

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)» (СГАУ)

**Промышленные системы гидравлического привода
машин и механизмов**

Методический электронный контент (электронный модуль) в системе
дистанционного обучения Moodle

САМАРА

2012

УДК 621.22:62.82

Автор-составитель: **Санчугов Валерий Иванович**

Промышленные системы гидравлического привода машин и механизмов
[Электронный ресурс] : метод. электрон. контент (электрон. модуль) в системе дистанц. обучения Moodle /
Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им.С. П. Королева (нац. исслед. ун-т); авт.-сост. В. И.
Санчугов. - Электрон.текстовые и граф. дан. - Самара, 2012. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

Электронный модуль по курсу «Промышленные системы гидравлического привода машин и механизмов»
рекомендуется слушателям института дополнительного профессионального образования.

Методический электронный контент разработан в институте дополнительного
профессионального образования.

ТЕМА 1 ОСНОВЫ ТЕОРИИ РАБОТЫ СИСТЕМ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА

1.1 Область применения	2
1.2 Сравнительные характеристики электро, гидро и пневмоприводов	3
1.3 Рабочие жидкости и их свойства	11
1.4 Основные сведения о гидравлике трубопроводов	15
1.4.1 Гидравлические расчеты трубопроводов и каналов.....	18
1.4.2 Соединения трубопроводов и гибких рукавов.....	20
1.5 Основные типы и особенности гидроприводов:	23
1.5.1 Классификация объемных гидроприводов и гидропередаточных устройств	23
1.5.2 Гидроприводы с дроссельным регулированием	25
1.5.3 Гидроприводы с объемным регулированием.....	34
1.5.4 Принципиальные схемы типовых гидроприводов	38
1.6 Гидравлические системы летательных аппаратов	44
1.6.1 Схемное построение гидросистемы	45
1.6.2 Тип гидравлической системы	49
1.6.3 Основные источники питания	51
1.6.4 Аварийные источники питания	59
1.6.5 Контролируемые величины давлений в гидросистемах сверхзвуковых маневренных самолетов	62
1.6.6 Размещение фильтров в гидросистемах сверхзвуковых маневренных самолетов	66
1.7 Методы анализа режимов работы и расчета гидравлических и газовых систем управления летательных аппаратов.....	70
1.7.1 Гидравлические и расходные характеристики основных элементов гидросистем.....	72

1.1 Область применения

Основными задачами проектирования энергетических систем ЛА являются:

1. Выбор рациональных видов энергии.
2. Разработка эффективных способов передачи энергии от источников к исполнительным силовым приводам и управление ими.
3. Синтез структуры системы (определение кратностей резервирования всех функциональных подсистем) и обоснование ее основных параметров.
4. Формирование вспомогательных функциональных систем управления.
5. Геометрическая, кинематическая, энергосиловая и динамическая увязка силового привода с функциональной системой и объектом управления.
6. Выбор номенклатуры готовых изделий, составление технических требований на новые изделия и конструктивная разработка тех из них, которые не изготавливаются серийно.
7. Специальные (стендовые и летные) испытания систем.

По виду применяемой энергии системы механизации управления ЛА разделяются на электромеханические, гидравлические, пневматические (газовые), пиротехнические.

Вопрос о выборе наиболее рациональной бортовой энергетической системы является чрезвычайно сложным.

Система механизации ЛА независимо от вида применяемой энергии должна:

1. Располагать достаточным запасом мощности для выполнения всех возможных функций.
2. Сохранять работоспособность независимо от условий эксплуатации (скорости полета, высоты, температуры, положения системы в пространстве, перегрузки и т. д.).
3. Обладать достаточным быстродействием в передаче силового импульса с командного на исполнительный орган.
4. Быть компактной по объему, выгодной по массе, простой в монтаже и эксплуатации.
5. Быть экономной в расходовании энергии.

Выбор вида энергии и структуры системы определяется конкретными требованиями к ней. Желательно на каждом ЛА применять в качестве основного один вид энергии. Это дает снижение массы, стоимости системы и упрощает эксплуатацию. Однако для повышения живучести системы целесообразно иметь на ЛА различные по принципу действия системы.

1.2 Сравнительные характеристики систем электро, гидро и пневмоприводов.

Проведем сравнительный анализ трех типов энергосистем (табл. В.1) по основным определяющим параметрам и свойствам.

1) *Первым и одним из важнейших параметров является скорость передачи импульса в системах.* Речь идет о скорости передачи информационного импульса. Известно, что уже созданные дискретные вычислительные машины могут производить миллионы операций в секунду.

До недавнего времени пневматические (и гидравлические) вычислительные устройства имели быстроедействие до 10...100 операций в секунду, однако в настоящее время (после разработки элементов пневмоники, работающих только на взаимодействующих струях) предельным считается быстроедействие в несколько тысяч операций в секунду. Это позволяет целый ряд систем управления ЛА и двигателей делать струйными.

2) *Быстроедействие силовых приводов различных систем можно считать пропорциональным (для вращательных приводов) отношению действующего момента к моменту инерции подвижных элементов равному для электросистем — 1000 рад/с^2 , для гидросистем — $10\,000 \text{ рад/с}^2$.*

Можно показать, что процесс остановки пневматических и гидравлических приводов (линейных) описывается уравнением

$$\sqrt{\frac{c}{M}} t = \frac{\pi}{2}, \quad (\text{В.1})$$

где c — жесткость системы привод — рабочая среда; M — приведенная масса системы; t — время остановки.

Расчеты показали, что это время для реальных приводов (с короткими трубопроводами) составляет $4 \cdot 10^{-4}$ с для гидросистем и $6,6 \cdot 10^{-2}$ с для пневмосистем.

Следует отметить простоту, малоинерционность и приемлемые выходные скорости (не требующие пониженных редукторов) силовых линейных гидравлических и пневматических приводов, не имеющих аналогов в электромеханических системах.

3) *Параметр предельной силовой напряженности* оценивает предельно возможные усилия, развиваемые в различных энергосистемах на единицу активной поверхности.

Известно, что для электросистем крутящий момент ограничен магнитными силами, действующими между ротором и статором, и насыщение лучших магнитных материалов происходит при распределенных

тангенциальных усилиях в 1...8 МПа. В гидравлических и газовых системах рабочие давления равны 20...30 МПа и возможно их дальнейшее повышение.

4) *Удельная массовая отдача источников энергии* [5,14] различных систем составляет 6...8 кг/кВт для воздушных компрессоров; 2...4 кг/кВт — для генераторов постоянного тока; около 2 кг/кВт — для генераторов переменного тока с приводами постоянных оборотов (и около 1 кг/кВт — для интегральных приводов-генераторов переменного тока); 0,1...0,4 кг/кВт — для гидронасосов переменной производительности.

5) *Удельная массовая отдача приводов* для различных систем составляет 2...4 кг/кВт — для электромоторов; 10...30 кг/кВт — для электрических силовых цилиндров (мотор, редуктор, пара винт — гайка); 0,1...0,4 кг/кВт — для гидромоторов; 0,4...0,3 кг/кВт — для гидравлических и пневматических силовых цилиндров.

6) *Удельная массовая отдача сетей* для рассматриваемых систем составляет [5,14] 0,2...0,05 кг/кВт·м — для систем постоянного тока; 0,1...0,02 кг/кВт·м — для трехфазных систем переменного тока; 0,09...0,04 кг/кВт·м — для гидросетей; 0,05...0,02 кг/кВт·м — для пневмосетей.

7) *Удельная массовая отдача аккумуляторов* составляет 0,01 кг/кВт — для электрических аккумуляторов; 0,5 кг/кВт — для пневмобаллонов; 0,6...0,8 кг/кВт — для гидроаккумуляторов.

8) Сравнение λ -характеристик [15] (интенсивность отказов) базовых элементов различных энергосистем показывает, что интенсивность отказов элементов гидросистем и пневмосистем обычно ниже, чем у электромеханических систем.

9) Приведенные данные по стоимости элементов систем следует рассматривать как приближенные.

Сформулируем выводы, сделанные при сравнении энергосистем.

а) Электромеханические системы силового привода обладают свойством практически мгновенно, независимо от расстояния, передавать большие мощности. Они удобны при монтаже, обслуживании и обладают хорошей эксплуатационной живучестью.

Недостатки электромеханических систем, ограничивающие их применение в качестве силовых приводов ЛА:

- низкие массовые объемные и характеристики;
- большая инерционность и недостаточная жесткость привода;
- сравнительно высокая стоимость агрегатов;
- трудность охлаждения, снижение надежности и качества изоляции при работе на больших высотах.
- Области применения электромеханических систем:

- силовой привод малых мощностей (до 3,5...4 кВт);
- силовой привод в системах, где инерционность и жесткость не играют решающей роли;
- дистанционное управление другими типами приводов;
- резервные (дублирующие) и аварийные системы.

б) Гидравлические системы силового привода удовлетворительны по массовым характеристикам, обладают высокой энергоемкостью, их разовая мощность легко увеличивается применением газожидкостных аккумуляторов. Они экономичны, надежны, достаточно жестки и обладают высоким быстродействием.

Недостатки гидросистем:

- недостаточный тепловой диапазон работы из-за неустойчивости характеристик рабочей жидкости и уплотнений;
- повышенная пожарная и взрывная опасность (при использовании современных рабочих жидкостей);
- утечки и загрязненность в местах соединений; чувствительность исполнительных устройств (особенно следящих) к загрязнению рабочих тел.

Область применения гидросистем — силовой привод больших мощностей, нагрузок, высокой жесткости и быстродействия.

в) Газовые системы силового привода имеют бесспорные преимущества перед электромеханическими и гидравлическими системами по массе, стабильности характеристик рабочего тела, пожаробезопасности, чистоте соединений, способности развивать большие разовые мощности.

Недостатки газовых систем:

- малая энергоемкость;
- отрицательное действие упругости воздуха (ударные нагрузки в конце хода, трудности фиксации поршня, запаздывание передачи энергии от источника к потребителю); трудности герметизации;
- образование конденсата в рабочих объемах системы.

Область применения газовых систем:

- силовые и следящие приводы малых мощностей;
- дистанционное управление;
- силовой привод устройств кратковременного разового действия;
- резервные и аварийные системы; комплексные гидрогазовые системы.

Проведенный анализ показывает, что основными энергетическими системами на ЛА будут оставаться гидравлические системы, работающие в комплексе с электроустройствами управления, а также с электрическими или

пневматическими (пиротехническими) аварийными системами.

Пневматические системы могут применяться как основные системы на ЛА одноразового действия со сравнительно более низкими требованиями по работоемкости.

Таблица В.1 Сравнительный анализ трех типов энергосистем

Характеристика	Системы		
	Электромеханическая	Гидравлическая	Газовая
Скорость передачи импульса, м/с	300 000	1000	300
Быстродействие силовых приводов: предельные угловые ускорения при разгоне, рад/с ² время торможения, с	~1000 0,1 ... 0,3	~10000 10 ⁻³ ... 10 ⁻⁴	10 ⁻¹ ... 10 ⁻²
Предельная силовая напряженность, МПа	(1 ... 8) 10 ²	10... 30	10...30
Удельная массовая отдача источников энергии, кг/кВт	1 ... 4	0,4... 0,1	6... 8
Удельная массовая отдача приводов, кг/кВт	2... 30	0,4... 0,3	0,4... 0,3
Удельная массовая отдача сетей, кг/ (кВт· м)	0,02... 0,2	0,09... 0,04	0,05... 0,02
Удельная массовая отдача аккумуляторов, кг/кВт	0,01	0,5	0,6... 0,8
Интенсивность отказов (λ —характеристики) основных элементов: источник энергии привод сеть аккумулятор	(10... 20) 10 ⁻⁶ (10... 20) 10 ⁻⁶ 0,1 · 10 ⁻⁶ 7,2 · 10 ⁻⁶	(2...6)10 ⁻⁶ (1...5)10 ⁻⁶ 0,01 · 10 ⁻⁶ (1...2) 10 ⁻⁶	
Стоимость: источник энергии, рубль/кВт сеть, рубль/кВт систем в целом до 10 кВт, рубль/кВт система в целом до 70...100 кВт, рубль/кВт	30... 10 0,07 ...0,12 50... 150 10... 60	50 ... 100 0,11 ...0,12 30 ... 200 30... 200	
Стабильность работы систем (по рабочему телу)	Хорошая	Плохая	Хорошая

Характеристика	Системы		
	Электромеханическая	Гидравлическая	Газовая
Взрывоопасность	Не существует	Существует	Существует
Пожароопасность	Существует	Существует	Существует
Охлаждение	Затруднено с мест нагрева	Облегчено с мест нагрева рабочей жидкостью	Хуже, чем в гидросистеме из-за меньшей теплоемкости
Прочие свойства	Трудность обеспечения надежной работы электромашин (особенно щеточных) на больших высотах и при больших температурах	Загрязнение и утечки. Необходимость тонкой фильтрации жидкости	Утечки. Конденсация влаги и возможность образования льда в рабочих полостях

Анализ бортовых энергетических систем самолетов и вертолетов показывает доминирующее положение гидросистем. Эти системы, обеспечивая энергией до 20...30 функциональных подсистем управления (рис. В.1), включают в себя до 10^3

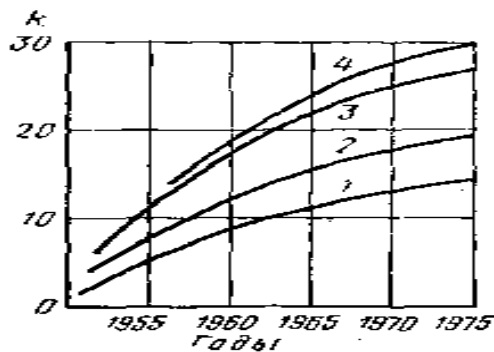


Рис. В.1. Рост количества k функциональных подсистем, подключаемых к энергетическим системам на ЛА:

1 — вертолеты; 2 — сверхзвуковые маневренные самолеты; 3 — дозвуковые транспортные самолеты; 4 — сверхзвуковые тяжелые самолеты

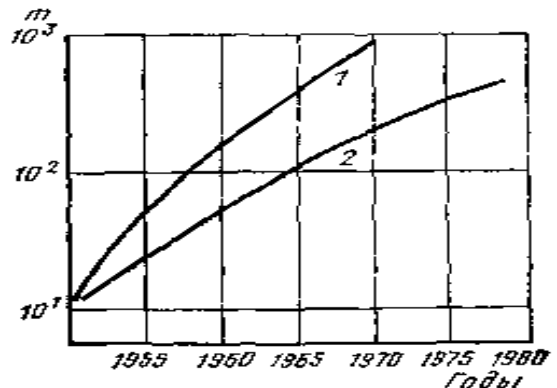


Рис. В.2. Увеличение количества m агрегатов в гидравлических системах самолетов с гидравлическими рулевыми приводами в системах управления (1) и без них (2)

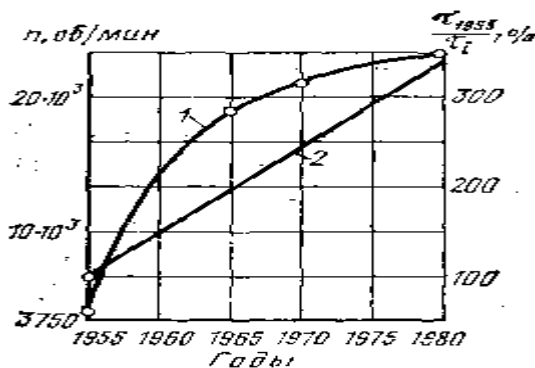


Рис. В.3. Рост частоты вращения n гидромашин (1) и быстродействия гидравлических рулевых приводов (2)

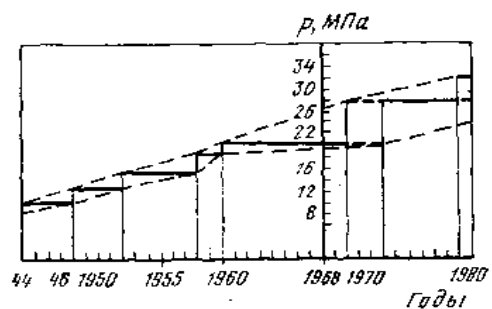


Рис. В.4. Изменение уровня рабочего давления в гидросистемах ЛА

Отказы многих из функциональных подсистем (электрогидравлических систем управления в полете по всем 3 каналам) могут создать предпосылки к катастрофам и авариям.

Известно [14,18], что предпосылки к катастрофе должны относиться к весьма маловероятным событиям (для пассажирских самолетов $10^{-7} \dots 10^{-9}$). Не менее жесткие требования предъявляются к вероятности создания предпосылок к авариям и невыполнению задания ($10^{-7} \dots 10^{-5}$ и $10^{-5} \dots 10^{-3}$ соответственно для пассажирского самолета).

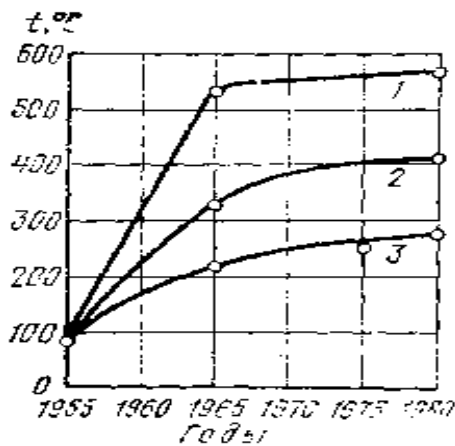


Рис. В.5. Изменение максимальных температур в конструкции космических ЛА (1), сверхзвуковых ЛА различных классов (2, 3)

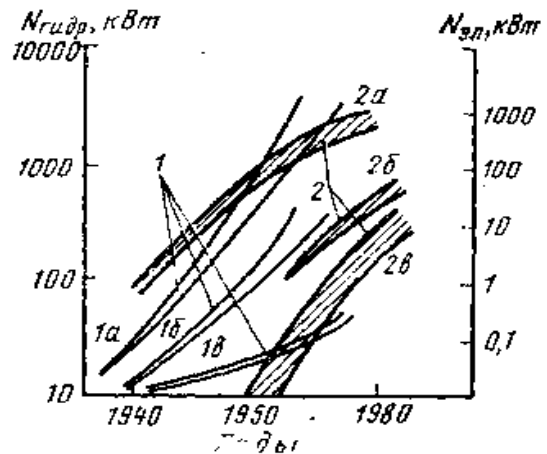


Рис. В.6 Увеличение установочных мощностей гидравлических 1 и электрических 2 бортовых систем ЛА: 1а — сверхзвуковые тяжелые самолеты; 1б — пассажирские самолеты; 1в — сверхзвуковые маневренные самолеты; 2а — тяжелые самолеты; 2б — пилотируемые космические аппараты; 2в — беспилотные космические аппараты

Все это предопределяет многократное резервирование (до 3...4 раз) важнейших функциональных подсистем. Так на рис. В.7 приведена схема гидросистемы одного из тяжелых пассажирских самолетов (Боинг 747), состоящая из 4 автономных систем. Блок питания каждой из них включает один насос с приводом от маршевого двигателя и второй — с приводом от пневмотурбины, что позволяет включать их лишь при пиковых нагрузках в системах, облегчает проверку всех систем при одном работающем двигателе, а также обеспечивает работу всех систем в аварийных режимах работы при запуске вспомогательной силовой установки (ВСУ). Номенклатура функциональных подсистем и особенности их подключения к 4 независимым гидросистемам хорошо видны на схеме.

