(R_{0,5}) = \rho V_m Q_{ex} \left(R_{0,5} / \sqrt{2} \right)$$

То есть значение импульсов может быть получено из расходной характеристики, если положить в ней $R'_{0,5} = R_{0,5} / \sqrt{2}$. Отсюда следует, что формулы, полученные для определения расхода в проточном приемном канале, могут быть использованы для расчета давления в заглушенном приемном канале. Соответственно, для плоского канала и плоской струи получим

$$p/V_0^2 = \frac{4Y_{0,5}\sqrt{2}V_m^2}{\Lambda d V_0^2} \text{th} \left(\frac{\Lambda d}{\sqrt{2}Y_{0,5}} \right), \quad p \leq \frac{\rho V_m^2}{2}$$

Расход в проточном приемном канале и давление в заглушенном связаны соотношением

$$p(d)/p_m = Q(\sqrt{2}d)/Q_m$$

Данная зависимость имеет место и для взаимодействия круглой струи с кольцевым каналом. Однако максимальное давление

$$p_m \leq \rho V_m^2 / 2$$

Давление в случае произвольного приемного канала со смещением

$$p/p_m = \text{Exp}(-2\phi Y_e^2)$$

На рисунке 23, а приведены зависимости давления от смещения круглого приемного канала при различных соотношениях диаметров канала и сопла. Расчет дает удовлетворительное (до 5%) совпадение с экспериментальными данными для соотношений диаметров более единицы. Для малых приемных каналов наблюдаются значительные расхождения. Это объясняется наличием значительных градиентов скорости по сечению канала и соответственно изменением картины течения в канале.

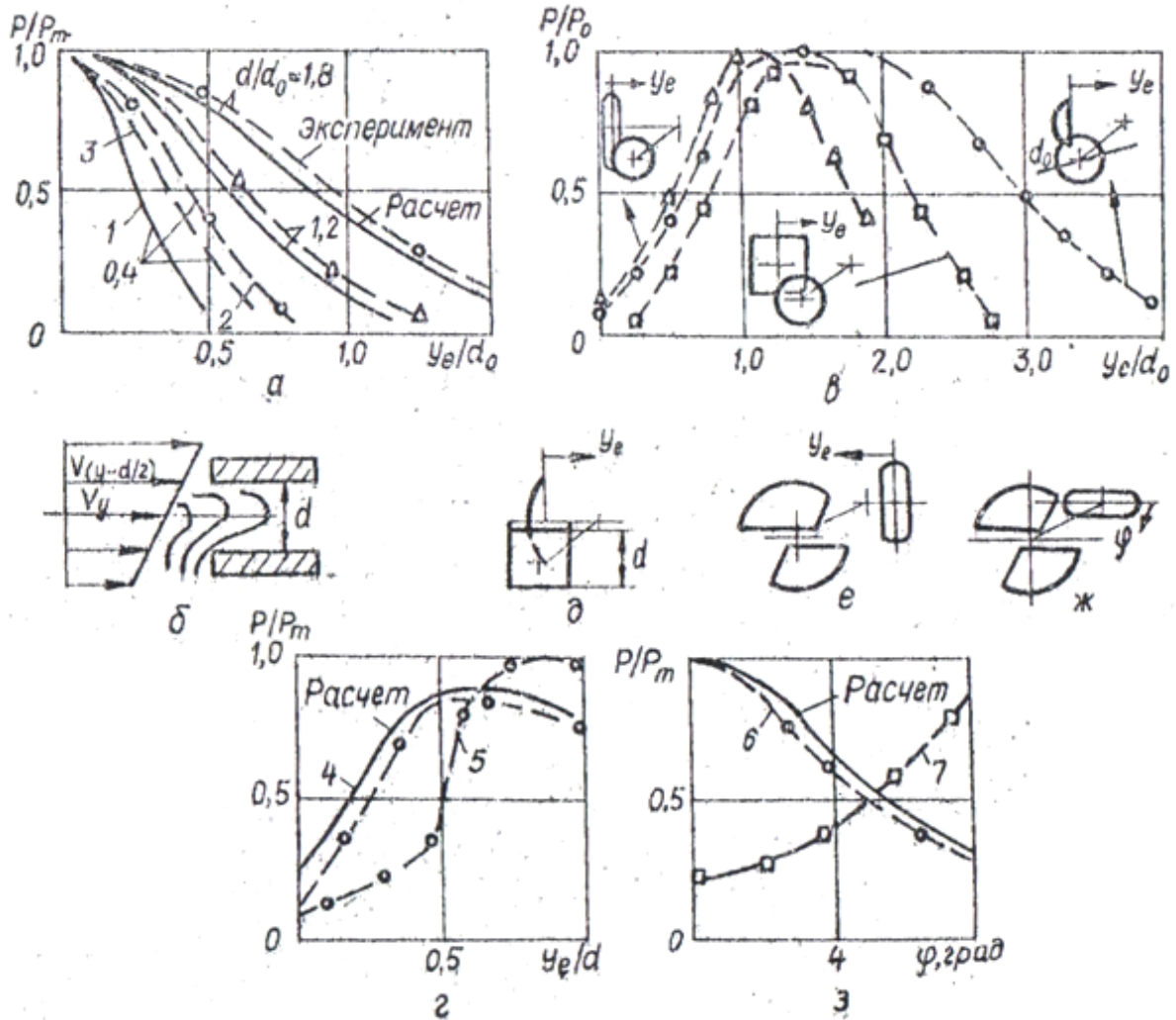


Рисунок 23 – Схемы струйных устройств с некруглыми каналами и зависимости давления от их геометрических параметров

Градиент скорости может быть учтен для случая малых размеров приемного канала (рисунок 23,б). Давление торможения в приемном канале

$$p(Y) = 0,5\rho V^2 (Y - d/2)$$

Это равносильно уменьшению величины смещения приемного канала.