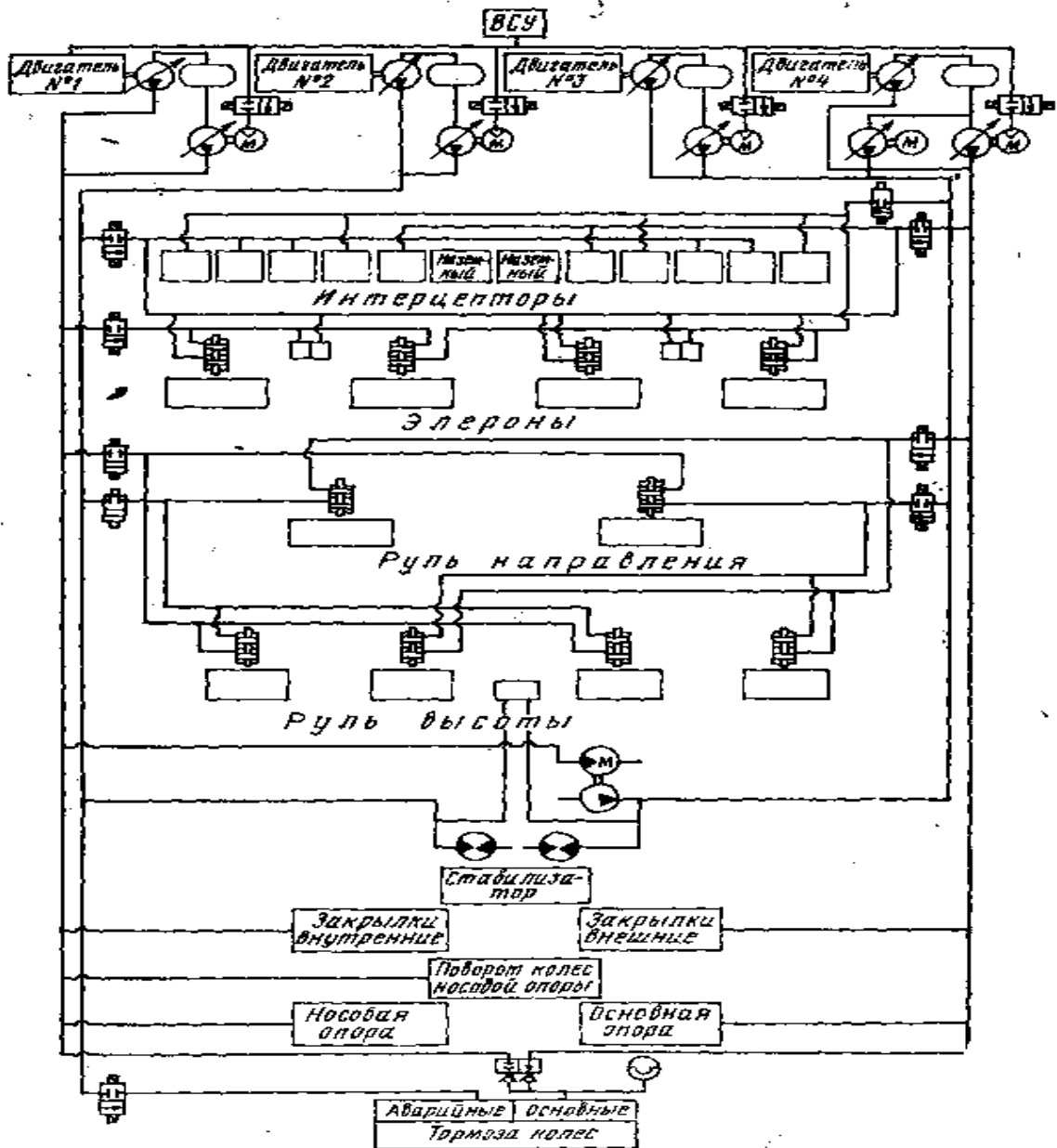


Рис. В.7. Схема гидросистемы тяжелого, пассажирского самолета

На рис. В.8 дана укрупненная схема гидросистемы сверхзвукового самолета (ХВ-70). В каждой из четырех независимых систем имеется по три насоса — основной и два вспомогательных, работающих совместно с основным только в режимах больших потребляемых мощностей. В крейсерском полете вспомогательные насосы разгружены по расходу и давлению. Основные насосы могут работать в качестве моторов, обеспечивая запуск двигателей, что особенно важно для самолета с электросистемой переменного тока. Гидравлическая система обеспечивает работу ряда новых функциональных потребителей — отклонение концевых частей крыла, насосов перекачки топлива, привода аварийного генератора, которые в сочетании с обычными функциональными потребителями (управление в

полете по трем каналам, механизация крыла, шасси, тормоза и т. д.) образуют сложную электрогидравлическую систему.

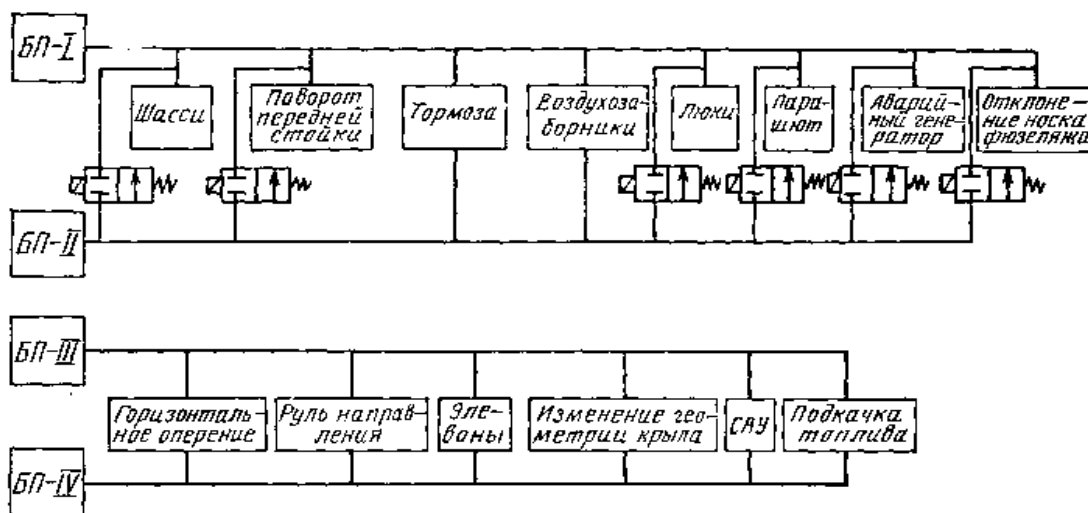


Рис. В.8. Схема гидросистемы сверхзвукового тяжелого самолета

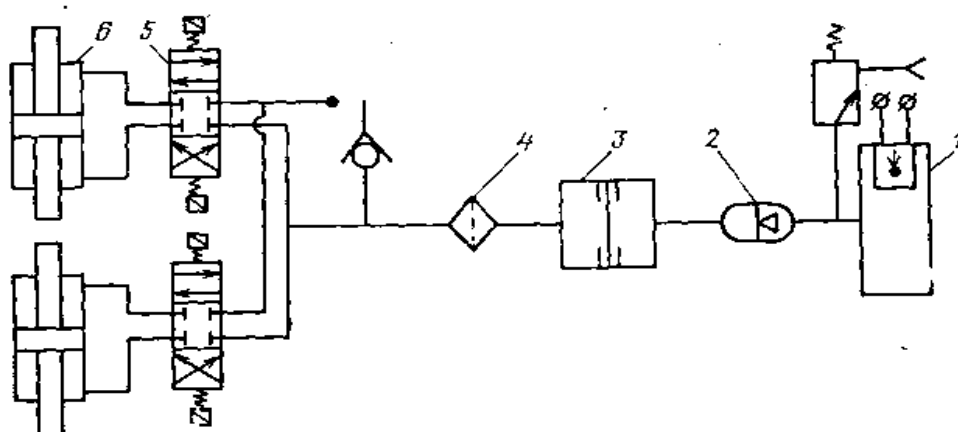


Рис. В.9. Схема гидрогазовой системы ракеты «воздух — воздух»

Интересные гидравлические системы применяются на ракетах «воздух — воздух» (рис. В.9). В момент отделения от носителя срабатывает пиропатрон в газогенераторе 1 и вытесняет рабочую жидкость из гидроаккумулятора 2 через разрывную мембрану 3 и фильтр 4 к электрогидравлическим рулевым машинкам 5, 6. Аналогичная система установлена на ракете «Сперроу» [15], что позволило значительно повысить быстродействие и жесткость системы управления (обычно на таких ракетах применялись чисто воздушные системы).

Все более сложными становятся гидросистемы вертолетов (рис. В. 10). Основная и дублирующая системы одновременно питают все гидроусилители систем управления и через переключатель — систему управления углом атаки вспомогательного крыла. Изолиро-

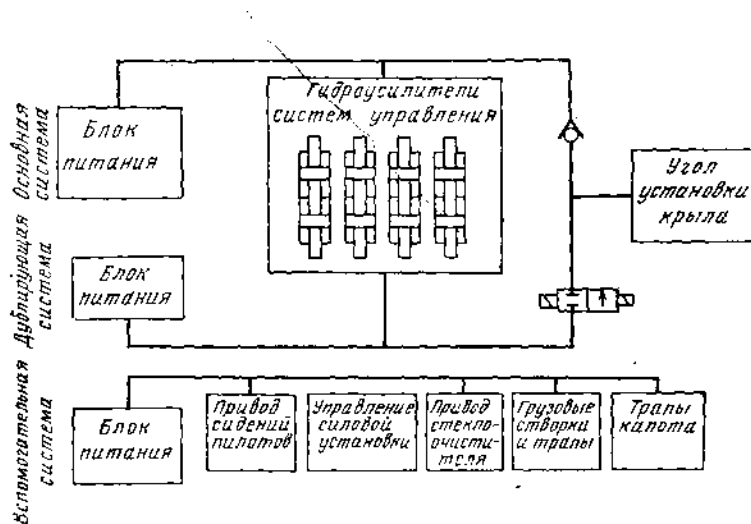


Рис. В.10. Схема гидросистемы вертолета

ванная от систем управления вспомогательная система обеспечивает функционирование вспомогательных систем.

Приведенные примеры позволяют ознакомиться с объектом дальнейшего изучения — гидравлической (газовой) энергетической бортовой системой, осуществляющей управление ЛА на всех этапах его полета.

1.3 Рабочие жидкости и их свойства

Физические свойства жидкостей характеризуются удельным весом, сжимаемостью, вязкостью. Кроме того, необходимо учитывать стойкость и механические воздействия, химическую стойкость при высоких и низких температурах, смазывающие качества и стабильность, неагрессивность жидкостей к металлам и уплотнительным элементам конструкции, пожаробезопасность и безвредность или малую токсичность жидкости и ее паров при воздействии на человека.

Рассмотрим свойства двух рабочих жидкостей, применяемых в гидросистемах современных самолетов. Это масло АМГ-10 (ГОСТ 6794-75) и рабочая жидкость 7-50С-3 (ГОСТ 20734-75).

Их плотности меньше, чем воды. Масло АМГ-10 имеет плотность 833 кг/м^3 , жидкость 7-50С-3 - 921 кг/м^3 , пресная вода - 999 кг/м^3 . Напомним связь удельного веса с плотностью $\gamma = \rho g$, где ρ - плотность жидкости; g - ускорение свободного падения.

Следовательно, удельный вес АМГ-10, 7-50С-3 и воды соответственно $8163,94$; $9031,92$; $9796,84 \text{ Н/м}^3$.

При нагреве гидравлическая жидкость расширяется, как и все жидкости, изменяя удельный вес и плотность. По уравнению Менделеева установлено влияние изменения температуры на массу единицы объема:

$$\gamma_t = \frac{\gamma_{15^\circ}}{1 + \beta_t(t - 15^\circ)},$$

где γ_t - искомый удельный вес при заданной температуре; γ_{15° - удельный вес при $t = 15^\circ\text{C}$; t — заданная температура в $^\circ\text{C}$; β_t — коэффициент объемного расширения для гидрожидкостей самолетных систем, $\beta_t = 0,0007$.

По графику зависимости плотности масла АМГ-10 и рабочей жидкости 7-50С-3 от температуры (рис. 1.1) можно определить изменение объема залитой в гидросистему жидкости и оценить изменение уровня жидкости в бачке при нагреве жидкости в полете.

Расширение жидкости при нагреве надо учитывать для сверхзвуковых самолетов в случае, когда жидкость заперта в цилиндре гидравлическим краном, так как повышенные давления в замкнутой системе могут превысить допустимые напряжения в трубопроводах и цилиндре и привести к их разрушению.

Плотность гидрожидкости изменяется приблизительно на 7% при изменении температуры на 100°C .

Сжимаемость жидкости определяется объемным модулем упругости E , который для гидрожидкостей находится в пределах от 1350 до 1750 МПа. Для воды при относительно небольших давлениях модуль упругости принят равным 20000 кг/см^2 . Сжимаемость жидкости характеризуется коэффициентом относительного сжатия β :

$$\beta = \frac{1}{\Delta p} \frac{\Delta V}{V}, \text{ где } V \text{ — объем}$$

жидкости; ΔV — изменение объема V при изменении давления Δp .

где V — объем жидкости; ΔV — изменение объема V при изменении давления Δp .

$$\text{Следовательно, } \beta = \frac{1}{E}.$$

Для принятых в самолетостроении давлений в гидросистемах можно считать $\beta = 0,00007$, т.е. при изменении давления на 10^5 Па изменение объема $\frac{\Delta V}{V} = 0,00007$.

Во многих расчетах сжимаемостью жидкости можно пренебречь в виду ее малости, однако при больших давлениях (в амортизаторах стоек) и в запертых гидравлическим краном объемах без газовых полостей, которые нагреваются в процессе работы, сжимаемость гидрожидкости принимается в

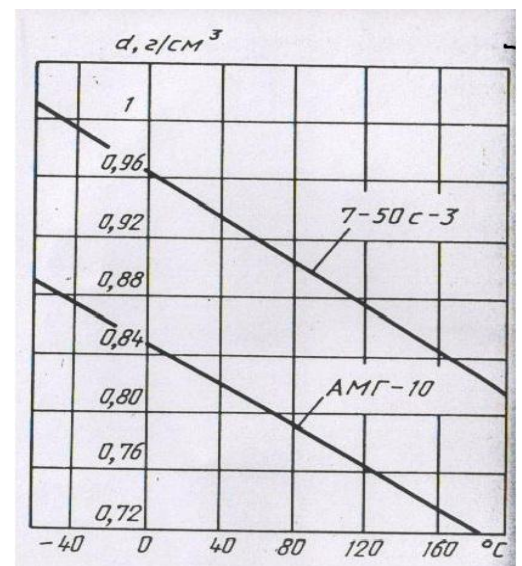


Рис. 1.1. График зависимости плотности масла АМГ-10 и рабочей жидкости 7-50С-3 от температуры

расчет. Так, давление в закрытой жесткой емкости, полностью залитой гидрожидкостью (без газовых полостей), повышается при нагреве по зависимости $\Delta p \approx 10 \Delta t^\circ$.

Жидкость сопротивляется скольжению слоев жидкости при движении. Это сопротивление называется вязкостью. Вязкость объясняется взаимодействием молекул и является основной константой, характеризующей жидкость. Вязкость жидкости устанавливается путем вискозиметрии, т.е. к установлению экспериментальным путем зависимости вязкости жидкости от ее состава или от температуры.

Сила трения, которая приходится на единицу поверхности соприкосновения двух скользящих слоев жидкости, при условии, что градиент скорости по нормали равен единице, называется коэффициентом динамической вязкости (μ).

Отношение вязкости (μ) к плотности (ρ) коэффициентом кинематической вязкости (ν),

$$\nu = \frac{\mu}{\rho},$$

где μ - коэффициент динамической вязкости ($\text{Па}\cdot\text{с}$); ρ - плотность ($\text{кг}/\text{м}^3$);

ν - коэффициент кинематической вязкости ($\text{м}^2/\text{с}$).

Вязкость жидкости обусловлена силами молекулярного сцепления, которые с увеличением температуры уменьшаются, поэтому с увеличением температуры жидкости ее вязкость уменьшается (табл. 1.1).

Таблица 1.1 – Изменение вязкости масла АМГ-10 и 7-50с-3 в зависимости от температуры

Наименование жидкости	Вязкость кинематическая в $10^{-6} \text{ м}^2 \cdot \text{с}^{-1}$ при $^\circ \text{C}$					
	-60	-50	20	100	150	200
АМГ-10	3200-4100	960-1250	20-23	4,5-5	2,5-2,8	–
7-50С-3	3500-3900	1100-1370	22-24	3,8-41	–	Не менее 1,5

С увеличением давления вязкость жидкости увеличивается, но в диапазоне рабочих давлений гидросистемы ее изменения практически неощутимы.

Минеральные масла и их смеси, применяемые в самолетных гидросистемах, теряют в процессе эксплуатации физико-механические, смазывающие и другие свойства вследствие окисления ее в контакте с воздухом, мятая жидкости в условиях работы под высоким давлением, эмульсирования и вспенивания при попадании воздуха и влаги. Ухудшение свойств жидкости проявляется в уменьшении ее вязкости, загрязнении

отложениями в виде смол, частичками металла, пыли и т.д. Наиболее эффективным способом продления эксплуатационных качеств жидкости является ее непрерывная тщательная фильтрация.

Гидравлические жидкости растворяют газы, которые в дисперсном состоянии практически не оказывают механического воздействия на работу гидросистемы. При уменьшении давления в какой-либо зоне растворенные газы выделяются в виде мелких пузырьков, объединяются в пузыри и образуют газовые полости, которые ухудшают механические свойства гидросистемы.

Относительное количество газа, которое может раствориться в жидкости до ее насыщения, прямо пропорционально давлению на поверхности. Способность жидкости растворять газы характеризуется коэффициентом растворимости газа в жидкости, который зависит от свойств жидкости и газа.

Воздух растворяется в жидкостях, применяемых в гидросистемах самолетов, в объеме $\approx 11\%$ от объема жидкости; азот $\approx 13\%$; двуокиси углерода $\approx 85\%$.

Объем растворенного воздуха в гидрожидкости можно вычислить по формуле (см^3)

$$V_B = 0,109V_M \frac{P_M}{P_a}$$

где V_B — объем растворенного в масле воздуха, отнесенный к нормальному атмосферному давлению (760 мм. рт. ст.) и нулевой температуре; V_M — объем масла; p_m — давление воздуха, находящегося над маслом (Па); P_a — нормальное атмосферное давление, равное 760 мм. рт. ст. (101325 Па).

Засорение жидкости воздухом ухудшает условия работы насосов и всей гидросистемы в целом, нарушает плавность движения гидроприводов, ухудшает смазку, вызывает коррозию деталей гидроагрегатов.

Гидравлические жидкости по своей плотности и упругости незначительно отличаются от воды, но условия работы гидравлических жидкостей в самолетных системах по рабочим давлениям, скоростям течения значительно отличаются от работы водопроводных систем в общетехнической практике.

Явления гидравлического удара (в связи с высокими нагрузками на жидкость) в большей степени могут проявляться в гидросистемах самолета, приводя к разрушению трубопроводы и агрегаты. Гидросистема самолета проверяется специальными исследованиями на отсутствие в ней гидроударов и вызванных ими колебаний давлений в гидросистеме.

В дополнение к изложенным свойствам гидрожидкостей приведем следующие данные. Масло АМГ-10 по ГОСТ 6794—75 готовят загущением маловязкой нефтяной фракции Винилона ВБ-2. Масло содержит антиокислительную присадку, некоррозионно и нетоксично. Работоспособно при температуре от -60 до $+125^\circ\text{C}$ в контакте с воздухом или азотом и кратковременно до $+150^\circ\text{C}$ только с техническим азотом. В качестве

уплотнителей при работе с маслом используются резины из нитрильного каучука марок В-14, ИРГ1-1078, ИРП-1353. Жидкость АМГ-10 - однородная, прозрачная, красного цвета.

Рабочая жидкость 7-50с-3 по ГОСТ 20734-75 представляет собой смесь синтетических продуктов — полисилоксанов и органических эфиров. Содержит антиокислительную и противокоррозионную присадки. Работает в диапазоне температур от -60 до +175 °С в контакте с воздухом и техническим азотом и кратковременно до +200 °С в контакте с азотом. Жидкость малотоксична, имеет повышенное воздействие на медь, кадмиевые и фосфатные покрытия. Применяется с уплотнительными резинами марки ИРП-1353 и фторкаучука ИРП-1287. Жидкость 7-50с-3 — прозрачная, цвет не регламентируется.

1.4 Основные сведения о гидравлике трубопроводов

Гидравлической линией называют устройство, предназначенное для прохождения рабочей жидкости от одного элемента к другому в процессе работы гидропривода. По назначению гидролинии подразделяют на всасывающие, напорные, сливные, дренажные и линии управления. По всасывающим линиям рабочая жидкость движется к самовсасывающим насосам; по напорным линиям — под давлением от насоса, гидроаккумулятора или гидромагистрالی; по сливным линиям — в гидробаки; по дренажным линиям отводятся утечки рабочей жидкости; по линиям управления жидкость движется к устройствам для управления ими. В качестве собирательного назначения для гидролиний можно применять термин *гидросеть*.

Конструктивно гидролинии представляют собой трубопроводы, рукава, каналы и соединения.

Трубопроводы — сборочные единицы, состоящие из металлических труб и присоединительной арматуры, например: труба с развальцованными концами, ниппелями и накидными гайками; труба с фланцами, приваренными к ее концам, и т.д. В объемных гидроприводах с высоким давлением рабочей жидкости (40 МПа и выше) для трубопроводов в основном применяют стальные бесшовные трубы следующих разновидностей: трубы из углеродистой и легированной стали (сталь 20, 20Х и т.д.) и трубы из коррозионно-стойкой стали (12Х18Н10Т и т. д.). Медные трубы применяются при давлениях до 10—16 МПа [1,3].

К трубопроводам гидроприводов предъявляют следующие основные технические требования: трубопроводы должны быть испытаны на прочность под давлением не меньше $1,5p_{ном}$ и на герметичность под давлением не меньше $p_{ном}$; на наружных и внутренних поверхностях трубопроводов не допускаются царапины, вмятины и забоины; перед монтажом трубопроводы должны быть очищены и промыты по технологии заводов-изготовителей изделий; минимальные радиусы гибки труб R (до оси трубы) должны быть более $2,5D$ для труб с наружными диаметрами $D < 20$ мм

и более $3,5D$ для труб с наружными диаметрами $D \gg 20$ мм.

Степень сложности гибки труб зависит от отношения диаметра трубы к толщине ее стенки и кривизны гибки. Гибка труб с наполнителем позволяет получить форму сечения трубы в местегиба без значительных искажений, влияющих на прочность трубы.

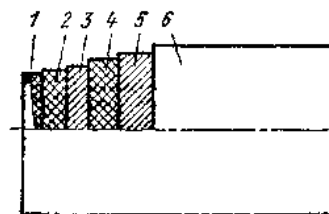


Рис. 1.2. Гибкий рукав

В качестве наполнителей можно применять воду с охлаждением до -70°C , специальные эластичные гибкие металлические оправки, дробь и пр. Не допускается применять песок, так как его очень трудно удалить с внутренней поверхности трубы, даже если труба после гибки будет подвергнута травлению. Для облегчения гибки медных труб их подвергают отжигу (нагрев до $750-800^{\circ}\text{C}$ с последующим быстрым охлаждением в воде). Готовые трубы подвергают испытаниям на статическое и динамическое нагружение. При статическом нагружении давлением рабочей жидкости труба не должна терять герметичность, не должна иметь остаточных деформаций. Несколько труб из изготовленной партии проверяют на разрушающее давление. Динамическое нагружение производят на трубах, работающих при пульсационных изменениях давления рабочей жидкости.

Рукава применяют в гидроприводах для соединения гидроустройств, элементы которых имеют значительные относительные перемещения. На рис.1.2 показана конструктивная схема рукава высокого давления. Рукав имеет внутренний резиновый слой 1, хлопчатобумажную оплетку 2, металлическую оплетку 3 и 5, промежуточный 4 и наружный 6 резиновые слои. В гидроприводах применяют также рукава высокого давления с внутренней фторопластовой трубкой. Рукава должны быть прочными, герметичными и долговечными. Радиус изгиба рукавов должен быть не менее $(12-18) d_B$ (d_B — внутренний диаметр рукава). Перед монтажом рукава должны быть промыты по технологии завода — изготовителя изделий [3].

При расчетах трубопроводов и рукавов определяют условные проходы и проверяют прочность.

Под условным проходом (ГОСТ 16516—70) понимают внутренний диаметр канала, трубы или рукава, округленный до ближайшего значения из установленного ряда [1].

Условный проход D_y , м, определяют по формуле

$$D_y = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} = 1,13 \sqrt{\frac{Q}{v}}, \quad (1.1)$$

где Q — расход рабочей жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$, v — скорость потока жидкости, $\text{м}/\text{с}$.

При выборе средней скорости потока рабочей жидкости в трубопроводах необходимо учитывать, что увеличение скорости потока приводит к увеличению гидравлического сопротивления, и, соответственно,

потере мощности, а снижение — к увеличению диаметров трубопроводов и, следовательно, к увеличению массы всего гидропривода. На основании практики установлены следующие оптимальные значения скоростей потока рабочей жидкости: для напорных гидролиний 5—10 м/с; для сливных гидролиний 2—2,5 м/с; для всасывающих гидролиний 0,5—1,5 м/с.

Расчет труб на прочность сводится к определению толщины стенок. Различают трубы тонкостенные и толстостенные. Тонкостенными считают трубы, в которых отношение наружного диаметра D к толщине S его стенки удовлетворяет условию $D/S \gg 16$ или $D/d_B < 1,7$, где d_B — внутренний диаметр сечения трубы.

Толщину стенки δ , м, тонкостенных труб определяют по формуле

$$\delta = \frac{P_{\max}(D + m)}{2\sigma_{\text{дон}}}, \quad (1.2)$$

где P_{\max} — максимальное давление жидкости, Па; D — наружный диаметр трубы, м; m — допустимое отклонение диаметра, м; $\sigma_{\text{дон}}$ — допустимое напряжение материала трубы, Па.

Значения m принимают по стандартам на сортаменты труб. Допускаемые напряжения $\sigma_{\text{дон}}$ для материалов определяют по формуле

$$\sigma_{\text{дон}} = \frac{\sigma_g}{n_g}, \quad (1.3)$$

где σ_g — предел прочности материала трубы, Па; n_g — коэффициент запаса прочности по пределу прочности ($n_g=3\dots 6$). Толщину стенки толстостенных труб определяют по формуле Ляме.

Предел прочности для медных труб $\sigma_g = 210$ МПа, для труб из стали 20Х $\sigma_g = 436$ МПа, из стали 12Х18Н10Т $\sigma_g = 549$ МПа. Для гнутых труб σ_g следует уменьшать на 25% в связи с тем, что при гибке труб изменяется цилиндрическая форма сечения трубы. Допустимое искажение формы сечения трубы оговаривается в нормативно-технических документах.

Пример 6.1. Определить условный проход сливной линии при расходе жидкости $Q = 6,3$ дм³/с.

Скорость v жидкости в сливной линии принимаем равной 2,0 м/с, тогда по формуле (1.1) определяем

$$D_y = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} = 1,13 \sqrt{\frac{Q}{v}} = 1,13 \sqrt{\frac{6,3 \cdot 10^3}{2}} = 0,063 \text{ м} = 63 \text{ мм}.$$

Выбираем из ГОСТ 16516—70 условный проход 60 мм и определяем скорость жидкости в этом трубопроводе

$$v = \frac{Q \cdot 4}{\pi d_g^2} = \frac{6,3 \cdot 10^{-3} \cdot 4}{\pi \cdot 6^2 \cdot 10^{-4}} = 2,23 \text{ м/с}; (2,0 < 2,23 < 2,5).$$

Пример 6.2. Определить толщину стенки трубы диаметром $D=25$ мм из коррозионно-стойкой стали 12Х18Н10Т. Максимальное давление рабочей жидкости 32 МПа.

Для стали 12Х18Н10Т $\sigma_g = 549$ МПа. Выбираем запас прочности $n_g=3$, Допускаемое напряжение

$$\sigma_{\text{дон}} = 549/3 = 183 \text{ МПа}$$

Отклонение по диаметру $m = +0,45$ мм (ГОСТ 9941—72).

Толщина стенки

$$\delta = \frac{p(D+m)}{2\sigma_{дон}} = \frac{32 \cdot 10^6 \cdot 25,45 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 183 \cdot 10^6} = 2,2 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 2,2 \text{ мм.}$$

Выбираем толщину $\delta=2,5$ мм.

1.4.1 Гидравлические расчеты трубопроводов и каналов

При гидравлических расчетах определяют потери давления при движении рабочей жидкости в трубопроводах и каналах. Как известно из курса гидравлики, потери давления подразделяются на два вида: потери давления по длине Δp_l и местные потери давления Δp_m . Потери давления зависят при прочих равных условиях от режимов движения жидкости, а также от размеров и шероховатости внутренних поверхностей трубопроводов и каналов.

Различают два режима движения жидкости: ламинарный и турбулентный. При ламинарном режиме движения частицы жидкости перемещаются по траекториям, направленным вдоль потока без поперечного перемещения. При турбулентном режиме движения частицы жидкости перемещаются по случайным хаотическим траекториям. Турбулентный режим сопровождается постоянным, как бы поперечным, перемешиванием жидкости. Переход от ламинарного режима к турбулентному происходит при определенных условиях, характеризуемых безразмерным критическим числом Рейнольдса Re . Для труб круглого сечения

$$Re = \frac{v d_g}{\nu}, \quad (1.4)$$

где v — скорость потока жидкости, м/с; d_B — внутренний диаметр трубопровода, м; ν — кинематическая вязкость жидкости, м²/с.

Для круглых труб критическое число Рейнольдса $Re_{кр} = 2300$; для гибких рукавов $Re_{кр} = 1600$. Режим движения жидкости ламинарный, если $Re < Re_{кр}$. Режим движения турбулентный, если $Re > Re_{кр}$.

Потери давления по длине в трубах круглого сечения как при ламинарном, так и при турбулентном режимах движения определяют по наиболее общей формуле

$$\Delta p_l = \lambda \frac{l}{d_g} \frac{v^2}{2} \rho, \quad (1.5)$$

где λ — коэффициент гидравлического трения; l — длина трубопровода, м; ρ — плотность рабочей жидкости, кг/м³.

Для ламинарного режима движения жидкости коэффициент гидравлического трения рассчитывают по формуле

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (1.6)$$

Формула (1.6) справедлива для стабилизированного ламинарного режима движения жидкости вдали от входа в трубопровод. На практике при

гидравлических расчетах трубопроводов гидроприводов принимают

$$\lambda = (75 \dots 150) \frac{1}{\text{Re}}, \quad (1.7)$$

где коэффициент 75 принимают для стальных труб, а 150 — для гибких рукавов.

Для турбулентного режима движения жидкости коэффициент гидравлического трения для гладких стальных труб определяют по формуле

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt{\text{Re}}}. \quad (1.8)$$

Для других условий коэффициенты гидравлического трения определяются по графикам, которые приводятся в справочниках [1].

Местные потери давления Δp_m определяют по формуле

$$\Delta p_m = \xi \frac{v^2}{2} \rho, \quad (1.9)$$

где ξ — коэффициент местного сопротивления.

Коэффициенты местных сопротивлений для конкретных местных сопротивлений определяют экспериментально. Значения их можно найти в справочниках [1].

Пример 6.3. Определить изменение потерь давления Δp в прямом напорном трубопроводе длиной $l = 2$ м с внутренним диаметром $d_g = 12$ мм при движении в нем рабочей жидкости АМГ-10; расход $Q = 0,63$ дм³/с в диапазоне температур от -50 до $+50$ °С.

По табл. 1.1 находим $\rho = 650$ кг/см³, $\nu_{-50} = 1250 \cdot 10^{-6}$ м²/с, $\nu_{+50} = 10 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Скорость жидкости в трубопроводе

$$v = \frac{4Q}{\pi d_g} = \frac{0,63 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 1,44 \cdot 10^{-4}} = 5,56 \text{ м/с},$$

При температуре рабочей жидкости -50 °С

$$\text{Re}_{-50} = \frac{v d_g}{\nu} = \frac{5,56 \cdot 12 \cdot 10^{-3}}{1250 \cdot 10^{-6}} = 53,5 < 2300;$$

режим течения ламинарный; коэффициент гидравлического трения

$$\lambda_{-50} = \frac{64}{\text{Re}_{-50}} = \frac{64}{53,5} = 1,20;$$

потери давления

$$\Delta p_{-50} = \lambda_{-50} \frac{l}{d_g} \frac{v^2}{2} \rho = 1,20 \frac{2 \cdot 5,56^2}{12 \cdot 10^{-3} \cdot 2} 850 = 2640 \cdot 10^3 \text{ Па} = 2,64 \text{ МПа}$$

При температуре рабочей жидкости $+50$ °С

$$\text{Re}_{+50} = \frac{v d_g}{\nu} = \frac{5,56 \cdot 12 \cdot 10^{-3}}{10 \cdot 10^{-6}} = 6680 > 2300;$$

Режим течения турбулентный;

$$\lambda_{+50} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{6680}} = 0,035;$$

$$\Delta p_{+50} = 0,035 \frac{2 \cdot 5,56^2}{12 \cdot 10^{-3} \cdot 2} 850 = 77 \cdot 10^3 \text{ Па} = 0,077 \text{ МПа}$$

Изменение потерь давления

$$\Delta p_{-50} + \Delta p_{+50} = 2,64 - 0,077 = 2,563 \text{ МПа}$$

1.4.2 Соединения трубопроводов и гибких рукавов

Соединения трубопроводов и гибких рукавов должны быть прочными, надежными, устойчивыми к воздействию внешних механических и климатических факторов и должны обеспечивать заданную герметичность. Соединения должны иметь также высокие производственные и эксплуатационные показатели, малую трудоемкость и невысокую стоимость изготовления, простоту и удобство монтажа.

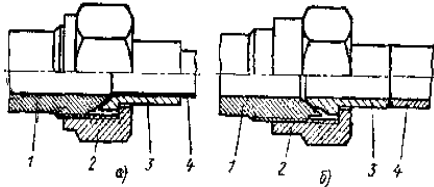


Рис. 1.3. Соединение трубопроводов по наружному и внутреннему конусам

Для всех соединений трубопроводов и рукавов установлен единый ряд присоединительных резьб (ГОСТ 12853—67). Условные графические обозначения соединений на схемах установлены ГОСТ 2.784—70.

В гидроприводах получили широкое применение следующие виды соединений трубопроводов: по наружному и внутреннему конусам, фланцевые, соединения с уплотнительным кольцом, поворотные и быстроразъемные [1,3,10].

Соединения трубопроводов по наружному конусу (рис.1.3,а) осуществляют с помощью штуцера 1, ниппеля 3 и накидной гайки 2. Присоединительная часть штуцера имеет наружный конус с углом 74° . Конец трубы 4 развальцован также под углом 74° . Герметичность соединения обеспечивается обжатием конца трубы между корпусом штуцера и ниппелем с помощью накидной гайки.

Соединения трубопроводов по внутреннему конусу (рис.1.3,б) осуществляют с помощью штуцера 1, полусферического ниппеля 3 и накидной гайки 2. Присоединительная часть штуцера имеет внутренний конус под углом 74° . Ниппель приварен к концу трубы 4. Герметичность соединения обеспечивается прижатием полусферического ниппеля к внутреннему конусу штуцера с помощью накидной гайки.

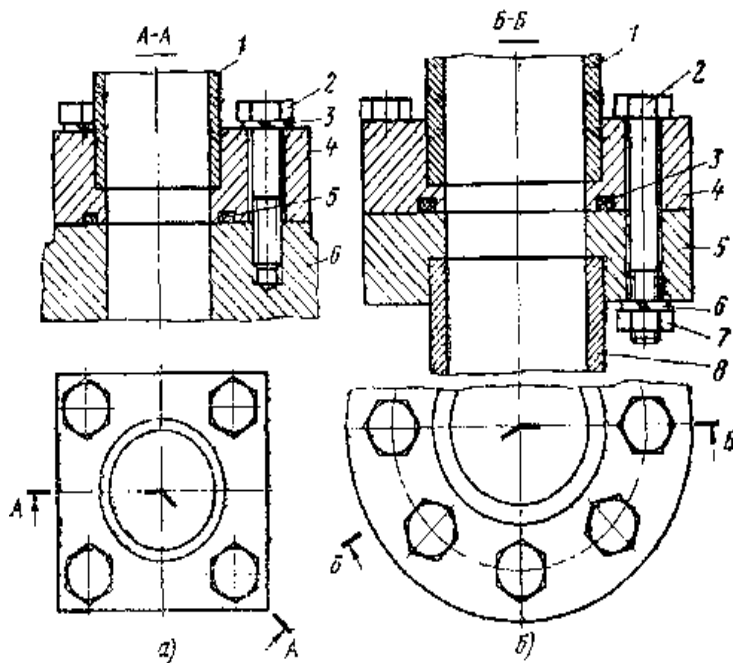


Рис. 1.4. Фланцевые соединения трубопроводов

концевого фланцевого соединения. Фланец 4 приварен к концу трубы 1. На торце фланца в круговой канавке установлено резиновое уплотнительное кольцо 5. Герметичность соединения обеспечивается уплотнительным кольцом 5 и прижатием фланца к корпусу 6 изделия с помощью четырех болтов 2 с шайбами 3. Промежуточное фланцевое соединение (рис. 1.4, б) состоит из двух круглых фланцев 4 и 5, приваренных к концам труб 1 и 8. Герметизация соединения трубопроводов обеспечивается уплотнительным кольцом 3 при соединении обоих фланцев с помощью болтов 2 и гаек 7 с шайбами 6. Толщина фланца должна быть такой, чтобы под действием давления рабочей жидкости не произошло раскрытия стыка, и не было выдавлено уплотнительное кольцо в образовавшийся зазор.

Соединения трубопроводов с уплотнительными кольцами (рис.1.5) состоят из штуцера 1, ниппеля 4, приваренного к трубе 5, и накидной гайки 3. Присоединительная часть штуцера имеет внутреннюю цилиндрическую расточку. Ниппель вставлен в расточку штуцера и прижат к его торцу накидной гайкой. Герметизация соединения обеспечивается резиновым уплотнительным кольцом 2.