Рассмотрим проточное струйное устройство с произвольным выходным давлением. Уравнение переноса кинетической энергии с учетом диссипации мощности в контрольном объеме имеет вид

$$E_x - E_{об} \pm E - \Pi = \pm pQ = \iint_S pVdS$$

Здесь и далее нижние знаки соответствуют случаю отрицательных расходов в приемном канале, где E_x , E - перенос кинетической энергии в сечениях струи и приемного канала; $E_{об}$ - перенос кинетической энергии в сечении обратного потока; Π - потери энергии в контрольном объеме.

Уравнение нагрузочной характеристики в отрицательных величинах имеет вид

$$p/p_0 = p_m/p_0 \mp p_m V / (2V_m p_0) - (V/V_0)^2$$

С учетом уравнения Бернулли связь давления и расхода нагрузки может быть представлена в виде

$$p/p_0 = p_m/p_0 - K_1 V_0 p_m S_0 Q / (Q_0 V_m p_0 S) - K_2 (S_0 Q / S Q_0)^2,$$

где K_1 и K_2 – постоянные.

При развитом турбулентном течении можно приближенно считать

$$p/p_0 = p_m/p_0 - K_2 (S_0 Q / S Q_0)^2$$

Расчет по этой зависимости соответствует экспериментальным данным с точностью до 6% (рисунок 24, а). Уравнение нагрузочной характеристики при соответствующем выборе постоянных может быть использовано для расчета нагрузочных характеристик устройств с некруглыми соплом. На рисунке 24, б представлены расчетные и экспериментальные зависимости для устройств, показанных на рисунке 24, в. Зная, что

$$V(Y - d/2) = V(Y) + (\partial V / \partial Y) d,$$

получим

$$p = 0,5 \rho V_m^2 (1 + Y_e d \ln 0,5 / R_{0,5}^2) \text{Exp} [2 (Y_e / R_{0,5})^2 \ln 0,5]$$

Расчет по этой формуле также представлен на рисунке 23, а (кривая 3). Учет градиента скорости по сечению канала повышает точность расчета до 5%.

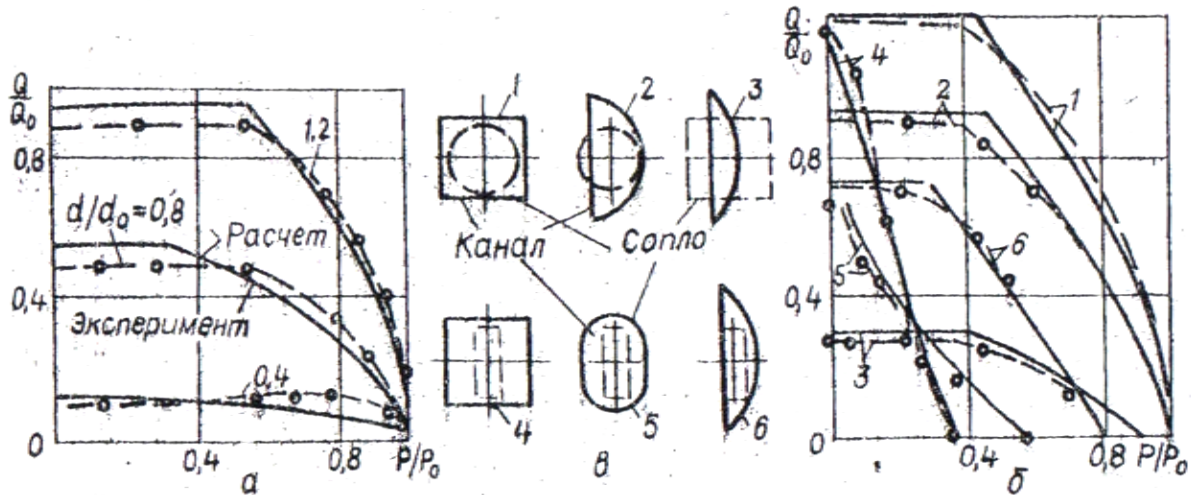


Рисунок 24 – Нагрузочные характеристики осесимметричного устройства (а), схемы каналов струйных устройств (в) и их характеристики (б)

При взаимодействии круглой струи с квадратным, щелевым и прямоугольным приемными каналами зависимости давления в канале от его смещения являются несимметричными (рисунок 23, в). Как и в случае расхода в проточном канале, значение давления в заглушенном канале зависит от направления его перемещения.

На рисунке 23, г приведены значения давления в сегментном приемном канале (кривая 4), на который натекает квадратная струя (рисунок 23, д). Расчет соответствует экспериментальным данным с точностью до 6%.

При взаимодействии двойной струи сложной конфигурации с приемным каналом (рисунок 23, е) характеристика устройства отличается резким изменением коэффициентов усиления (кривая 5 на рисунке 23, г).

Давление в приемном канале зависит от взаимного углового положения сопла и канала. Для устройства (рисунок 23, ж) изменение давления от углового положения приведено на рисунке 7, з (кривая б).