Поворотные (шарнирные) соединения трубопроводов (рис.1.6) применяют в тех случаях, когда требуется обеспечить поворот сопряженных деталей на угол до 360° в одной плоскости. Соединение трубопровода состоит из угольника 4, поворотной муфты с штуцером 1. Осевое перемещение муфты шплинтом 7. Герметизация соединения обеспечивается резиновыми уплотнительными кольцами 3 и 5 и защитными кольцами 2 и 6.

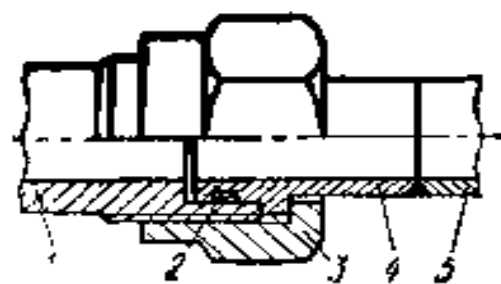


Рис. 1.5. Соединение трубопроводов с уплотнительным кольцом

Фланцевые соединения трубопроводов (ГОСТ 19535—74) применяют, как правило, для труб с диаметрами более 40 мм. Фланцы могут быть квадратными и круглыми. На рис. 1.4,а показана конструктивная схема

Быстроразъемные соединения трубопроводов и рукавов (рис. 1.7) состоят из двух гидроразъемов (полумуфт): штырькового 1 и гнездового 5.

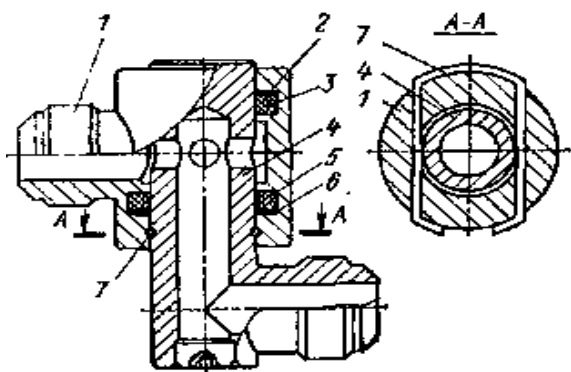


Рис. 1.6. Поворотное соединение трубопроводов

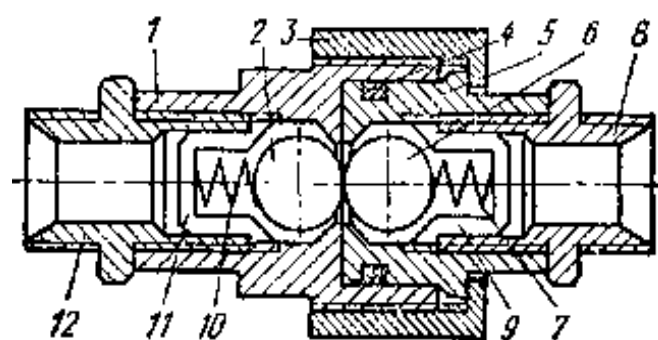


Рис. 1.7. Быстроразъемное соединение трубопроводов

Внутри корпусов разъемов вмонтированы клапанные распределители, состоящие из шариков 2 и 6 и цилиндрических пружин 7 и 10, упирающихся в крестовины 9 и 11. Разъемы имеют присоединительные штуцеры 8 и 12. При соединении парных гидроразъемов под действием усилия стыковки шарики встречаются и взаимно отжимаются от седел. Таким образом, создаются рабочие проходные сечения, необходимые для прохождения рабочей жидкости через соединения. Герметизация соединения обеспечивается уплотнительным кольцом 4, а прижим и фиксация разъемов — накладной гайкой 3. При расстыковке соединения сначала отвинчивается накладная гайка, а затем разъединяются разъемы. При этом шарики 2 и 6 под действием пружин прижимаются к седлам и препятствуют вытеканию рабочей жидкости. Кроме резьбовых быстроразъемных соединений в гидроприводах получили применение также цанговые быстроразъемные соединения.

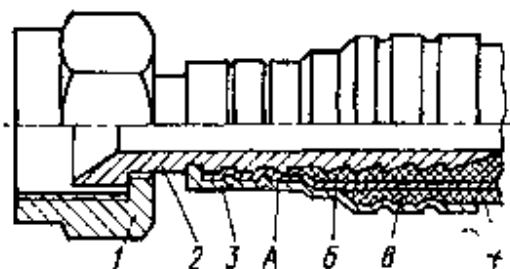


Рис. 1.8. Ниппельное соединение гибкого рукава

Соединения гибких рукавов (рис.1.8) состоят из накладной гайки 1, ниппеля 2 и обжимной муфты 3. Все детали арматуры стальные. Ниппель имеет профильную наружную поверхность. На конце рукава 4 на определенном расстоянии сняты наружный В и внутренний Б резиновые слои и оголена металлическая оплетка А [1, 3].

Для заделки рукава в арматуру подготовленный конец рукава зажимают между ниппелем и муфтой в специальном цанговом приспособлении.

1.5 Основные типы и особенности гидроприводов дроссельного и объемного

1.5.1 Классификация объемных гидроприводов и гидропередат

Объемные гидроприводы в соответствии с ГОСТ 17752—72 подразделяют по следующим признакам: по виду движения выходного звена гидродвигателя — вращательного, поступательного и поворотного движения; по источнику энергии потока рабочей жидкости — насосные, аккумуляторные и магистральные; по виду циркуляции рабочей жидкости — с разомкнутой и замкнутой циркуляцией; по возможности регулирования — регулируемые и нерегулируемые.

Регулируемые гидроприводы дополнительно подразделяют: по конструкции регулирующего устройства — с дроссельным, объемным (машинным) и объемно-дроссельным регулированием; по способу автоматизации регулирования — с автоматическим и ручным регулированием; по задачам регулирования — стабилизированные, программные и следящие.

В гидроприводах вращательного движения (рис. 1.9,*а*) объемным гидродвигателем является гидромотор M , в гидроприводах поступательного движения (рис. 1.9,*б*) — гидроцилиндр $Ц$, в гидроприводе поворотного движения (рис. 1.9,*в*) — поворотный гидродвигатель $ПД$.

Наибольшее применение получили насосные гидроприводы (см.рис.1.9,*а*), в которых рабочая жидкость от насоса H поступает в гидродвигатель, в данном случае в гидромотор M . В насосных гидроприводах могут быть использованы объемные и динамические насосы. В аккумуляторных гидроприводах (см.рис. 1.9,*б*) рабочая жидкость от пневмогидроаккумулятора $АК$ поступает в гидродвигатель, в данном случае в гидроцилиндр $Ц$. Пневмогидроаккумулятор $АК$ предварительно заряжен от внешнего источника, не входящего в состав гидропривода. В магистральных гидроприводах (см. рис.1.9, *в*) рабочая жидкость поступает в гидродвигатель, в данном случае в поворотный гидродвигатель $ПД$ по напорной гидромагистральной $Д$, а отводится по сливной гидромагистральной 2 . Под гидромагистралью понимают трубопровод, по которому рабочая жидкость подается от отдельной насосной станции, обслуживающей несколько гидроприводов. Гидромагистраль в состав магистральных гидроприводов не входит.

В гидроприводах с разомкнутой циркуляцией (см.рис.1.9,*a*) рабочая жидкость от гидродвигателя, в данном случае от гидромотора поступает в гидробак *Б*. Преимущества таких гидроприводов — хорошие условия для естественного охлаждения рабочей жидкости в гидробаке и возможность работы нескольких гидродвигателей от одного насоса. К недостаткам гидроприводов с разомкнутой циркуляцией относятся большие габариты и масса привода из-за наличия гидробака больших размеров, возможность возникновения кавитации рабочей жидкости на входе самовсасывающего насоса, а также недостаточная защита рабочей жидкости от попадания в нее загрязняющих частиц из внешней среды.

В гидроприводах с замкнутой циркуляцией (см.рис.1.10) рабочая жидкость от гидродвигателя поступает непосредственно на вход насоса *Н*. Преимущества таких гидроприводов — возможность применения реверсивных насосов, наличие простых систем подпора рабочей жидкости, хорошие условия защиты рабочей жидкости от попадания в нее загрязняющих частиц из внешней среды. Основные недостатки — быстрый нагрев рабочей жидкости в замкнутой системе и необходимость применения индивидуального насоса для каждого гидродвигателя.

Регулируемым гидроприводом называют гидропривод, в котором скорость движения выходного звена гидродвигателя может изменяться по требуемому закону. В гидроприводах с дроссельным регулированием скорости движения выходных звеньев гидродвигателей изменяются с помощью регулирующих гидроаппаратов, а в гидроприводах с объемным регулированием — с помощью регулируемых гидромашин.

В гидроприводе с автоматическим регулированием скорость движения выходного звена гидродвигателя регулируется специальным прибором управления, а в гидроприводе с ручным регулированием — вручную.

В стабилизированном гидроприводе скорость движения выходного звена гидродвигателя поддерживается постоянной, в программном гидроприводе изменяется по заданной программе, а в следящем гидроприводе — изменяется по определенному закону в зависимости от заданного воздействия, величина которого заранее неизвестна.

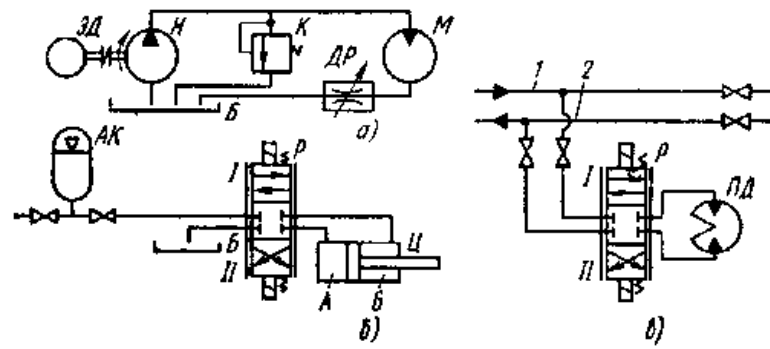


Рис. 1.9. Принципиальные схемы объемных гидроприводов: а - насосного; б - аккумуляторного; в - магистрального

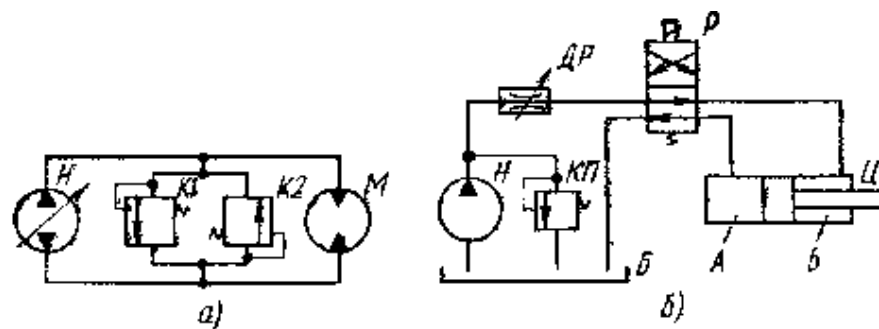


Рис 1.10 Принципиальные схемы объемных гидропередач: а — с замкнутой циркуляцией, б — с разомкнутой циркуляцией

Под объемной гидропередачей понимают часть насосного гидропривода без приводящего двигателя. Классификация объемных гидропередач аналогична классификации гидроприводов. На рис.1.10,а показана принципиальная схема объемной гидропередачи вращательного движения с замкнутой циркуляцией и объемным регулированием, а на рис. 1.10,б — схема объемной гидропередачи поступательного движения с разомкнутой циркуляцией и дроссельным регулированием. Объемные гидропередачи дополнительно подразделяют на гидропередачи раздельного и нераздельного исполнения. Наибольшее распространение получили гидропередачи раздельного исполнения, которые монтируются из отдельных самостоятельных гидравлических устройств (насосов, гидромоторов и т. д.). Гидропередачи нераздельного исполнения состоят из гидравлических устройств, конструктивно оформленных в одно целое, например, насос, гидромотор и гидроаппаратура размещены в одном корпусе [2].

1.5.2 Гидроприводы с дроссельным регулированием

Гидропривод, в котором регулирование скорости движения выходного звена гидродвигателя производится регулирующим гидроаппаратом, называют гидроприводом с дроссельным регулированием. В гидроприводах с дроссельным регулированием применяют регулируемые дроссели, регуляторы потока, дросселирующие распределители и гидроусилители мощности.

В гидроприводах с дроссельным регулированием применяют преимущественно нерегулируемые насосы. По схеме работы нерегулируемых насосов гидроприводы с дроссельным регулированием можно подразделить на две группы: гидроприводы с постоянным и переменным давлением. Для гидроприводов с постоянным давлением характерно наличие переливного клапана, который поддерживает в напорной линии постоянное давление путем непрерывного слива рабочей жидкости. В гидроприводе с переменным давлением в напорной линии давление изменяется в зависимости от нагрузки гидродвигателя. Выбор схемы гидропривода с дроссельным регулированием зависит от многих факторов. Основные из них: вид нагрузки гидродвигателя, точность и быстродействие отработки команды, КПД гидропривода, надежность гидравлических устройств и всего привода, а также факторы экономической эффективности.

Гидроприводы с дроссельным регулированием являются гидроприводами с разомкнутой циркуляцией. Они могут быть поступательного, поворотного и вращательного движения. Наибольшее распространение получили гидроприводы поступательного движения. Несколько гидроприводов с дроссельным регулированием могут работать независимо друг от друга от одного насоса.

Гидроприводы с постоянным давлением. В таких гидроприводах регулируемые дроссели устанавливают либо в напорной линии перед направляющим распределителем (дроссель на входе), либо в сливной линии после направляющего распределителя (дроссель на выходе). На рис.1.11, а показана принципиальная схема гидропривода с дросселем, установленным на входе гидродвигателя (гидроцилиндра). Гидропривод состоит из нерегулируемого насоса H с приводящим электродвигателем $ЭД$, бака $Б$, переливного клапана $К$, регулируемого дросселя $ДР$, направляющего распределителя P и поршневого гидроцилиндра $Ц$. Принцип работы гидропривода заключается в следующем. При включении приводящего электродвигателя насос всасывает рабочую жидкость из бака и нагнетает ее

под давлением в напорную линию. Далее рабочая жидкость поступает через дроссель и распределитель в одну из полостей цилиндра, например в полость A [7].

Под действием давления жидкости поршень перемещается вправо, а из полости B цилиндра рабочая жидкость вытесняется и через распределитель по сливной линии поступает в бак. Направление движения поршня цилиндра изменяют с помощью распределителя P , а скорость — с помощью дросселя $ДР$.

Расход Q_u жидкости, подводимой к цилиндру, равен расходу жидкости через дроссель

$$Q_u = Q_{op} = \mu S_{op} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}. \quad (1.10)$$

Излишек жидкости, равный $Q_n - Q_{op}$ сливается в бак через переливной клапан, который поддерживает давление p_1 постоянным. Давление p_2 после дросселя, зависящее от нагрузки, определяют из условия равновесия цилиндра (без учета сил трения и инерции)

$$p_2 S_n = F_n + p_c S_n, \quad (1.11)$$

где p_2 — давление жидкости в напорной линии перед цилиндром, Па; S_n — рабочая площадь поршня цилиндра, м²; F_n — нагрузка на штоке цилиндра, Н; p_c — давление жидкости в сливной линии, Па.

Без учета давления в сливной линии перепад давлений на дросселе

$$\Delta p = p_1 - p_2 = p_1 - \frac{F_n}{S_n}. \quad (1.12)$$

Учитывая, что $Q_u = v S_n$, найдем среднюю скорость штока цилиндра

$$v = \frac{Q_{op}}{S_n} = \frac{\mu S_{op}}{S_n} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_1 - \frac{F_n}{S_n} \right)}. \quad (1.13)$$

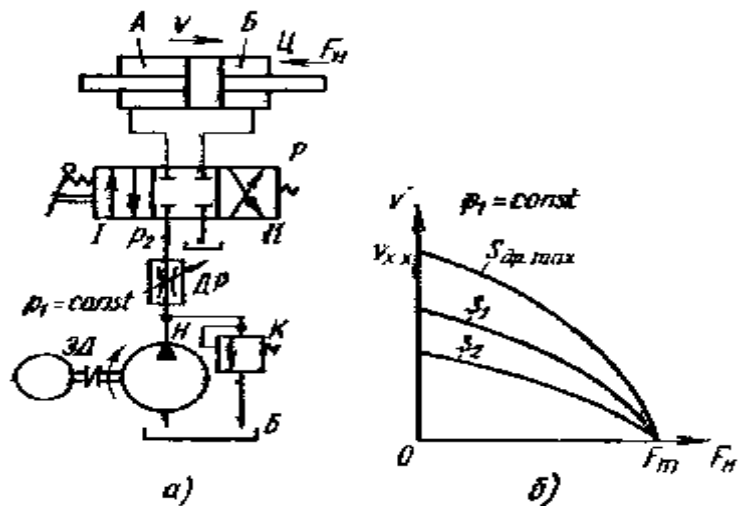


Рис. 1.11. Принципиальная схема гидропривода с дроссельным регулированием, постоянным давлением и дросселем на входе (а) и характеристика гидропривода (б)

На рис.1.11,б показаны механические характеристики гидроприводов с дросселем на входе с постоянным давлением — зависимости скорости движения штока цилиндра от нагрузки. Основная характеристика $S_{op,max}$ построена для гидропривода с полностью открытым дросселем. Максимальную скорость определяют при $F_H=0$. Характеристики S_1 и S_2 построены для разных рабочих проходных сечений дросселя ($S_{op,max} > S_1 > S_2$). Общую точку F_T для семейства характеристик определяют при максимальной нагрузке F_{max} , что соответствует $p_2 = p_1$ (скорость движения штока при этом равна нулю).

Гидроприводы с дросселем, установленным на входе гидродвигателя, не пригодны для работы в режимах с отрицательными нагрузками. Принято считать нагрузку отрицательной, если ее направление совпадает с направлением движения штока цилиндра. Под действием отрицательной нагрузки скорость штока может увеличиться настолько, что произойдет разрыв сплошности потока в рабочей полости цилиндра, и движение поршня станет неуправляемым, так как в сливной линии отсутствуют тормозные или демпфирующие устройства. К недостаткам рассматриваемого гидропривода можно также отнести низкий КПД привода ($\eta \leq 0,36$) и нагрев цилиндра жидкостью, поступающей в него после дросселирования через дроссель.

На рис. 1.12 показана принципиальная схема гидропривода с дросселем, установленным на выходе гидроцилиндра, т. е. на сливной линии. Давление p_1 в напорной линии поддерживают постоянным с помощью переливного клапана K . Скорость движения цилиндра определяют по формуле

$$v = \frac{\mu S_{op}}{S_n} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 \pm \frac{|F|}{S_n})}$$

где μ — коэффициент регулирования, S_n — площадь сливного отверстия, ρ — плотность жидкости.