Давление в приемном канале зависит от взаимного углового положения сопла и канала. Для устройства (рисунок 23, ж) изменение давления от углового положения приведено на рисунке 7, з (кривая б).

Из анализа нагрузочных характеристик устройств с некруглыми приемными каналами следует, что они имеют участок постоянного расхода, участок, где давление связано с расходом определенной зависимостью и участок постоянного давления (рисунок 25).

При взаимном поперечном смещении сопла и канала мощность, подводимая к каналу, изменяется, причем независимо от изменения выходного расхода и давления. Поэтому нагрузочные характеристики устройства при различных фиксированных смещениях сопла и канала подобны друг другу. Это подтверждается результатами экспериментов.

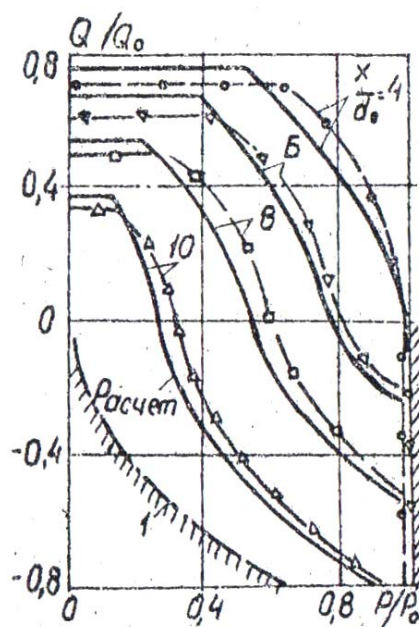


Рисунок 25 – Нагрузочные характеристики устройств со знакопеременным расходом в приемном канале при продольном смещении канала

Нагрузочная характеристика устройства со смещением сопла может быть описана зависимостью

$$p_2/p_0 = n_{p_0} p_m/p_0 - K_1 V_0 p_m S \sqrt{n_{Q_0} Q_2} / (V_m p_0 S_0 Q_0) - K_2 (S_0 Q_2 / S Q_0)^2,$$

где n_{p_0} , n_{Q_0} – относительный набор давления при нулевом расходе и набор расхода при нулевом давлении нагрузки.

Сходство характеристик типично для всех струйных устройств, в которых изменяется взаимное положение струи и канала. Подобие характеристик - особенность струйных устройств. Причина в малом влиянии изменения взаимного положения канала и струи на энергетику струйного течения (незначительное изменение потерь энергии).

Нагрузочные характеристики устройств с отклонением и деформацией струи не имеют принципиальных отличий от характеристик устройств типа сопло - приемный канал. Регулировочные характеристики зависят от вида устройства воздействия на струю. На рисунке 26, а приведена схема устройства с объемными дефлекторами различного вида, а на рисунке 26, б - соответствующие регулировочные характеристики. В зависимости от смещения осей сопла и приемного канала изменяется вид и характер

характеристик. Для устройства с гидравлическим или механическим воздействием на струю (рисунок 26, в, г) регулировочные характеристики по расходу приведены на рисунке 26, д.

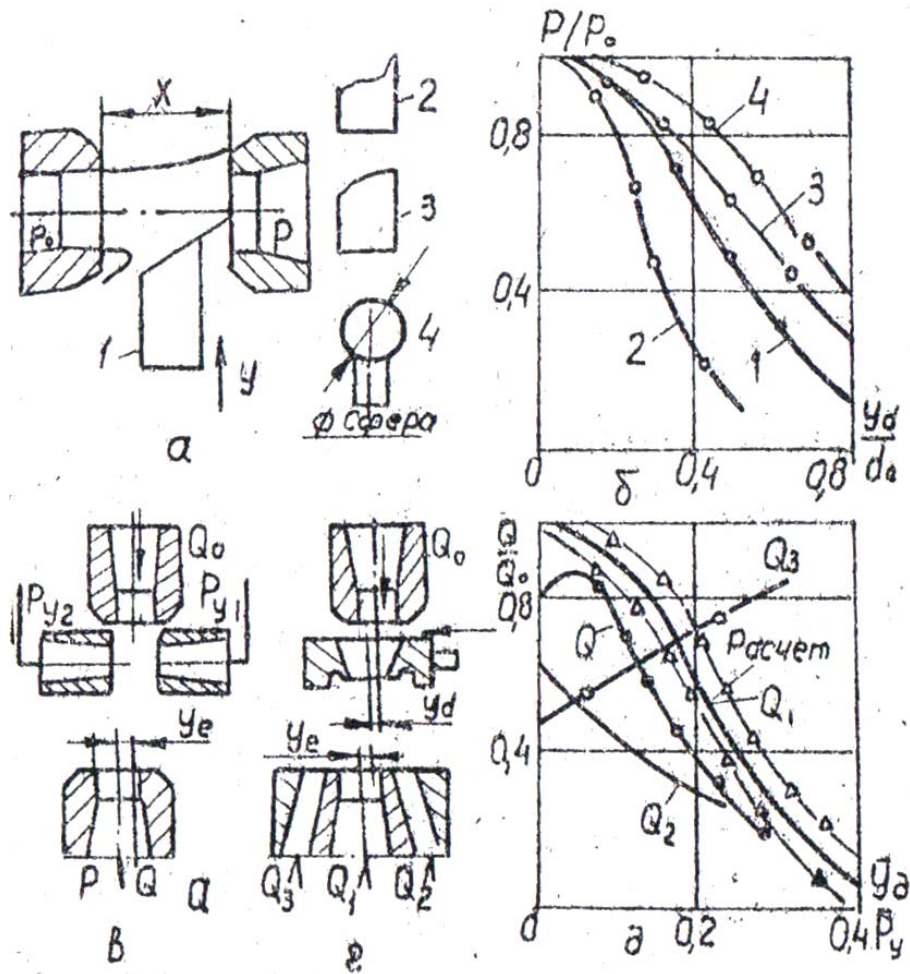


Рисунок 26 – Устройства с дефлекторами объемного типа различного вида и их характеристики

Регулировочные характеристики струйных устройств могут быть описаны аналитическими выражениями вида

$$Q/Q_m = \text{Exp}(-\varphi_e Y_e^2) \cdot \text{Exp}[-\varphi_Q (p_{Y_1} + p_{Y_2})] \cdot \text{Exp}[-\varphi_\phi (p_{Y_1} - p_{Y_2} - \varphi_Y Y_e)^2],$$

где φ – постоянные, зависящие от геометрии устройств.

Для анализа динамики приводов, содержащих струйные управляющие устройства, использованные временные методы. Уравнение динамики привода, схема которого приведена на рисунке 26, а, имеет вид

$$LC \frac{d^2 p}{dt^2} + \left[C^2 (R_T + K_2 \text{Sing} Q) + W_H \frac{\partial}{\partial p} E_{ж}^{-1} \right] \left(\frac{dp}{dt} \right)^2 + C (R_n + K_1) \frac{dp}{dt} + p = n_p p_0,$$

$$dp/dt \leq Q_m / C,$$

$$C = C_T + W / E_{ж},$$

где L, C, R_n, R_T – нелинейные индуктивность, емкость, линейное и квадратичное сопротивление нагрузки, $E_{ж}$ – переменный модуль упругости газожидкостной смеси, C_T – жесткость мембраны.

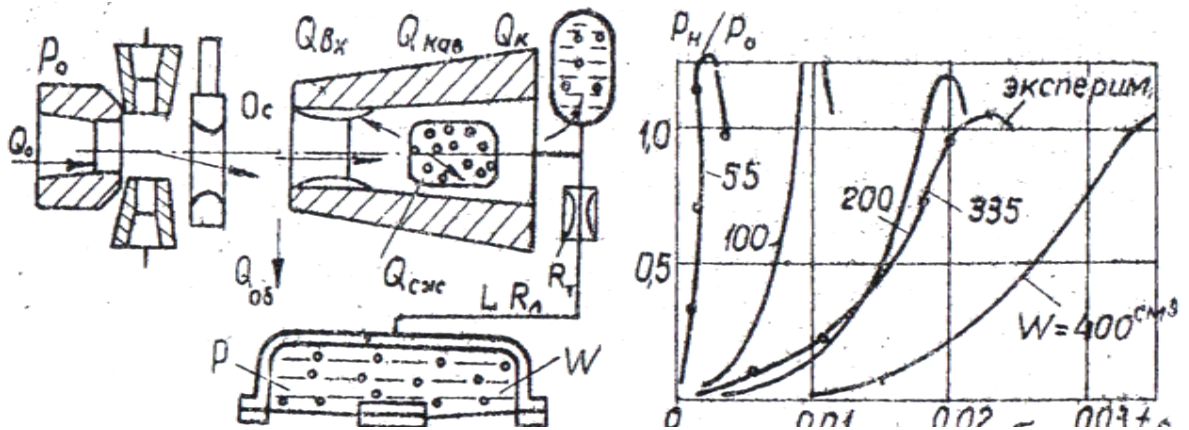


Рисунок 27 – Расчетная схема струйного устройства и влияние объема емкости на вид переходного процесса

Решения нелинейного уравнения при ступенчатом перемещении дефлектора выполнены на ЭВМ для различных значений объема гидроцилиндра и даны на рисунке 27, б. Там же приведены экспериментальные переходные процессы.

3.6.3 Применение струйных устройств в системах гидроприводов

Гидравлические струйные устройства высокого давления благодаря широким функциональным возможностям, а также преимуществам, которые дает струйный принцип управления, с успехом конкурируют с традиционными золотниковыми устройствами. Рассмотрим некоторые примеры применения струйных устройств в авиационном гидроприводе. Усилитель (рисунок 28, а, б) имеет сопло питания 1, с которым жестко связаны отклоняющиеся пластины 2, 3, служащие для деформации струи и придания ей формы, близкой к прямоугольной. В устройстве имеется подвижный дефлектор с отверстием в виде прямоугольного диффузора. Дефлектор установлен на плоских пружинах 5.

В усилителе имеются два отражателя 6 и 7, на которых установлена диафрагма 8 с прямоугольным отверстием. Приемные каналы 9 выполнены в плате, состоящей из двух частей, между которыми помещен распределитель 10 в виде плоской пластины.

Данный гидроусилитель использует струю, близкую по форме к прямоугольной. Наличие отражателей, диафрагмы и приемных каналов с конфузорным, цилиндрическим и диффузорным участками повышает помехоустойчивость и увеличивает протяженность линейного участка характеристик.

На рисунке 28, в представлен струйный усилитель, входным сигналом которого является перепад делений в управляющих соплах. Усилитель имеет подвижный дефлектор 1, установленный на плоской пружине 2 (перпендикулярно плоскости чертежа).