(1.14)

Преимущества рассматриваемого гидропривода — возможность

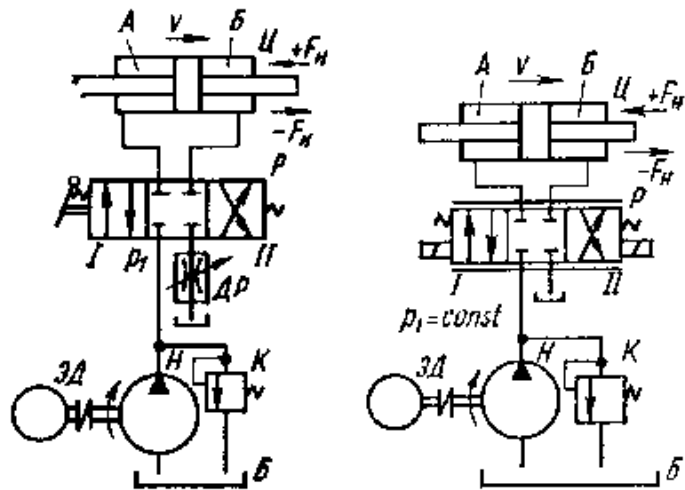


Рис. 1.13. Принципиальная схема гидропривода с дроссельным регулированием, постоянным давлением и дросселирующим

регулирования скорости движения выходных звеньев гидродвигателей при знакопеременной нагрузке, быстрая затормаживаемость двигателя; отвод теплового потока, выделяющегося при дросселировании рабочей жидкости, в бак, минуя гидродвигатель. Недостатки этой схемы гидропривода — зависимость скорости движения выходного звена гидродвигателя от нагрузки, а также меньшая экономичность по сравнению со схемой гидродвигателя с дросселем на входе (часть мощности гидродвигателя затрачивается на преодоление противодействия).

На рис. 1.13 показана принципиальная схема гидропривода с дросселирующим распределителем P , который выполняет при работе гидропривода две функции: изменяет направление потока рабочей жидкости и регулирует скорость движения штока цилиндра. В таких гидроприводах обычно применяют симметричные золотниковые распределители. Принцип работы гидропривода заключается в следующем. При перемещении золотника распределителя под внешним воздействием, например, вправо (позиция I), в распределителе создаются два рабочих проходных сечения (две дросселирующие щели). Через первую дросселирующую щель (дроссель на входе) рабочая жидкость под давлением поступает в полость A гидроцилиндра. Под действием давления поршень перемещается вправо, при этом рабочая жидкость вытесняется из полости B цилиндра и проходит через вторую дросселирующую щель (дроссель на выходе из цилиндра в бак). При изменении внешнего воздействия на золотник меняются площади рабочих проходных сечений, а, следовательно, и расход рабочей жидкости через них. Рассматриваемый гидропривод получил широкое применение в следящих гидроприводах с автоматическим управлением. Для этой схемы характерны быстроедействие и точность отработки управляющих сигналов. К недостаткам их можно отнести зависимость скорости движения выходных звеньев гидродвигателя от нагрузки, а также нагрев жидкости в результате двойного дросселирования потока жидкости [11].

Гидроприводы с дроссельным регулированием с переменным давлением. На рис. 1.14, *a* показана принципиальная схема гидропривода, в котором регулируемый дроссель DP установлен параллельно гидроцилиндру $Ц$, т.е. в линии, соединяющей напорную линию со сливной. Другая отличительная особенность гидропривода — отсутствие переливного клапана, результатом чего является зависимость давления p_1 в напорной линии от нагрузки гидродвигателя. Давление p_1 определяют по формуле (без учета сил трения)

$$p_1 = \frac{F_n}{S_n}, \quad (1.15)$$

где F_n — нагрузка на шток цилиндра, Н; S_n — рабочая площадь поршня цилиндра, м².

Для предохранения гидропривода от давления, превышающего допустимое в напорной линии, установлен предохранительный клапан K . Направляющий распределитель P предназначен для изменения направления потока рабочей жидкости, поступающей в полости гидроцилиндра. При работе гидропривода поток рабочей жидкости, создаваемой насосом H , разделяется на два параллельных потока, один из которых поступает по напорной линии через направляющий распределитель P в одну из полостей гидроцилиндра, а другой — через дроссель $ДР$ по сливной линии в бак. Следовательно, расход рабочей жидкости, подводимой к гидроцилиндру:

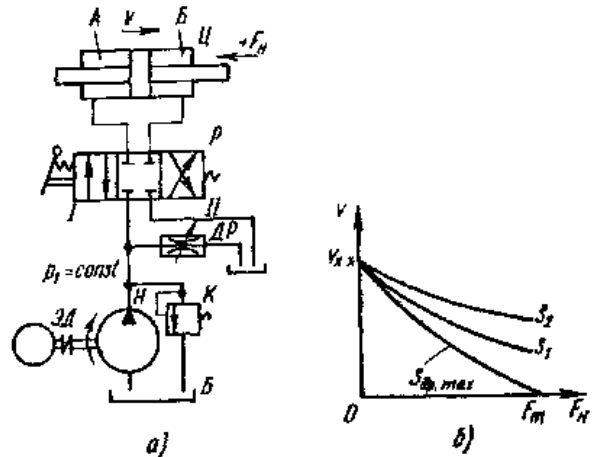


Рис. 1.14. Принципиальная схема гидропривода с дроссельным регулированием и параллельно включенным дросселем (а) и характеристика гидропривода (б)

$$Q_u = Q_n - Q_{др}, \quad (1.16)$$

где Q_n — подача насоса; $Q_{др}$ — расход жидкости через дроссель. Средняя скорость движения штока цилиндра (без учета давления в сливной линии)

$$v = \frac{Q_u}{S_n} = \frac{Q_n}{S_n} - \frac{\mu S_{др}}{S_n} \sqrt{\frac{2 F_n}{\rho S_n}}. \quad (1.17)$$

Следовательно, скорость движения штока цилиндра зависит от настройки дросселя (площади его рабочего проходного сечения) и внешней нагрузки при прочих равных условиях. При неизменной нагрузке скорость штока цилиндра максимальна при площади рабочего проходного сечения дросселя, равной нулю, т.е. при полностью закрытом дросселе. По мере открытия дросселя часть жидкости отводится в бак и скорость движения штока соответственно уменьшается. При полном открытии дросселя весь поток жидкости от насоса пойдет через дроссель в бак, и шток цилиндра остановится. На рис.1.14,б показана механическая характеристика рассматриваемого гидропривода, построенная для разных площадей рабочих проходных сечений дросселя ($S_{др,max} > S_1 > S_2$). Общую для семейства

характеристики точку $v_{x.x}$ определяют при $p=0$, т. е. при отсутствии нагрузки (режим холостого хода), а точку F_T находят на основной характеристике для полностью открытого дросселя. Скорость движения штока при одной и той же площади сечения открытия дросселя с увеличением внешней нагрузки на штоке цилиндра уменьшается. Эта зависимость является общим недостатком всех схем гидроприводов, в которых применяются регулируемые дроссели.

Для гидроприводов с переменным давлением характерны следующие преимущества: они имеют более высокий КПД по сравнению с гидроприводами с постоянным давлением, так как мощность рассматриваемого привода зависит от нагрузки; тепловой поток, образующий при дросселировании рабочей жидкости, отводится вместе с жидкостью в бак. Недостаток такой схемы гидропривода — невозможность регулирования скорости при отрицательных нагрузках, т. е. в тех случаях, когда направление действия нагрузки совпадает с направлением движения выходного звена гидродвигателя [7].

Гидроприводы с дроссельным регулированием с регуляторами потока. Для обеспечения постоянной скорости движения выходных звеньев гидродвигателей при переменных нагрузках в гидроприводах с дроссельным регулированием применяют регуляторы потока, состоящие

из регулируемого дросселя и клапанов, которые обеспечивают постоянство перепада давлений на дросселе при изменении нагрузки. Регуляторы потока устанавливают в тех же местах, что и обычные регулируемые дроссели. На рис. 1.15 показана принципиальная схема гидропривода с регулятором потока, установленным на входе в гидроцилиндр. В регулятор потока входят регулируемый дроссель $ДР1$, с помощью которого регулируют скорости движения штока и цилиндра, и два клапана, Клапан перепада давлений $К1$ подключен параллельно к напорной линии и предназначен для автоматического поддержания постоянного перепада давлений на дросселе $ДР1$. Линия управления клапана $К1$ соединена через постоянный дроссель

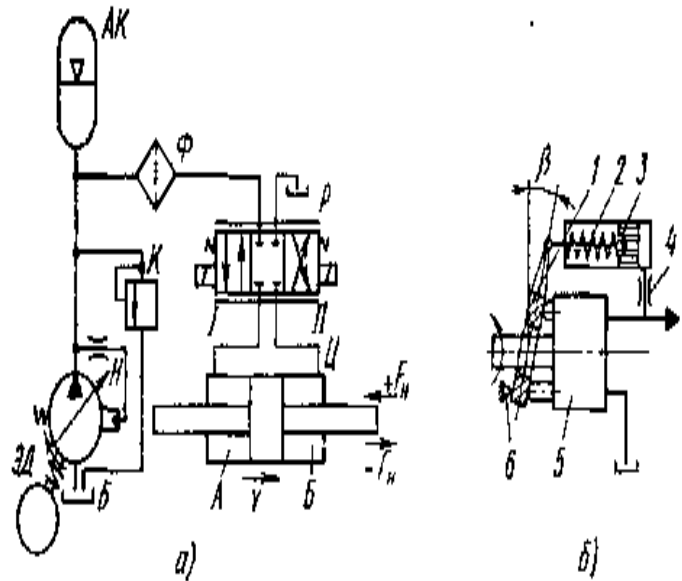


Рис. 1.15. Принципиальная схема гидропривода с дроссельным регулированием и регулятором потока

$ДР2$ с линией за дросселем $ДР1$. Предохранительный клапан $К2$ предохраняет гидропривод от давления, превышающего установленное. При повышении нагрузки F_H на штоке цилиндра одновременно повышается давление p_2 . При этом рабочее проходное сечение клапана $К1$ автоматически уменьшается, в результате чего давление p_1 соответственно повышается. Таким образом, перепад давлений на дросселе восстанавливается. Аналогично при снижении давления p_2 понижается давление p_1 .

В гидроприводах с дроссельным регулированием применяют также регуляторы потока, в состав которых входят редукционные клапаны. Эти регуляторы устанавливают на место дросселей в схемы гидроприводов с дроссельным регулированием. К недостаткам гидроприводов с регуляторами потока относятся большие габариты и масса регуляторов потока, а также сложность обеспечения автоматического регулирования.

Гидроприводы с регулируемым насосом. Одним из путей повышения КПД гидропривода с дроссельным регулированием является применение регулируемых насосов, имеющих автоматические регуляторы подачи. На рис. 1.16, *а* показана принципиальная схема гидропривода с регулируемым насосом H имеющим регулятор подачи с обратной связью по давлению. Рассматриваемый гидропривод является приводом поступательного движения с разомкнутой циркуляцией. Скорость движения штока гидроцилиндра $Ц$ регулируют с помощью дросселирующего распределителя P с управлением от электромагнитов, аналогично гидроприводу, показанному на рис.1.13. Однако в рассматриваемом гидроприводе при уменьшении расхода рабочей жидкости через распределитель P автоматически уменьшается подача насоса H , что позволяет исключить из схемы переливной клапан, а, следовательно, и нагрев рабочей жидкости [11].

Пневмогидроаккумулятор $АК$, подключенный в напорную линию, предназначен для питания гидропривода в начале перемещения золотника распределителя P из исходной позиции, когда подача насоса еще невелика. На рис. 1.16, *б* показана принципиальная схема регулятора

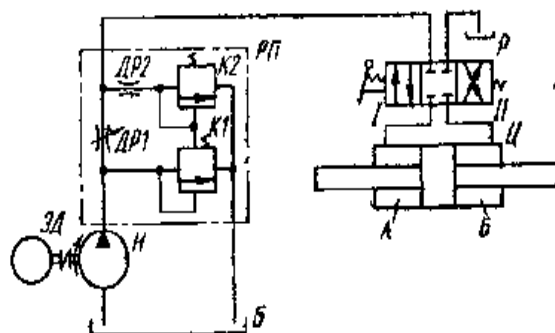


Рис. 1.16. Принципиальные схемы:
а — гидропривода с дроссельным регулированием с регулируемым насосом;
б — регулятора насоса

аксиально-поршневого насоса.

Чувствительным элементом регулятора является пружина 2 гидроцилиндра 3 одностороннего действия. Поршень цилиндра соединен с наклонным диском 1 насоса 5, а поршневая полость цилиндра подключена через дроссель 4 к напорной линии. Насос имеет упор 6, который ограничивает угол наклона β диска. Принцип регулирования насоса с помощью автоматического регулятора заключается в следующем. Если давление в напорной линии меньше, чем давление настройки регулятора, диск насоса отклонен от нулевого положения на максимальный угол β и, следовательно, насос имеет максимальный рабочий объем (наибольшую подачу). При давлении в напорной линии больше давления настройки регулятора поршень цилиндра под действием силы давления перемещается влево, сжимает пружину и поворачивает орган регулирования рабочего объема (диск) насоса в сторону нулевого положения. При этом уменьшается рабочий объем насоса, а, следовательно, и его подача. При максимальном давлении жидкости в напорной линии подача насоса может быть равна нулю. Крутизна изменения подачи насоса от давления жидкости, определяемая жесткостью пружины 2, влияет на динамические качества гидропривода. Чем круче характеристика, тем лучше динамические характеристики [5].

Преимуществами гидроприводов с дроссельным регулированием являются высокая чувствительность и большое быстродействие; малые усилия, требуемые для перемещения запорно-регулирующих элементов гидрораспределителей; простота конструкции гидравлических устройств и невысокая их стоимость. Однако гидроприводы с дроссельным регулированием имеют низкий КПД, обусловленный самим принципом дросселирования потока рабочей жидкости, поэтому гидроприводы с дроссельным регулированием обычно применяются при мощностях не более 3—5 кВт.

1.5.3 Гидроприводы с объемным регулированием

Гидроприводом с объемным регулированием называют регулируемый гидропривод, в котором регулирование скорости движения выходного звена гидродвигателя осуществляется

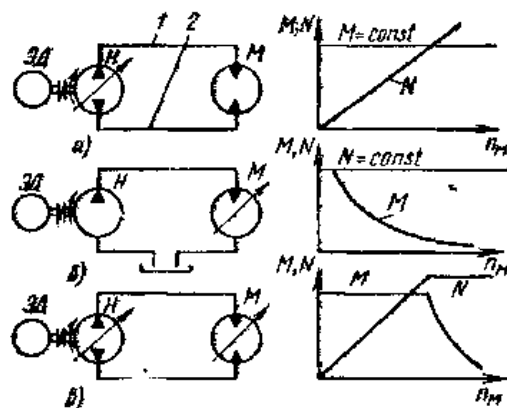


Рис. 1.17 Простейшие схемы гидроприводов вращательного движения с объемным регулированием и их характеристики

регулируемым насосом или регулируемым гидромотором или обеими регулируемыми гидромашинами (насосом и гидромотором) [7, 11].

На рис. 1.17 показаны простейшие схемы гидроприводов вращательного движения с объемным регулированием. Теоретическую (расчетную) частоту вращения вала гидромотора в рассматриваемых приводах определяют из условий равенства подачи насоса и расхода жидкости гидромотора

$$\begin{aligned} Q_n &= Q_m \\ \text{или} & \\ V_{0n} n_n &= V_{0m} n_m, \end{aligned} \quad (1.18)$$

где Q_n и Q_m — подача насоса и расход жидкости гидромотора, $\text{м}^3/\text{с}$; V_{0n} и V_{0m} — рабочие объемы насоса и гидромотора, м^3 ; n_n и n_m — частоты вращения насоса и гидромотора, с^{-1} ;

$$n_m = \frac{Q_m}{V_{0m}} = n_n \frac{V_{0n}}{V_{0m}}. \quad (1.19)$$

Частота вращения вала насоса, постоянная для гидроприводов с объемным регулированием, изменяется лишь в гидроприводах с регулированием приводящим двигателем (двигателем внутреннего сгорания или дизелем). Следовательно, регулировать частоту вращения гидромотора в гидроприводах с объемным регулированием возможно тремя способами: изменяя рабочий объем насоса или гидромотора, или одновременно изменяя и рабочие объемы насоса и гидромотора. Первый способ изменения рабочего объема насоса применяют в гидроприводах поступательного, поворотного и вращательного движения, второй и третий — только в гидроприводах вращательного движения.

Гидропривод с регулируемым насосом и нерегулируемым гидромотором (рис. 1.17, а) является самым распространенным видом гидропривода с объемным регулированием. Принцип работы гидропривода заключается в следующем. При включении приводящего электродвигателя ЭД насос H нагнетает рабочую жидкость по напорной линии 1 в гидромотор M , вал которого под действием крутящего момента вращается в определенном направлении. Из гидромотора рабочая жидкость по сливной линии 2 снова поступает в насос. Давление в гидросистеме p_n зависит от нагрузки гидромотора

$$p_n = \Delta p_m + \Delta p_{mp} = \frac{2\pi M_m}{V_{0,m}} + \Delta p_{mp}, \quad (1.20)$$

где M_m — крутящий момент гидромотора, Н·м; $V_{0,m}$ — рабочий объем гидромотора, м³; Δp_{mp} — потери давления в гидромагистралях, Па.

Частоту вращения гидромотора регулируют, изменяя рабочий объем насоса, а направление вращения вала гидромотора изменяют благодаря реверсированию потока рабочей жидкости, создаваемого насосом. При этом вначале подачу насоса уменьшают до нуля, а затем увеличивают, но в противоположном направлении. В результате функции гидролиний меняются: линия 2 становится напорной, а линия 1 — сливной.

На рис. 1.17, б показаны характеристики такого гидропривода с учетом следующих условий: $n_n = \text{const}$; $V_{0,m} = \text{const}$ и $\Delta p = \text{const}$. Основные параметры гидропривода определяют по следующим формулам:

$$n_m = n_n \frac{V_{0,n}}{V_{0,m}};$$

$$N_n = N_m = Q_n \Delta p \neq \text{const}$$

$$M_m = \frac{1}{2\pi} V_{0,m} \Delta p = \text{const} \quad (1.21)$$

Следовательно, частота вращения гидромотора и его мощность изменяются в рассматриваемом гидроприводе прямо пропорционально рабочему объему насоса, а крутящий момент гидромотора (без учета потерь) является постоянным.

Гидропривод с регулируемым гидромотором и нерегулируемым насосом (рис. 1.17, б) применяют значительно реже по сравнению с гидроприводами, которые имеют регулируемые насосы. На рис. 1.17, б показаны характеристики такого гидропривода с учетом следующих условий; : $n_n = \text{const}$; $V_{0,n} = \text{const}$ и $\Delta p = \text{const}$. Основные параметры гидропривода определяют по формулам:

$$n_m = n_n \frac{V_{0,n}}{V_{0,m}};$$

$$N_m = Q_n \Delta p = const$$

$$M_m = \frac{1}{2\pi} V_{0,m} \Delta p \neq const \quad (1.22)$$

Частота вращения гидромотора изменяется в рассматриваемом гидроприводе обратно пропорционально рабочему объему гидромотора. Например, чтобы увеличить частоту вращения гидромотора, необходимо уменьшить его рабочий объем (при этом уменьшается его крутящий момент). Теоретическая мощность привода (без учета потерь) в данном гидроприводе является постоянной. К недостаткам гидропривода с регулируемыми гидромоторами следует отнести сложность управления гидромоторами в случае их значительного удаления от операторов и ограничение минимального рабочего объема гидромотора, при котором момент, развиваемый гидромотором, становится равным или меньше момента внутреннего трения (самоторможение).