В дефлекторе выполнен сквозной конфузорный канал 3, а также два стакана 4, обращенные к управляющим соплам, причем полости стаканов соединены с конфузорным каналом.

При работе усилителя струя из сопла проходит через конфузорный канал и попадает в приемные каналы, а затем к нагрузке. При одинаковых давлениях в управляющих соплах силовое воздействие управляющих струй на стаканы уравновешено, и дефлектор находится в нейтральном положении. При наличии перепада давлений в управляющих соплах дефлектор смещается, отклоняет струю и перераспределяет ее между приемными каналами.

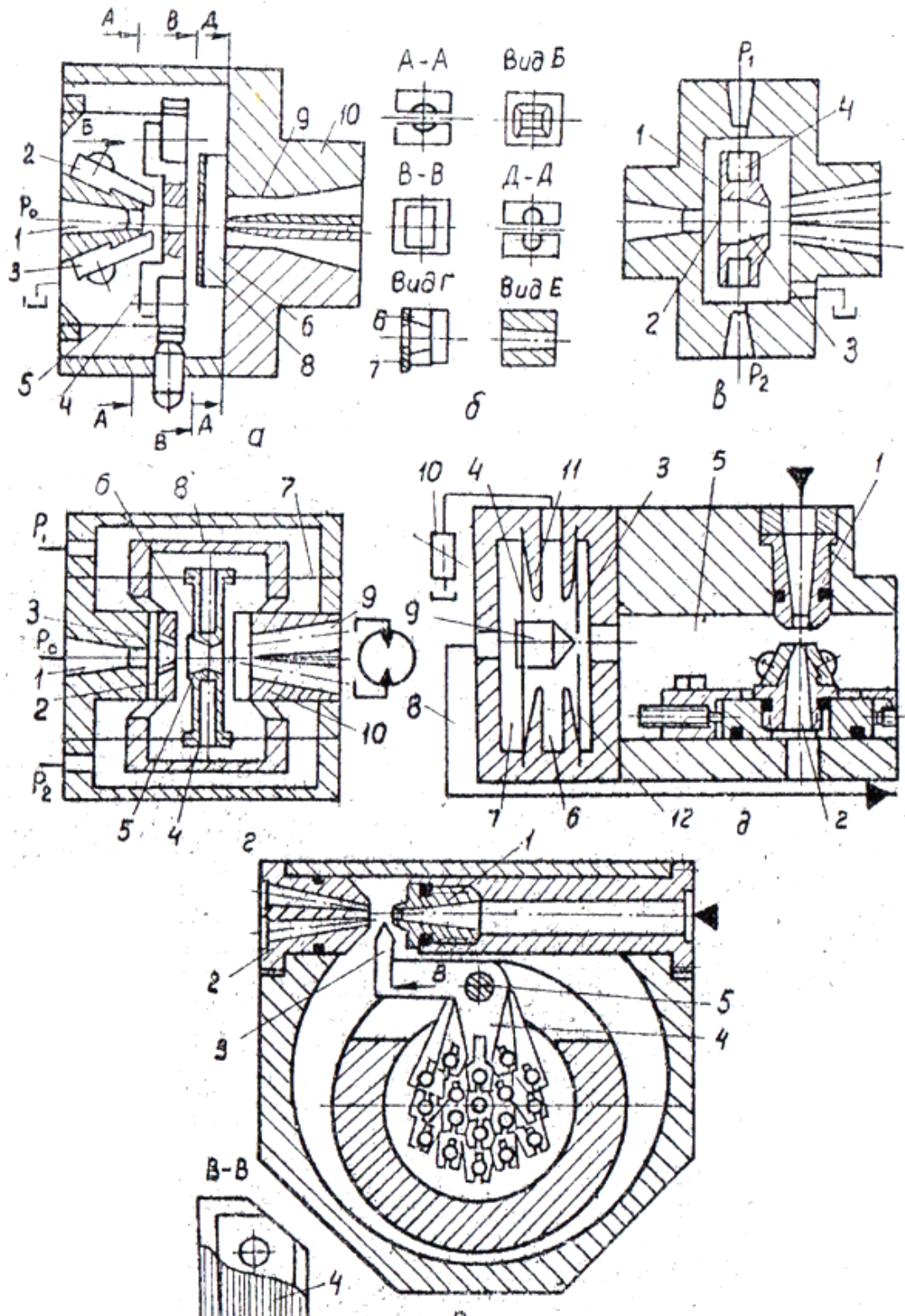


Рисунок 28 – Схемы гидравлических струйных устройств высокого давления

На рисунке 28, г представлен усилитель, выходной сигнал которого пропорционален входному сигналу и интегралу входного сигнала.

Усилитель содержит сопло 1, на котором установлен направляющий насадок 2 с прямоугольным отверстием и канавками 3 на боковых поверхностях отверстия. Дефлектор 4 имеет сквозной конфузorno-диффузornoный канал 5, в стенках которого

выполнены отверстия 6. Дефлектор установлен на упругих мембранах 7, которые имеют стаканы 8, приемные каналы 9 и направляющие призмы 10.

При работе усилителя в сопле 1 формируется струя, которая, проходя через насадок 2, трансформируется и за счет канавок 3 на контуре струи выделяются клиновидные потоки, которые затем попадают в отверстия в дефлекторе 4 и формируют в полостях стаканов 8 давление, приводящее к дополнительному перемещению дефлектора пропорционально интегралу входного сигнала. На рисунке 28, д приведена схема регулятора (стабилизатора) расхода струйного типа.

Стабилизатор содержит питающее сопло и приемный канал 2, расположенные в камере, две упругие диафрагмы 3 и 4, делящие камеру на три полости 5, 6 и 7.

Диафрагма 4 имеет отверстие. Полость 7 соединена гидролинией 8 с приемным каналом, а диафрагма 4 снабжена конической иглой 9. Средняя полость 6 камеры через дроссель 10 соединена со сливом, и в этой полости установлены ограничители перемещения диафрагм 11 и 12, выполненные в виде кольцевых выступов на стенках камеры, причем поверхности выступов, взаимодействующие с диафрагмами, имеют форму кольцевых участков тора. Для исключения прилипания диафрагм к поверхности выступов на них могут быть выполнены канавки или насечки.

При низких давлениях нагрузки стабилизация расхода обеспечивается самой характеристикой струйного устройства, а регулирование расхода осуществляется смещением приемного канала относительно сопла винтовыми механизмами.

В результате экспериментальных исследований установлено, что при низких давлениях в струйной камере и давлениях нагрузки меньших 85% от давления питания, расход в приемном канале не зависит от давления нагрузки.

При низких давлениях нагрузки диафрагмы 3 и 4 находятся в свободном состоянии, характеризующемся большой эффективной площадью. В случае возникновения высокочастотных шумовых пульсаций расхода диафрагмы начинают колебаться. В процессе колебаний, при повышении расхода в приемном клапане, повышается давление в полости 7. Диафрагма 4 прогибается в сторону 6. В то же время, при повышении расхода в приемном клапане возникает разрежение в полости 5 камеры и диафрагма 3 прогибается в сторону полости 6. За счет прогиба диафрагмы 4 гидролинии 8 возникает течение жидкости, которое приводит к уменьшению расхода (амплитуды, пульсации расхода), на выходе устройства. За счет прогиба диафрагмы 3 компенсируется разрежение в полости 7, что способствует демпфированию высокочастотных колебаний и уменьшению амплитуды пульсации расхода.

При увеличении давления нагрузки диафрагма 4 прогибается и становится на ограничитель 1. В результате изменяется эффективная площадь диафрагмы. В процессе дальнейшего повышения давления диафрагма 4 прогибается дальше и коническая игла 9 входит в отверстие диафрагмы 3.

При повышении давления нагрузки до значения 85% давления питания, расход через отверстие диафрагмы увеличивается таким образом, чтобы компенсировать изменение расхода.

Используя специфику работы гидравлических струйных устройств, разработаны преобразователи механического перемещения в гидравлические сигналы с произвольными законами преобразования.

На рисунке 28, е представлен механогидравлический преобразователь струйного типа с изменяемой характеристикой. Он содержит сопла питания 1, блок приемных клапанов 2 и дефлектор 3. Дефлектор выполнен в виде набора тонких плоских пластин 4, каждая из которых установлена на оси 5 с возможностью ограниченного поворота и вращается при помощи автономного внешнего привода эксцентрикового типа. Привод содержит валы, на конце которых выполнены цилиндрические хвостовики, эксцентричные осям валов. Хвостовик входит в щель пластины и при повороте вала перемещает пластину, поворачивая ее вокруг оси.

Соответствующей установкой пластины относительно сопла обеспечивается требуемый профиль дефлектора, а соответственно требуемая характеристика преобразователя.

4 Плоские золотники

В последнее время получили распространение золотники с плоским распределительным элементом (рисунок 29). Плоский распределительный элемент золотника 2 скользит по плоскому основанию корпуса 3, прижимаясь к нему через деталь (втулку) 1 пружиной 4 и усилием давления жидкости, которое может быть приближенно подсчитано по формуле

$$P = p \frac{\pi d^2}{4},$$

где d – внешний диаметр втулки,
 p – давление жидкости.

Такие золотники просты в изготовлении и обеспечивают при качественном изготовлении высокую, практически абсолютную герметичность. Их изготавливают с непосредственным приводом распределительного механизма и серводействием. При обработке плоскостей золотника и контактирующих с ними поверхностей втулки и корпуса должны быть обеспечены их плоскостность и высокая чистота (10-11 класс).

Гидрораспределители с плоским золотником могут быть с ручным (рисунок 29), электромагнитным (рисунок 30) и с другими видами управления.