Для гидропривода с регулируемым насосом и гидромотором (рис. 1.17,е) характерен большой диапазон регулирования частоты вращения и момента, развиваемого гидромотором. Обеспечение такой характеристики $M = f(n_m)$, как показано на рис. 1.17, в дает возможность использовать этот гидропривод в транспортных средствах, где необходимо осуществлять трогание машины с моментом M_{max} при очень малой скорости $n_m \approx 0$. По мере разгона момент должен снижаться, а частота вращения увеличиваться. Это достигается уменьшением (регулируемым) рабочего объема гидромотора. Применение регулируемого насоса увеличивает диапазон регулирования привода, но из-за сложности двойного регулирования такой гидропривод пока не нашел широкого применения.

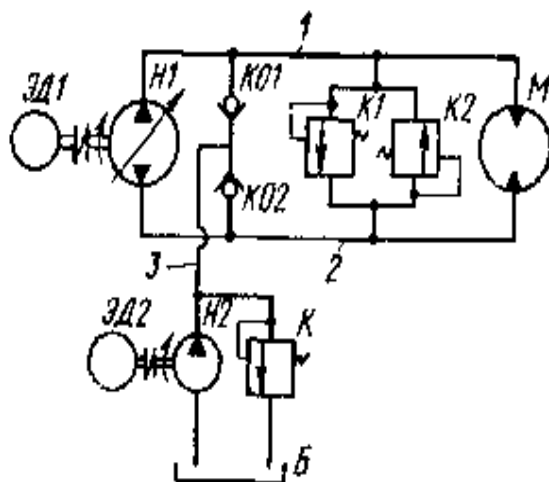


Рис. 1.18. Принципиальная схема гидропривода с объемным регулированием и системой подпитки

На рис. 1.18 показана принципиальная схема гидропривода с замкнутой циркуляцией и дополнительной гидросистемой подпитки. Основные элементы гидропривода: регулируемый реверсивный насос $H1$, приводящий электродвигатель ЭД1 ($n_{дв} = n_n = const$) и нерегулируемый реверсивный гидромотор M . Компенсация

утечек рабочей жидкости в замкнутой гидросистеме ($H1—1—M—2—H1$) обеспечивается дополнительной гидросистемой подпитки $B—H2—3—KO$, в эту систему входят подпиточный насос $H2$, приводящий электродвигатель $ЭД2$, переливной клапан K , поддерживающий постоянное давление подпитки $p = 0,3 \dots 0,5$ МПа в напорной линии 3 , и два обратных клапана $KO1$ и $KO2$, включенных параллельно в напорную линию 3 . Подпитка всегда происходит в сторону сливной линии, поэтому одновременно с подпиткой производится подпор рабочей жидкости в сливной линии, что существенно улучшает условия работы насоса $H1$ на всасывание (кавитационную характеристику). Если линия 1 является напорной линией замкнутой системы, то подпитка происходит через клапан $KO2$ в сторону сливной линии 2 . Другой обратный клапан $KO1$ в это время закрыт под действием давления жидкости, проходящей по напорной линии 1 . При изменении направления потока жидкости в замкнутой гидросистеме на противоположные функции клапанов $KO1$ и $KO2$ меняются. В гидроприводе имеются предохранительные клапаны $K1$ и $K2$, которые предохраняют гидросистему от давления, превышающего установленное. При заданном направлении потока рабочей жидкости в гидросистеме выполняет свои функции тот предохранительный клапан, который соединен с напорной линией, например клапан $K1$, если напорной линией является линия 1 .

Преимущества и недостатки гидроприводов с объемным регулированием. Поскольку гидравлические потери гидроприводов с объемным регулированием по сравнению с гидроприводами с дроссельным регулированием меньше (из-за отсутствия дросселирования потока рабочей жидкости), то КПД их сравнительно высок ($\eta = 0,75 \dots 0,95$). В гидроприводах с объемным регулированием обеспечивается более плавное реверсирование и торможение гидродвигателя по сравнению с распределением рабочей жидкости с помощью гидрораспределителей. Благодаря перечисленным преимуществам рассмотренный способ объемного регулирования применяется в гидроприводах средней и большой мощности (обычно свыше 3 кВт).

К основным недостаткам гидроприводов с объемным регулированием относится сложность системы автоматического изменения рабочих объемов регулируемых насосов и гидромоторов. Для перемещения элементов регулирования насосов и гидромоторов требуются значительные усилия, которые создаются с помощью двухкаскадных гидроусилителей мощности, имеющих низкий КПД.

1.5.4. Принципиальные схемы типовых гидроприводов

В следящих силовых приводах (ССП) получили широкое применение гидроприводы, выполняющие силовую функцию приводов.

На рис.1.19 показана структурная схема ССП, состоящего из электрической системы управления, основного гидропривода ГП1 с объемным регулированием и вспомогательного гидропривода ГП2 с дроссельным управлением. Основной гидропривод состоит из регулируемого насоса Н1, нерегулируемого гидромотора М и приводящего электродвигателя ЭД. Вал гидромотора М через редуктор Р2 соединен с внешней нагрузкой Н. Вспомогательный гидропривод состоит из нерегулируемого насоса Н2 и электрогидравлического механизма управления МУ, предназначенного для дистанционного поворота наклонной люльки (диска) насоса Н1. С помощью редуктора Р1 происходит отбор мощности для насоса Н2.

Принцип работы ССП заключается в следующем. Управляющий сигнал формируется в задающем устройстве ЗУ, соединенным редуктором Р3 с сельсином-датчиком СД и дающим тахогенератором ДТГ, сигнал которого используется как компенсирующий по производной от задающего сигнала. Сельсин-приемник СП, соединенный с валом гидромотора М через редуктор Р2, фиксирует положение вала и вместе с сельсином-датчиком, работая в индикаторном режиме, вырабатывает сигнал ошибки, передаваемый в электронный усилитель ЭУ. Усилитель получает компенсирующий сигнал от дающего ДТГ и принимающего ПТГ тахогенераторов (обратная связь по скорости объекта управления) и формирует управляющий сигнал, подаваемый на механизм управления. В механизме управления электрический сигнал в зависимости от его величины и полярности преобразуется в положение или скорость перемещения органа регулирования насоса, что сказывается на скорости вращения вала гидромотора

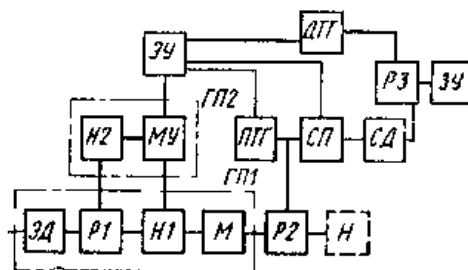


Рис. 1.19. Структурная схема типовой следящей системы с гидроприводом вращательного движения

На рис.1.20 показана принципиальная схема гидропривода вращательного движения с регулируемым насосом типа. Рассматриваемая схема включает в себя два гидропривода: основной с объемным регулированием, состоящий из регулируемого аксиально-поршневого насоса Н1 и нерегулируемого аксиально-поршневого гидромотора М с нагрузкой ЛЗ,

и вспомогательный гидропривод с дроссельным регулированием, состоящий из нерегулируемого (пластинчатого) насоса $H2$ и электрогидравлического двух каскадного механизма управления $MУ$. Гидроприводы имеют общий приводящий электродвигатель $ЭД$, вал которого соединен с валами насосов $H1$ и $H2$ муфтой 1 . Регулирование частоты вращения вала гидромотора M и его реверс производится изменением рабочего объема насоса $H1$ с помощью поворота люльки от нулевого положения [2].

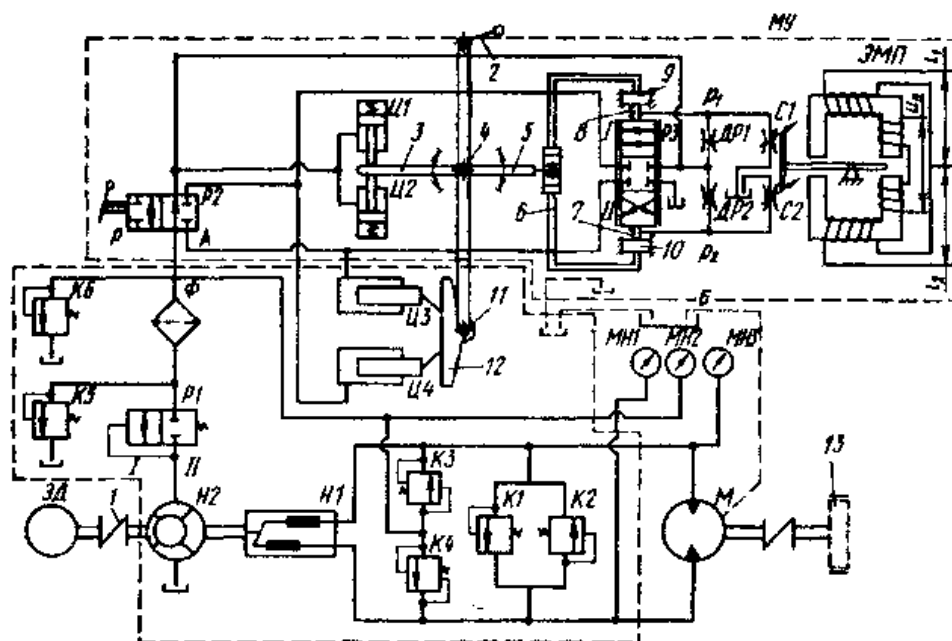


Рис. 1.20. Принципиальная схема гидропривода

Конструктивно насосы $H1$ и $H2$, гидроцилиндры $Ц1$ и $Ц2$ механизма управления $MУ$, клапаны $K1—K6$, распределители $P1$ и $P2$ и фильтр $Ф$ размещены в одном корпусе. Насос $H2$ помимо питания механизма управления $MУ$ выполняет функцию подпитки замкнутой гидросистемы основного гидропривода с объемным регулированием. Фильтр $Ф$ установлен в напорной линии насоса $H2$. Предохранительный клапан $K5$ предохраняет фильтр $Ф$ от разрушения при его засорении. Переливной клапан $K6$ предназначен для поддержания постоянного давления в напорной линии насоса $H2$. Пополнительный бак $Б$ соединен с корпусом насоса и гидромотором M . Имеется манометрический щит с манометрами: $MН2$, соединенным с напорной линией насоса $H2$, а также $MН1$ и $MН3$, соединенными с линиями основного гидропривода.

Вспомогательный гидропривод с дроссельным регулированием предназначен для автоматического дистанционного управления поворотом

люльки насоса $H1$. В гидроприводе предусмотрено два режима управления: автоматический A и ручной P .

Для переключения механизма управления на автоматический режим работы необходимо установить кран распределителя $P2$ в положении A . При этом напорная линия насоса $H2$ соединяется с системой напорных каналов механизма управления $MУ$, и проходы распределителя $P2$, соединяющие полости цилиндров $Ц3$ и $Ц4$, размыкаются. Рабочая жидкость под давлением поступает через дроссели $ДР1$ и $ДР2$ к соплам $С1$ и $С2$ (и далее на слив в корпус $MУ$), дросселирующему распределителю $P3$ и нуль-установителям $Ц1$ и $Ц2$. Под действием давления рабочей жидкости штоки нуль-установителей погружаются в свои корпуса и освобождают люльку насоса (нуль-установители обеспечивают запуск насоса $H1$ при нулевом рабочем объеме). При подаче электрического сигнала управления определенной величины и полярности на ЭМП заслонка поворачивается в ту или иную сторону на угол, пропорциональный сигналу управления. При повороте заслонки, например, вверх гидравлическое сопротивление сопла $С1$ увеличивается, а сопла $С2$ уменьшается. Соответственно увеличивается давление p_1 в междроссельной камере верхней ветви гидравлического моста и уменьшается давление p_2 в междроссельной камере нижней ветви. В диагонали моста возникает перепад давления Δp , под действием которого золотник распределителя $P3$ перемещается вниз. При этом через соответствующие дросселирующие щели распределителя $P3$ напорная линия насоса $H2$ соединяется с рабочей полостью цилиндра $Ц4$, а рабочая полость цилиндра $Ц3$ — со сливной линией. Под действием давления рабочей жидкости плунжер цилиндра $Ц4$ отклоняет люльку насоса от нулевого (среднего) положения против часовой стрелки. Одновременно рабочая жидкость вытесняется из рабочей полости цилиндра $Ц3$ через вторую дросселирующую щель распределителя $P3$ в корпус $MУ$. Отклонение люльки насоса передается валику управления $4 MУ$, соединенному с люлькой 12 при помощи муфты 11 . При повороте валика управления тяга 5 поворачивается против часовой стрелки. Тяга перемещает рычаг 6 и поршни 9 и 10 обратной связи вверх. Так как поршни обратной связи перемещаются в направлении, противоположном направлению перемещения золотника, деформируя при этом пружины 7 и 8 , то под действием возникающей разности сил пружин золотник возвратится в нейтральное положение и движение люльки насоса прекратится. Люлька насоса при этом повернется на угол, пропорциональный разности токов в обмотках управления электромагнита.

Принцип работы *МУ* при подаче на *ЭМП* электрического сигнала противоположной полярности аналогичный, но при этом люлька насоса поворачивается по часовой стрелке от нейтрального положения. При работе насоса рабочая жидкость из сопел *С1* и *С2* и из сливной линии распределителя *Р3* сливается сначала в корпус *МУ*, а затем во внутреннюю полость насоса *Н1*.

После выключения электродвигателя *ЭД* рабочая жидкость перестает поступать в *МУ*. Давление рабочей жидкости падает, и штоки нуль-установителей *Ц1* и *Ц2* под действием сжатых пружин перемещаются из корпусов наружу и воздействуют через рычаг на валик управления. При этом валик управления поворачивается и устанавливает люльку в нулевое (нейтральное) положение.

Для переключения *МУ* на ручной режим работы необходимо установить кран распределителя *Р2* (см. рис. 1.20) в положение *Р*, повернув его по часовой стрелке на 180°. При этом напорная линия насоса *Н2* отключается от *МУ*, а проходы распределителя *Р2*, соединяющие полости цилиндров *Ц3* и *Ц4*, замыкаются. Штоки нуль-установителей *Ц1* и *Ц2* под действием сил пружин выдвинуты и удерживают люльку насоса в нулевом (среднем) положении. Чтобы повернуть люльку насоса, необходимо вручную утопить валик 2 ручного управления, который соединится с валом управления 4. При повороте валика управления цилиндры *Ц3* и *Ц4* не препятствуют повороту люльки насоса, так как рабочая жидкость свободно перепускается из одного цилиндра в другой через соответствующие каналы распределителя *Р2*. Люлька насоса *Н1*, поворачиваясь, давит на штоки нуль-установителей *Ц1* и *Ц2* рычагом 3 валика управления. При этом сжимается одна из пружин нуль-установителя. При прекращении воздействия на валик ручного управления нуль-установители немедленно возвращают орган регулирования (люльку) насоса в нулевое (среднее) положение. То же самое происходит при выключении гидропривода, что обеспечивает запуск электродвигателя *ЭД* практически без нагрузки на валу.

На рис.1.21 показана принципиальная схема гидропривода вращательного движения с регулируемым насосом, которая включает два гидропривода: основной с объемным регулированием, состоящий из регулируемого аксиально-поршневого насоса *НА* и нерегулируемого аксиально-поршневого гидромотора *М*, и вспомогательный с дроссельным регулированием, состоящий из нерегулируемого шестеренного насоса *НШ* и

электрогидравлического двухкаскадного МУ. Гидроприводы имеют общий приводящий электродвигатель ЭД [2].

Насосы *НА* и *НШ*, гидроцилиндры *Ц1* и *Ц2*, нуль-установители *Ц3* и *Ц4*, клапаны *К1*, *К2*, *К3*, *К4* и *К7*, распределители *P1*, *P2* и *P3* и фильтр *Ф* размещены в одном корпусе насоса.

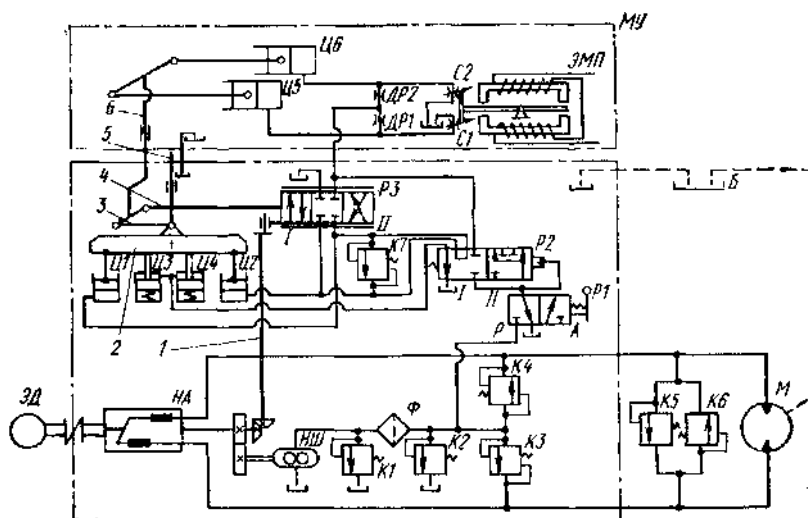


Рис. 1.21. Принципиальная схема гидропривода

Насос *НШ* помимо питания механизма управления выполняет функцию подпитки замкнутой гидросистемы основного гидропривода. Фильтр *Ф* установлен в напорной линии насоса *НШ*. Предохранительный клапан *К1* предохраняет фильтр *Ф* от разрушения при его засорении. Переливной клапан *К2* поддерживает постоянное давление в напорной линии насоса *НШ*. Пополнительный бак *Б* соединен с корпусом насоса и гидромотором *М*. Замкнутая гидросистема основного гидропривода имеет два предохранительных клапана *К5* и *К6*.

Вспомогательный гидропривод с дроссельным регулированием предназначен для автоматического дистанционного управления поворотом люльки насоса *НА*. В гидроприводе предусмотрено два режима управления: автоматический *А* и ручной *Р*.

В насосе имеется механический вибратор *1*, с помощью которого создается осциллирующее движение втулки распределителя *P3*.

Автоматический режим управления. При переключении распределителя $P1$ в положение A рабочая жидкость от шестеренного насоса поступает к распределителю $P2$. Под действием силы давления жидкости золотник распределителя перемещается влево в положение P . При этом полости цилиндров $Ц1$ и $Ц2$ разобщаются, а рабочая жидкость под давлением

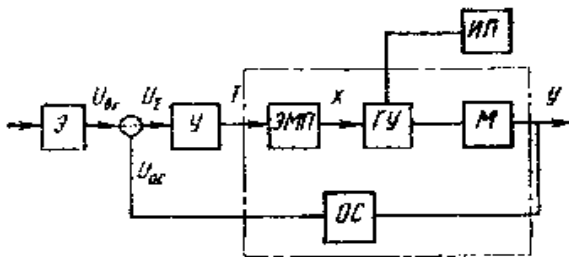


Рис 1.22. Структурная схема типовой следящей системы — рулевая машин

поступает к нуль-установителям $Ц3$ и $Ц4$ и дросселирующему распределителю $P3$. Под действием силы давления жидкости штоки нуль-установителей $Ц3$ и $Ц4$ утапливаются в свои корпуса.