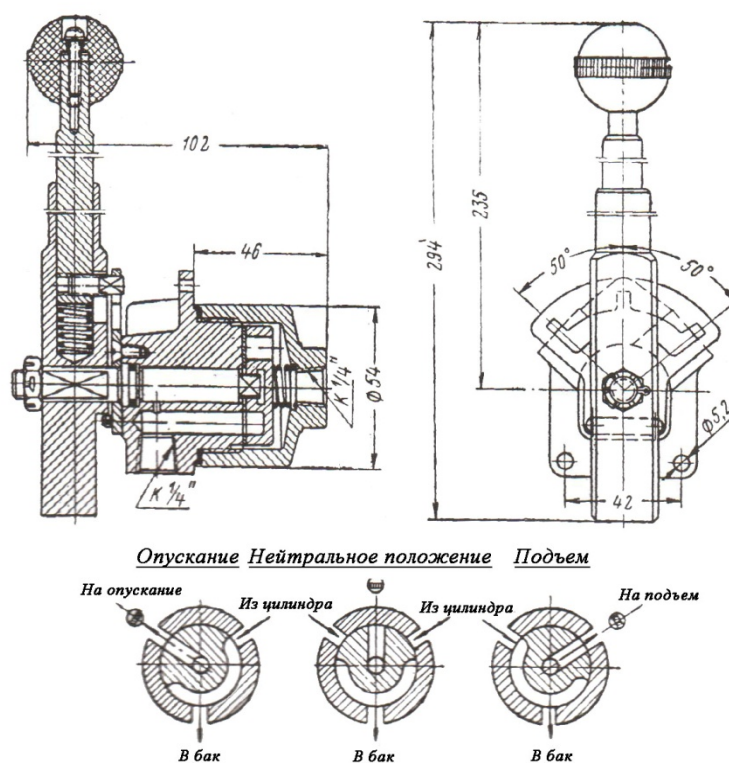


Рисунок 29 – Гидрораспределитель с плоским золотником и ручным управлением

Четырехходовой трехпозиционный плоский золотник (рисунок 30) в нейтральном положении отключает рабочие линии, соединенные с силовым цилиндром от линии источника давления и сливного трубопровода. Указанный золотник применяют при

рабочих давлениях до 300 кг/см² и температурах -60 ÷ +100оС; вес золотника при расходе 75 л/мин составляет 1 кг.

Принцип действия золотника показан на схеме (рисунок 30). Каждый из двух электромагнитов 1 и 2 соединяется с шариковыми клапанами 12 и 3. Когда электромагниты не возбуждены, клапаны 12 и 3 прижаты к верхним седлам, и жидкость под давлением проходит через эти клапаны, оказывая одинаковое действие на внутренние 5 и 10 и наружные 4 и 11 кольцевые поршни. Наружные поршни 11 и 4 прижаты к упорам на внутренних концах цилиндров ввиду чего плоский золотник 9 центрируется, блокируя рабочие выходные окна 8 и 7. При включении электромагнита 1 соответствующий клапан 12 опустится в нижнее положение, отключив линию давления от поршней 11 и 10 и соединив их со сливным трубопроводом, идущим к гидравлическому резервуару, так что давление на поршнях уменьшится. При этом давление жидкости, действующее на внутренний поршень 5, переведет золотник 9 в положение, при котором жидкость под давлением будет проходить через центральное окно 13 и далее через рабочее окно 8 к цилиндру.

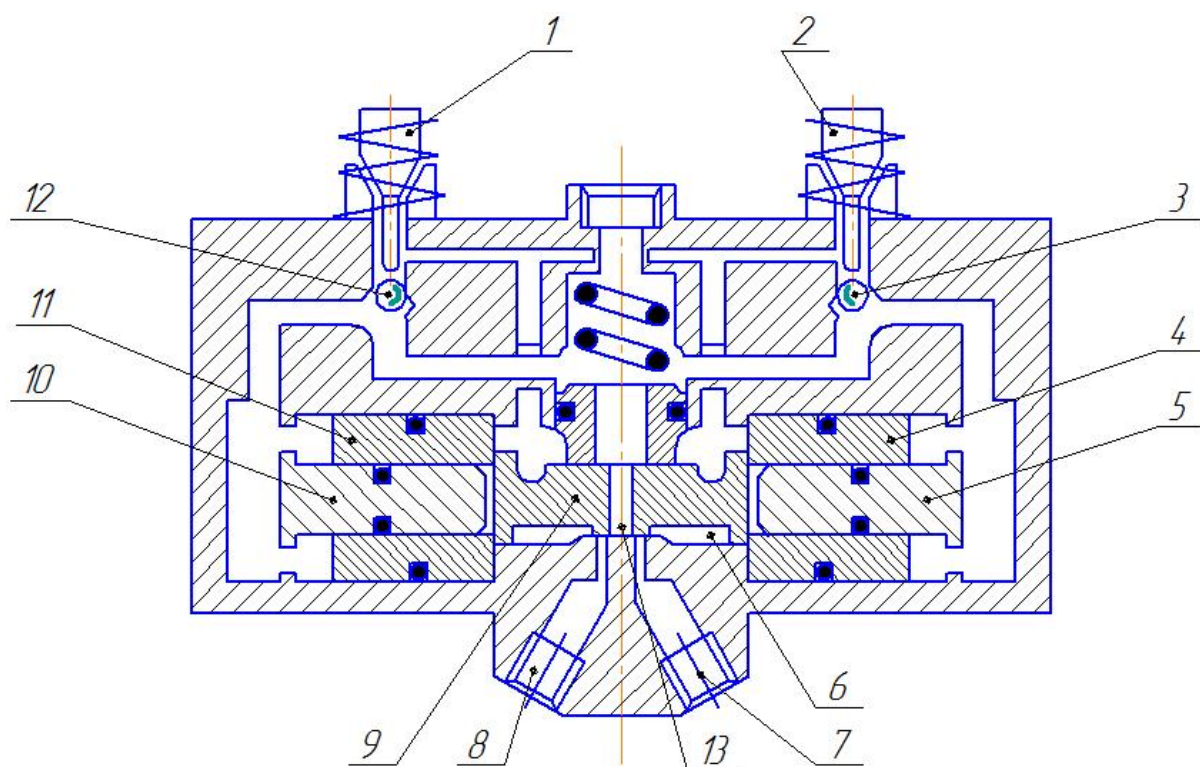


Рисунок 30 – Схема распределителя с плоским золотником и серводействием

Жидкость, вытесняемая из нерабочей полости цилиндра, поступает в распределитель через второй канал 7, который в этом случае соединяется через камеру (канал) 6 со сливной линией. Это продолжается до тех пор, пока соленоид будет выключен. После включения клапан 12 возвращается в своё верхнее седло, в результате чего равновесие сил давления восстанавливается и золотник возвращается в центральное положение.