При подаче электрического сигнала управления на $ЭМП$

заслонка поворачивается на угол, пропорциональный сигналу управления. Изменение давлений в междроссельных камерах ($C1$ и $ДР1$, $C2$ и $ДР2$) вызывает перемещение поршней в цилиндрах $Ц5$ и $Ц6$, которые поворачивают валик управления 6 . Этот валик через тягу 4 перемещает золотник распределителя $P3$, например, вправо. При этом рабочая жидкость под давлением поступает в цилиндр $Ц1$, который поворачивает люльку 2 по часовой стрелке. Рабочая жидкость из цилиндра $Ц2$ вытесняется через вторую дросселирующую щель распределителя $P3$ в корпус насоса $НА$. При повороте люльки насоса $НА$ рычаг 3 обратной связи перемещает золотник распределителя $P3$ влево, возвращая его в исходное положение. При этом жидкость перестает поступать в цилиндры $Ц1$ и $Ц2$, и люлька останавливается. В этом режиме предусмотрено экстренное возвращение люльки в среднее (нулевое) положение с помощью вала 5 силового управления. При повороте вала 5 люлька 2 с помощью зубчатого зацепления (на схеме не показано) поворачивается, а жидкость переливается из одного цилиндра в другой ($Ц1$ и $Ц2$) через клапан разности давлений $K7$.

Ручной режим управления. При переключении распределителя $P1$ в положение P проход жидкости от шестеренного насоса к $P2$ и $P3$ перекрыт, а распределитель $P2$ соединен со сливной линией. Распределитель $P2$ под действием силы пружины находится в исходной позиции I . При этом нуль-установители $Ц3$ и $Ц4$ соединены со сливной линией, следовательно, поршни в этих цилиндрах под действием пружин устанавливают люльку 2 в нулевое положение. Цилиндры $Ц1$ и $Ц2$ соединены между собой соответствующими проходами распределителя. Люлька 2 в этом режиме поворачивается валом 5

силового управления через зубчатое зацепление. При повороте вала 6 рабочая жидкость свободно перепускается из одного цилиндра в другой (*Ц1* и *Ц2*) через проходы распределителя *P2*. Люлька 2, поворачиваясь, давит на штоки и сжимает пружины нуль-установителей *Ц3* и *Ц4*.

Структурная схема следящей системы рулевого гидропривода с дроссельным регулированием показана на рис. 1.22. В этой системе на вход усилителя *У* поступает сигнал рассогласования в виде напряжения U_{Σ} , который определяется как разность входного сигнала $U_{Вх}$ и сигнала обратной связи $U_{ос}$, поступающего от устройства потенциметрической обратной связи (ПОС). Сигнал рассогласования (ошибки) U_{Σ} усиливается по напряжению и мощности в электронном усилителе *У* и является управляющим сигналом, который определяет точность, скорость и направление движения выходного звена гидродвигателя рулевой машины (*РМ*). Управляющий сигнал в виде тока управления *I* поступает в обмотки управления *ЭМП*. Далее электрический сигнал преобразуется в *ЭМП* в перемещение заслонки (золотника) *x* а затем в гидравлическом усилителе (*ГУ*) происходит преобразование и усиление мощности в соответствии с управляющим сигналом. Усиление мощности происходит за счет энергии потока рабочей жидкости, поступающего из источника питания (*ИП*). В гидродвигателе энергия потока жидкости преобразуется в механическую энергию движения выходного звена.

В результате последовательного преобразования и усиления управляющего сигнала скорость движения выходного звена гидродвигателя получается пропорциональной этому сигналу, а направление движения соответствует его знаку.

1.6 Гидравлические системы летательных аппаратов

Создание гидросистем летательных аппаратов, обслуживающих большое число потребителей, обладающих высокой надежностью, простотой эксплуатации, малыми массой и объемом, является сложной проблемой, решение которой невозможно без глубокого и всестороннего анализа существующих систем.

При этом полезно изучить опыт проектирования и эксплуатации гидросистем серийных самолетов, на которых конкретные принципы и конструктивные решения проверены многолетней практикой.

В качестве объектов анализа выберем гидросистемы сверхзвуковых маневренных самолетов, дозвуковых и сверхзвуковых тяжелых самолетов, вертолетов.

Рассмотрение и анализ гидросистем проведем по следующим основным

направлениям: схемное построение гидросистем, типы систем; основные источники питания, аварийные источники питания; контролируемые величины давлений; размещение фильтров.

1.6.1 Схемное построение гидросистемы

Сверхзвуковые маневренные самолеты (СМС). В гидросистемах самолетов рассматриваемого типа применяют три способа включения гидроприводов:

- 1) одновременное включение резервированного гидроагрегата в две работающие независимые гидравлические системы — нагруженный резерв или «горячее» резервирование. Рабочая жидкость в этом случае поступает одновременно к сдвоенным распределительным устройствам гидропривода. При выходе из строя одной из этих систем гидропривод продолжает работать, развивая половинную мощность;
- 2) резервирование переключением гидропривода с основной на резервную (гидравлическую, пневматическую, электрическую и т.п.) систему — ненагруженный резерв или «холодное» резервирование. Рабочая жидкость в этом случае поступает к распределительному и исполнительному устройствам через переключатель;
- 3) включение гидропривода в одну из независимых систем. При выходе ее из строя гидропривод теряет способность выполнять свои функции.

На СМС гидравлические рулевые приводы (ГРП) стабилизатора, элеронов (элевонов) и, как правило, руля направления включены в две одновременно работающие независимые гидросистемы.

В две одновременно работающие системы включены вспомогательные гидроусилители сдвоенных рулевых агрегатов САУ и гидроприводов изменения стреловидности крыла.

Гидроприводы системы выпуска шасси и системы торможения колес включены в основную гидравлическую систему и через переключатель — в резервную (чаще всего пневматическую). Такое включение используется для приводов закрылков, предкрылков и элементов механизации воздухозаборников. На отдельных самолетах «холодное» резервирование используется для гидроприводов выдвижения пусковой установки, открытия створок спецотсека и для гидроприводов воздушных тормозов, а также для вспомогательных электрогидравлических усилителей.

Остальные гидроприводы (разворота передней стойки, выпуска—уборки воздушных тормозов, РЛС, вращения генератора переменного тока, пневмокомпрессора, топливного насоса, выдвижения антенны, топливоприемника, рулевых агрегатов САУ и т. д.), как правило, включены в одну гидравлическую систему.

Гидросистемы СМС состоят из двух или трех независимых систем.

В первом случае одна из независимых систем выделяется для обслуживания ГРП системы управления полетом. Эта система получила название *бустерной*. Вторая независимая гидросистема обеспечивает

питание ГРП системы управления и всех остальных потребителей. Эта система называется *общей*.

Во втором случае две независимые гидравлические системы выделяются для обслуживания ГРП системы управления полетом, а третья система (вспомогательная) обеспечивает питание всех остальных потребителей.

На многих самолетах с двумя независимыми системами в общей системе устанавливается отсекающий клапан, отключающий при появлении неисправности значительную группу потребителей. Отсекающий клапан как бы делит общую систему на две части — бустерную и вспомогательную, обеспечивая при возникновении неисправности первоочередное питание гидроусилителей системы управления полетом.

Отсекающий клапан может срабатывать:

- при падении давления в системе;
- при уменьшении количества жидкости в баке;
- по сигналу летчика (в этом случае отключаются только подсистемы, работающие на взлете и посадке).

Замечено, что на самолетах с большим количеством потребителей используется трехсистемный вариант.

Можно сделать вывод, что выбор степени резервирования и схем подключения гидроприводов к независимым гидросистемам определяется тем, насколько опасен отказ рассматриваемого гидропривода. Все гидроприводы ЛА могут быть разбиты на три группы.

К первой группе следует отнести гидроприводы, отказ которых даже при правильных действиях летчика может привести к катастрофе. В эту группу кроме ГРП входят вспомогательные гидроусилители и рулевые агрегаты автоматических устройств системы управления полетом, работающие на взлете и посадке. Гидроприводы первой группы подключаются одновременно к двум работающим независимым системам. Все элементы распределительных и вспомогательных устройств гидроприводов дублированы.

Ко второй группе следует отнести гидроприводы, отказ которых даже при правильных действиях летчика может привести к аварии самолета. К этой группе относятся гидроприводы системы выпуска шасси и системы торможения колес. Сюда могут войти:

1. гидропривод изменения стреловидности крыла, если на рассматриваемом самолете невозможна или очень опасна посадка при большой стреловидности крыла (из-за ограниченных длин ВПП или из-за ограничений по шасси);
2. гидроприводы выпуска закрылков и предкрылков, если посадка с невыпущенными элементами механизации опасна;
3. гидроприводы элементов механизации воздухозаборников, если при остановке этих элементов в некоторых положениях невозможно продолжение полета или затруднено возвращение на аэродром.

Гидроприводы второй группы подключаются последовательно к основной и резервной системам.

К третьей группе следует отнести гидроприводы, отказ которых при правильных действиях летчика не приводит к катастрофе или аварии. В эту группу входят гидроприводы воздушных тормозов, разворота передней стойки, антенны РЛС, вращения генератора, компрессора, топливного насоса и т. п. Сюда можно отнести также гидроприводы изменения стреловидности, элементов механизации крыла, элементов механизации воздухозаборника и т.д., если при их отказе возможно возвращение и безопасная посадка самолета. Гидроприводы третьей группы подключаются к одной гидросистеме.

В некоторых системах могут быть отступления от такого деления, обосновать которые позволяет более тщательный анализ.

Так, например, «холодное» резервирование гидропривода воздушных тормозов на некоторых самолетах объясняется тем, что поверхности воздушных тормозов выполняют роль створок контейнера тормозного парашюта или створок шасси. Что касается гидропривода изменения стреловидности крыла, то параллельное подключение его к двум одновременно работающим независимым системам определяется вопросами экономии массы. Действительно, если бы гидропривод крыла был подключен к одной гидросистеме, а вторая использовалась бы в качестве резервной (что вполне допустимо с точки зрения безопасности), мощность каждой из них необходимо было бы увеличить вдвое.

Итак, выбор схемы подключения гидроприводов, способа и степени их резервирования и структуры гидросистемы определяется из условий обеспечения безопасности полета.

Тяжелые дозвуковые и сверхзвуковые самолеты. Большинство самолетов этого класса имеют четыре или три самостоятельные, независимые друг от друга гидросистемы.

И то и другое схемное решение допускает возможность появления в одном полете двух независимых отказов.

Резервирование функциональных подсистем осуществляется либо их одновременным подключением ко всем системам («горячее» резервирование), либо переключением с отказавшей системы на исправную («холодное» резервирование).

Первый из указанных способов характерен для резервирования приводов поверхностей управления положением самолета в пространстве, второй — для функциональных подсистем второй и третьей групп. Это позволяет сделать вывод о существовании некоторых общих взглядов (скорее качественных) на принципы формирования структур бортовых гидросистем ЛА независимо от их назначения.

Однако на тяжелых самолетах имеются случаи «холодного» резервирования в системах управления положением самолета в пространстве и «горячего» резервирования функциональных подсистем второй и третьей групп. Так, например, в каналах управления по тангажу и курсу применяют однокамерные обратимые гидроусилители.

Некоторые тяжелые самолеты имеют многостоечные шасси, причем

часть стоек убирается и выпускается от одних систем, а часть — от других.

Анализ систем управления показывает, что:

- число секций с независимым ГРП любой из управляемых поверхностей (руль высоты, руль направления, элероны или элевоны, полетные интерцепторы) не превышает пяти на каждом полукрыле;
- число систем управления, питающих многокамерные гидроусилители одной секции может быть и меньше общего числа систем на борту. Известны самолеты, в которых каждая секция руля высоты подключена одновременно к трем (или двум) системам, а каждая секция элеронов, интерцепторов и руля направления — одновременно к двум системам при общем числе систем, равном четырем.

Интересны децентрализованные системы управления полетом. Централизованные гидросистемы при этом (одна или две) обеспечивают энергией подсистемы II и III групп, а также приводы полетных интерцепторов. Гидроприводы секций руля высоты, элеронов и руля направления представляют собой автономные электрогидравлические агрегаты, состоящие из асинхронного электродвигателя, насоса и собственно привода. Электродвигатели всех секций питаются электросистемами, каждая из которых имеет по несколько генераторов, расположенных на различных двигателях.

Схемы подключения приводов стабилизаторов, предкрылков и закрылков к гидросистемам довольно разнообразны. Здесь можно встретить «горячее» и «холодное» резервирование. Встречаются случаи резервирования этих подсистем замещением вышедшей из строя гидросистемы негидравлическими системами.

Анализ схем подключения посадочных интерцепторов показывает, что их надежное функционирование обеспечивается:

- совмещением функций с многократно резервированными полетными интерцепторами;
- секционированием поверхности управления с подключением каждой секции к одной гидросистеме, но разных секций к разным системам;
- секционированием поверхности управления с одновременным подключением каждой секции к двум гидросистемам;
- резервированием замещением.

На большинстве самолетов (за редким исключением) гидроприводы системы уборки и выпуска шасси подключены к основной гидравлической системе и через переключатель к резервной. Значительное количество самолетов не имеет резервирования операций уборки и выпуска шасси (на них предусматривается выпуск шасси под действием собственного веса).

Схемы подключения подсистем управления поворотом передней стойки шасси менее разнообразны. Здесь одинаково часто встречаются случаи ненагруженного и нагруженного резерва. Однако наиболее распространены схемы подключения этих функциональных подсистем к одной гидравлической системе.

В системах управления тормозами колес тоже реализованы все

перечисленные способы резервирования, включая горячее резервирование. Характерным для большинства самолетов является применение гидроаккумуляторов и насосных станций в качестве аварийных источников гидроэнергии и для стояночного торможения.

Остальные подсистемы II и III групп, за исключением систем, управления реверсом тяги, отклонения носовой части фюзеляжа и перекачкой топлива, как правило, не резервируются.

Вертолеты. Способность вертолетов даже при отказе двигателя совершать посадку с авторотирующим винтом со значительно меньшими скоростями, чем у современного самолета, а также возможность установки гидронасосов систем управления на редукторах несущих винтов (что позволяет им развивать близкие к номинальным обороты и при авторотирующих двигателях) определяют относительную простоту гидросистем вертолетов. Так, в гидросистемах вертолетов не дублируют более чем дважды ГРП систем управления и практически не резервируют все другие вспомогательные системы (обычно на вертолете всего три независимые системы).

К особенностям гидросистем вертолетов следует отнести применение:

- систем (на легких вертолетах) с рабочим давлением 8...10 МПа, что объясняется необходимостью иметь в гидроусилителях управления несущим винтом некоторый минимальный объем жидкости для демпфирования динамических нагрузок при отказе блоков питания гидросистем;
- схем дублирования с переключателями в системах управления, обеспечивающими питание гидроусилителей от одного из двух различных насосов даже при наличии двухкамерных гидроусилителей, имеющих свои собственные системы питания;
- в блоках питания бустерных систем насосов постоянной производительности, автоматов разгрузки и аккумуляторов, что приводит к значительным динамическим нагрузкам элементов гидросистем;
- в блоках питания насосов переменной подачи с высоким быстродействием регуляторов, что позволяет обходиться без гидрогазовых аккумуляторов.

Можно отметить практическую идентичность систем управления самолетов и большинства вновь создаваемых вертолетов — полное дублирование их по питанию сетям и приводу. Таких потребителей на вертолете обычно четыре — продольное, поперечное, путевое управления и общий шаг.

На ряде вертолетов управление основными гидроусилителями осуществляется через вспомогательные, питаемые от специальной системы.

На вертолетах резервируются по питанию через переключатели системы управления двигателями и уборкой — выпуском шасси.

1.6.2 Тип гидравлической системы

Сверхзвуковые маневренные самолеты. На многих самолетах используются независимые гидросистемы «закрытого» типа, т.е. гидросистемы, в которых рабочая жидкость не соприкасается с воздухом или газом.

Избыточное давление на входе в гидронасос закрытой системы создается трансформацией рабочего давления в гидробаке специальной конструкции; воздухом, подаваемым от компрессора двигателя (баллона) в гидробак, снабженный плавающей герметичной перегородкой, отделяющей воздушную полость от жидкостной.

Система закрытого типа обладает рядом преимуществ перед системой открытого типа.

В закрытой системе:

- 1) поддавливание на входе в гидронасос обеспечивается при любом положении самолета в пространстве при длительном действии перегрузок, в том числе отрицательных и нулевых;
- 2) улучшаются условия работы жидкости в гидросистеме за счет уменьшения количества растворенного воздуха или газа.

В системе исключен непосредственный контакт рабочей жидкости с воздухом или газом, а установленный в магистрали низкого давления сепаратор позволяет при заправке отделить и вывести в атмосферу большую часть растворенного в заправляемой жидкости воздуха. Установлено, что рабочая жидкость в закрытых гидросистемах может эксплуатироваться при температурах, несколько десятков градусов превышающих допустимую для гидросистем открытого типа;

- 3) повышается устойчивость системы «гидроусилитель — поверхность управления» за счет уменьшенного содержания растворенного в рабочей жидкости воздуха;
- 4) улучшается очистка рабочей жидкости, так как объем жидкости в открытой системе при прочих равных условиях превышает объем закрытой системы на величину запаса, обеспечивающего нормальную работу гидронасоса при действии нулевых и отрицательных перегрузок.

Масса закрытой системы, включающей гидроприводы с некомпенсированными объемами, может оказаться несколько больше массы открытой системы. Но даже общие и вспомогательные системы некоторых самолетов этого класса являются системами закрытого типа. Вероятно, преимущества гидросистем закрытого типа преобладают над некоторым проигрышем в массе.

Тяжелые дозвуковые и сверхзвуковые самолеты. На пассажирских и транспортных самолетах применяются гидросистемы открытого типа (в основном на дозвуковых самолетах) с различными системами поддавливания: воздухом, отбираемым от компрессора двигателей; воздухом из гермокабины; при помощи насосов подкачки.

Применение гидросистем этого типа объясняется наличием больших

некомпенсированных объемов жидкости и возможностью сравнительно просто организовать поддавливание (небольшие высоты полета и меньшие перегрузки).

На сверхзвуковых самолетах применяют системы полузакрытого и закрытого типов с основным поддавливанием от азотной системы и аварийным — воздухом из систем кондиционирования. Это обусловлено желанием понизить взрывопожароопасность высокотемпературной гидросистемы сверхзвукового самолета.

Вертолеты. На вертолетах применяются как открытые, так и закрытые гидросистемы.

По всем основным схемным решениям блоки питания вертолетов мало отличаются от блоков питания самолетов. Главное отличие состоит в том, что на вертолетах продолжают применять блоки питания с насосами постоянной подачи.

1.6.3 Основные источники питания

Сверхзвуковые маневренные самолеты. В качестве основных источников питания в гидросистемах самолетов используются насосы переменной подачи с приводом от двигателя.

Для одно- и двухдвигательных самолетов основным является вариант размещения двух насосов на каждом двигателе (рис. 2.1).

На двухдвигательных самолетах реализованы две схемы подключения насосов к независимым гидросистемам.

При двухсистемном варианте в каждой системе (бустерной и общей) используется два насоса, приводимые от разных двигателей.