При включении электромагнита 2 системы действует в обратном направлении. В этом случае жидкость направляется к каналу 7, а окно 8 соединяется со сливной линией. Золотник перемещается от нейтрального в любое крайнее положение за 0,1 сек. и возвращается в нейтральное положение за 0,03 сек.

Виды управления в зависимости от расхода через гидрораспределитель и условного прохода, представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Виды управления плоских золотников

Вид управления	Максимальный условный проход, мм	Максимальное давление, МПа	Максимальный расход, л/мин
Ручное	32	32	1100
Механическое	10	32	100
Гидравлическое	100	35,0	7000
Пневматическое	25	32,0	100
Электрическое	10	32,0	100
Электрогидравлическое	100	35,0	7000

4.1 Технологический процесс доводки плоских золотников

Работоспособность всех распределительных кранов с плоскими золотниками зависит от качества изготовления плоскости золотника и плоскости зеркала.

Основными требованиями при их изготовлении являются:

1. Высокая чистота сопрягаемых поверхностей золотниковой пары $\nabla 10 - \nabla 12$
2. Плоскостность в пределах 0,03 мкм.

Кроме того, к конструкции золотника и зеркала предъявляются требования отсутствия различного рода карманов, мест с наличием окалины и заусенцев, способных попасть на зеркало в процессе работы. Для их удаления в случае попадания на золотнике должны быть отсечные кромки, которые смывают их.

Для того, чтобы получить высокую чистоту на золотнике достаточно правильно подобрать материал и вид термической отработки, тогда пользуясь методами притирки и доводки можно получить заданные классы чистоты $\nabla 10$ и $\nabla 12$.

Значительно сложнее получить по сравнению с чистотой высокую плотность.

Доводка поверхности - операция, требующая практического опыта и особых производственных условий.

При доводке плоскостей используется следующее оборудование:

1. Три доводочные шаржированные плиты.
2. Стекланную плиту.
3. Брусок "Арканзас".
4. Из материалов используются вата, стеарин и др.

На рабочем месте обычно бывает три доводочные и одна притирочная плита. На этой плите притирают все три доводочные плиты для получения одинакового качества рабочих поверхностей. Притирочные плиты должны в свою очередь притираться друг к другу по методу трёх плит.

Правку доводочных плит производят периодически при обнаружении погрешностей их рабочих поверхностей. Сроки притирки плит зависят от степени их эксплуатации.

Шаржирование плит заключается во втирании зерен абразива в рабочую поверхность плиты для придания ей режущих свойств.

Все три доводочные плиты шаржируются различно. На первую плиту наносят более толстый, а на третью плиту самый тонкий слой абразива. Недостаточно шаржированные или изношенные доводочные плиты вызывают в доводимой поверхности деталей желтизну, подобную прижогу.

На доводочную плиту кладут притираемую деталь и прижимают её пальцами обеих рук таким образом, чтобы она всеми точками прилегала к поверхности доводочной плиты. Затем деталь легким равномерным нажимом притирают на плите. Если деталь круглая, то доводку производят смешанными движениями, то есть возвратно поступательными и круговыми.

4.2 Контроль качества изготовления плоских золотников

Проверку плоскостности поверхности золотника производят с помощью плоских стеклянных пластин 1-го класса точности. При этом определение величины изгиба интерференционных полос, характеризующих плоскостность проверяемой детали, производят невооруженным глазом.

Определение величины изгиба интерференционных полос производят следующим образом. На проверяемую поверхность накладывают стекло, таким образом, чтобы в поле зрения были видны интерференционные полосы. Слегка нажимая на стекло, добиваются удобного для отчёта расположения интерференционных полос. Если полосы суживаются, то в месте нажатия лежит ребро воздушного клина, если же полосы расширяются, то в месте нажатия лежит сторона, противоположная ребру воздушного клина. Если выпуклость интерференционных полос направлена в сторону ребра воздушного клина, то поверхность пластины вогнута, если выпуклость полос направлена в сторону противоположную ребру клина, то поверхность выпуклая.

Отклонение от плоскостности равно наибольшему из полученных отсчётов по полосе, умноженному на величину, численно равную половине длины волны монохроматического источника света.

Практически добиваются такого положения интерференционных полос, чтобы была минимальной, расположение равномерно по стеклу и не было расплывчатых пятен, что характеризует завалы плоскости по краям.

Литература

1. Абрамович Г.Н. Теория турбулентных струй. М.: Физматгиз.
2. Бочаров В.П. и др. Расчет и проектирование устройств гидравлической струйной техники. К.: Техника, 1987. 127 с.
3. Залманзон Л.А. Теория элементов пневмоники. М.: Наука, 1969. 507с.
4. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. М.: Наука, 1987. 840 с.
5. Раздолин М.В., Сурнов Д.Н. Агрегаты воздушно-реактивных двигателей. М.: Машиностроение, 1973. 352 с.
6. Шевяков А.А. Автоматика авиационных и ракетных силовых установок. М.: Машиностроение, 1970. 660 с.