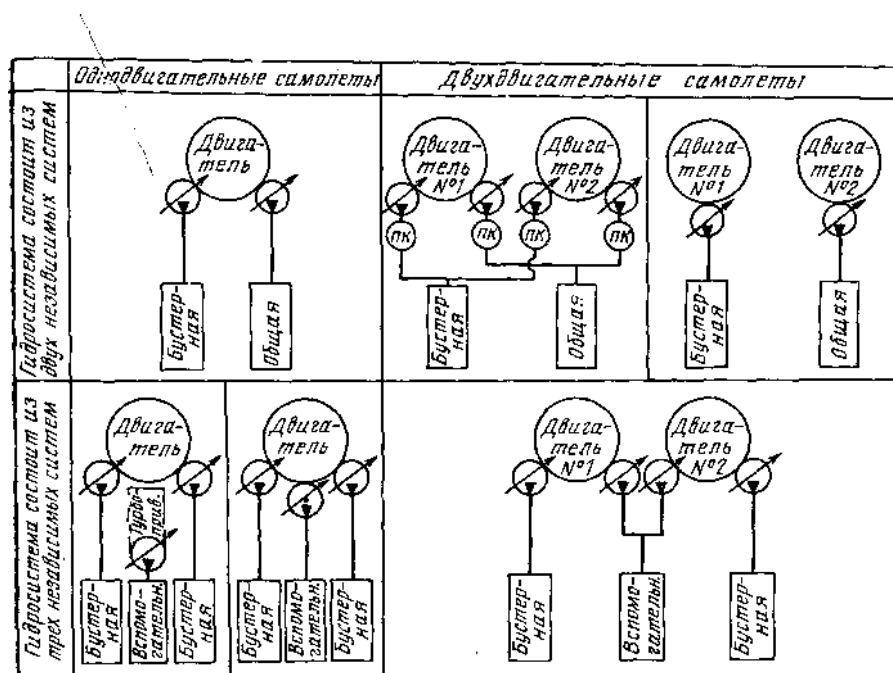


Рис. 2.1 - Схема построения блоков питания

При трехсистемном варианте в бустерных системах используется по одному, а во вспомогательной — два насоса с приводом от разных двигателей.

Обе схемы обеспечивают сохранение работоспособности всех потребителей при остановке одного двигателя. Существенным отличием первой схемы (двухсистемный вариант) является использование противопожарных электрогидравлических кранов (ПК), установленных на линиях всасывания перед каждым из четырех насосов.

При возникновении пожара на одном из двигателей пилот с помощью этих клапанов перекрывает подачу жидкости к насосам, установленным на горящем двигателе, исключая этим возможность опорожнения обеих систем (из-за нарушения герметичности шлангов, трубопроводов и их соединений). При этом необходимо, чтобы горячие зоны двигателей были отделены друг от друга противопожарными перегородками, а трубопроводы и шланги, расположенные в зоне возможного пожара, могли бы быть отключены обратными клапанами от остальной части системы.

Во второй схеме (трехсистемный вариант) противопожарные клапаны не используются. Объясняется это тем, что после пожара на одном из двигателей и полного опорожнения двух систем (одной бустерной и вспомогательной), вторая бустерная система остается работоспособной, что обеспечивает возможность управления самолетом.

Таким образом, случай пожара на одном из двигателей является расчетным для гидросистем самолетов рассматриваемого типа.

В этом смысле схема гидросистемы самолета, на каждом двигателе которого установлено по одному насосу, равноценна трехсистемному варианту — при пожаре на двигателе одна система остается работоспособной, и поэтому противопожарные клапаны не нужны. Такая гидросистема проще в эксплуатации и обслуживании, имеет меньшую массу по сравнению с гидросистемой с двумя насосами в каждой автономной системе и при достаточно надежных насосах может не уступать последней по надежности и живучести.

Во всех независимых системах каждого самолета устанавливаются насосы одинаковой подачи.

На графиках (рис. 2.2) представлены данные по величинам подачи основных источников питания гидросистем.

Эти зависимости выражаются следующими соотношениями:

$$Q_n = k_G G_{\text{взл}}^{1,5}, \quad (2.1)$$

где $k_G = 0,75 \dots 1,0$;

$$Q_n = k_R R_{\text{max}}^{1,5}, \quad (2.2)$$

где $k_R = 1,0 \dots 2,7$.

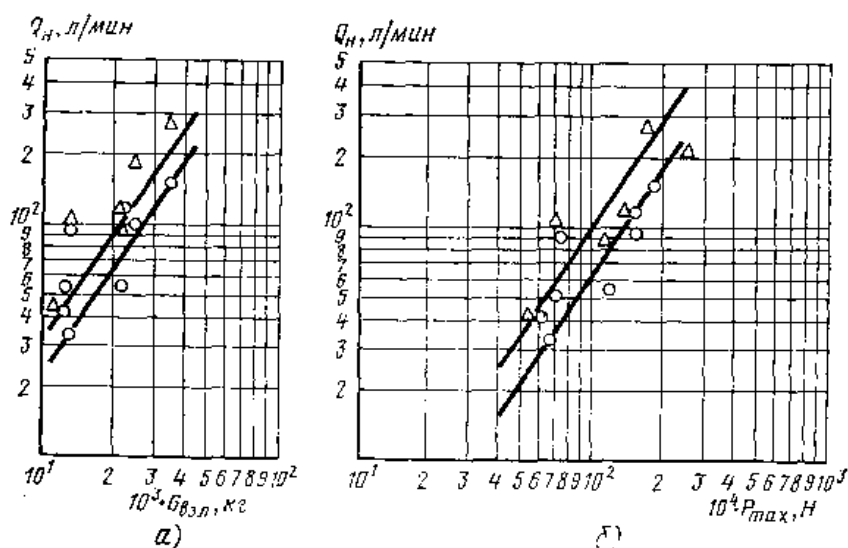


Рис. 2.2. Графики зависимости подачи Q_n насосов автономных систем от взлетной массы $G_{взл}$ самолета (а) и тяги двигателей P_{max} (б):
 О — насосы бустерных систем (суммарная производительность насосов одной системы); Δ — насосы вспомогательных и общих систем (суммарная подача насосов одной системы)

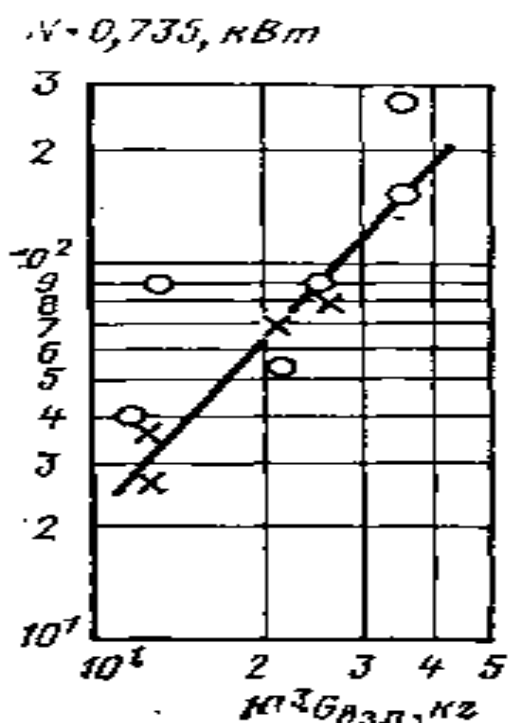


Рис. 2.3. Зависимость суммарной мощности $N_{сy}$ гидроусилителей и мощности насосов систем, обслуживающих гидроусилители, от взлетной массы самолета $G_{взл}$:
 X — гидроусилители (суммарная потребляемая мощность); O - насосы (суммарная мощность двух систем, обслуживающих гидроусилители)

Меньшие значения производительности ($k_G = 0,75$; $k_R = 1,9$) следует отнести к бустерным, большие ($k_G = 1,0$; $k_R = 2,7$) — к общим и вспомогательным системам.

Табл. 2.1, в которой для большинства реализованных схем показаны, выраженные через $G_{взл}$ или R_{max} абсолютные и относительные величины мощностей отдельных насосов и величины суммарных мощностей насосов гидросистемы, составлена по рис. 2.1 и 2.2. Двухсистемный вариант по мощности имеет преимущества перед трехсистемным (табл. 2.1).

Реализация вместо двухсистемного трехсистемного варианта для самолета заданной взлетной массы требует увеличения суммарной мощности насосов в 1,2 ... 1,5 раза.

В связи с тем, что суммарная мощность насосов бустерных систем определяется величиной суммарной мощности гидроусилителей (с учетом неодновременности их работы), можно полагать, что эта величина

($\Sigma N_{ГУ}$) также зависит от взлетной массы самолета. График (рис. 2.3) подтверждает существование следующей зависимости

$$\Sigma N_{ГУ} = 0,7 G_{взл}^{1,5}, \quad (2.3)$$

Таблица 2.1 Анализ схемного построения блоков питания

Количество систем	Количество двигателей	Формула суммарной мощности систем	Количество насосов	Мощность одного насоса		Суммарная мощность насосов на ЛА	
				выраженная через взлетную массу	относительная, %	выраженная через взлетную массу	относительная, %
2	1	$N_{н.б.} + N_{н.о.} = 2N_{н.о.}$	2	$0,47 G_{взл}^{1,5}$	200	$0,94 G_{взл}^{1,5}$	100
2	2	$N_{н.б.} + N_{н.о.} = 4(N_{н.о.}^{0,5})$	4	$0,235 G_{взл}^{1,5}$	100	$0,94 G_{взл}^{1,5}$	100
3	2	$N_{н.б.} + N_{н.б2} + N_{н.всп} \cong 4N_{н.б}$	4	$0,35 G_{взл}^{1,5}$	150	$1,4 G_{взл}^{1,5}$	150
3	2	$N_{н.б1} + N_{н.б2} + N_{н.всп} = 2N_{н.б} + 2(N_{н.о.}^{0,5})$	2	$0,35 G_{взл}^{1,5}$	150	$1,17 G_{взл}^{1,5}$	120
			2	$0,235 G_{взл}^{1,5}$	100		

Примечание. $N_{н.б.} + N_{н.о.} + N_{н.всп}$ — суммарная мощность гидронасосов одной независимой системы $N_{н.б.} = 0,35 G_{взл}^{1,5} = 0,89 R_{max}^{1,5}$; $N_{н.о.} = N_{н.всп} = 0,47 G_{взл}^{1,5} = 1,26 R_{max}^{1,5}$.

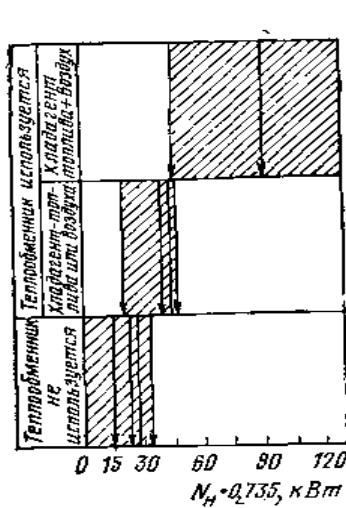


Рис. 2.4. Области использования теплообменников в независимых гидросистемах (в зависимости

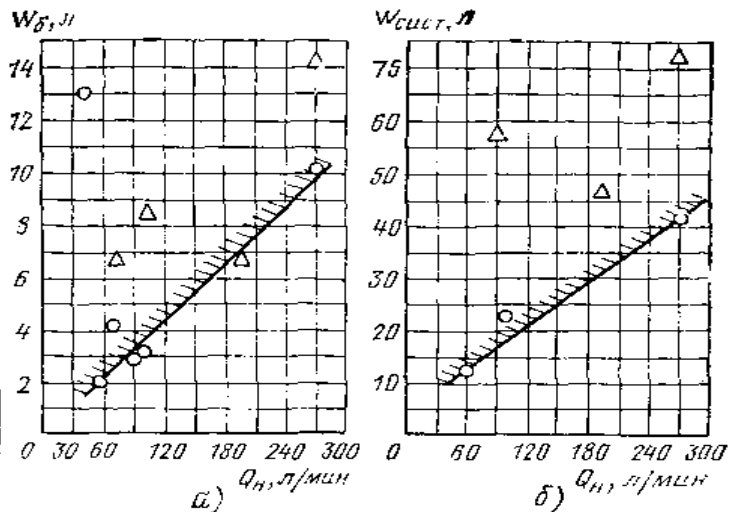


Рис. 2.5. Зависимость объема бака (а) и объема рабочей жидкости (б) в автономных гидросистемах от подачи насосов:
 O — бустерная система; Δ — общая вспомогательная система

где $\Sigma N_{ГУ}$ — суммарная потребляемая мощность всех гидросилителей системы управления полетом, работающая от двух автономных систем.

Перейдем к рассмотрению рабочих жидкостей, применяемых в

гидросистемах сверхзвуковых маневренных самолетов. При анализе условий работы жидкости в системе необходимо учитывать, что часть ее объема остается в застойных зонах и охладить ее с помощью теплообменников невозможно.

Эта часть жидкости нагревается за счет теплоотдачи двигателей и самолетной конструкции, и ее максимальная температура может стать определяющим фактором при выборе типа рабочей жидкости.

Используемые в гидросистемах самолетов рабочие жидкости имеют нефтяную основу. Они работоспособны в диапазоне температур от -55°C до $+135^{\circ}\text{C}$.

В гидросистемах самолетов, рассчитанных на максимальную скорость полета, соответствующую числу $M = 2,2...2,25$, указанные жидкости эксплуатируются на пределе возможностей по температуре. Использование этих жидкостей на самолетах с большими скоростями полета связано с появлением дополнительных ограничений при числах M , близких к максимальным.

В независимых системах ряда самолетов используются теплообменники, устанавливаемые в линиях кольцевания насосов и на сливе из постоянно работающих в полете гидромоторов.

Можно заметить, что в гидросистемах, где мощность насосов менее 22 кВт, теплообменники практически не используются (рис. 2.4). При мощностях насосов до 30 кВт применяются топливожидкостные (ТЖР) или воздухожидкостные (ВЖР) радиаторы. При больших мощностях в системах устанавливаются воздухотопливожидкостные радиаторы (ВТЖР). ВТЖР имеют сложную схему, обеспечивающую в зависимости от температуры рабочей жидкости режимы разогрева, перепуска и охлаждения в воздушной, воздухотопливной и в топливной ступенях теплообменника.

На графиках (рис. 2.5) представлены данные об объемах жидкости в гидробаках и системах зарубежных самолетов, нанесены прямые, ограничивающие области реализованных минимальных объемов. Объемы баков пропорциональны объемам бустерных систем закрытого типа. Это позволяет получить зависимости между подачей насоса, объемом рабочей жидкости в бустерной системе закрытого типа и объемом гидробака

$$W_{\text{сист}} = 0,14Q_n + 5; \quad (2.4)$$

$$W_b = 0,035Q_n. \quad (2.5)$$

Тяжелые дозвуковые и сверхзвуковые самолеты. В качестве основных источников питания применяются насосы переменной подачи. Наиболее распространен привод их непосредственно от двигателей, однако достаточно часто встречаются случаи использования приводных электродвигателей. На ряде самолетов в каждой из систем помимо насосов с приводом от двигателя имеется дополнительный насос переменной подачи (несколько меньший основного) с трубопневмоприводом от вспомогательной силовой установки (ВСУ) и системы кондиционирования.

Реализованы разнообразные варианты размещения насосов независимых

систем по двигателям.

В двухдвигательных самолетах размещают по одному насосу каждой системы на каждом двигателе.

На трехдвигательных самолетах реализованы следующие решения:

при двухсистемном варианте — по одному насосу каждой системы на двигателе (на третьем двигателе насосы не установлены);

при трехсистемном варианте — по одному насосу каждой системы на двигателе;

при четырехсистемном варианте — два насоса второй и третьей систем на среднем двигателе и по одному насосу первой и четвертой систем на левом и правом двигателях.

На четырехдвигательных самолетах:

при односистемном варианте — по одному насосу на двигателе;

при двухсистемном варианте — по одному насосу на двигателе, при этом насосы двигателей левого борта обслуживают одну систему, насосы двигателей правого борта — вторую;

при трехсистемном варианте — по одному насосу на внешних двигателях для одной системы и по два насоса на внутренних двигателях с перекрестным питанием второй и третьей систем от внутренних двигателей левого и правого борта;

при четырехсистемном варианте — по одному или два насоса на двигателе.

Одинаково часто встречаются схемы питания каждой из независимых систем парой насосов, размещенных на одном двигателе и схемы перекрестного питания систем от насосов, расположенных на двигателях левого и правого борта.

В системах тяжелых самолетов широко применяются переключатели, позволяющие использовать блок питания одной из систем для обслуживания системы с отказавшим блоком.

В случае невозможности объединения систем при помощи переключателей (из-за недопустимости смещения жидкостей) устанавливаются агрегаты передачи избыточной мощности (типа насос-мотор).

В гидросистемах большинства пассажирских самолетов применяется рабочее давление 21 МПа.

Появляются самолеты, у которых на взлете и посадке рабочее давление составляет 21 МПа, а на марше — 10,5 МПа, что резко снижает нагруженность системы.

Статистический анализ зависимостей установочной мощности (основных и аварийных блоков питания) от взлетной массы самолета (рис. 2.6) показывает, что они существенно различны для самолетов с бустерным и безбустерным управлением.

Установочные мощности выполненных гидросистем ограничены следующими неравенствами:

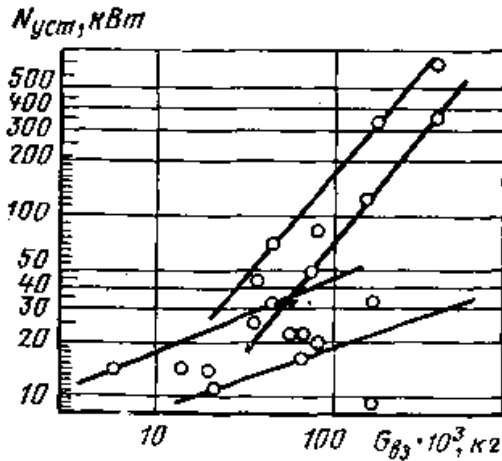


Рис. 2.6. Зависимость установочной мощности блоков питания гидросистем тяжелых самолетов от взлетной массы (ГРП — гидравлический рулевой привод)

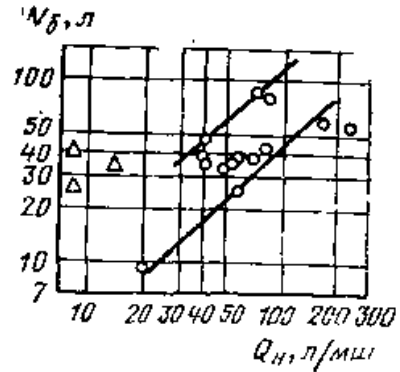


Рис. 2.7. Зависимость емкости гидробаков от подачи насосов: Δ — автономные станции с электроприводом; O — самолеты с ручным управлением

для систем без ГРП

$$0,192G_{взл}^{1,29} \leq N \leq 0,51G_{взл}^{1,3}; \quad (2.6)$$

для систем с ГРП

$$3,16G_{взл}^{0,42} \leq N \leq 7,1G_{взл}^{0,39}. \quad (2.7)$$

Общий рост установочных мощностей самолетов без ГРП по взлетной массе обусловлен ростом потребных мощностей для привода шасси, стеклоочистителей, люков, тормозов и т. д., из-за возрастающих при этом масс приводимых органов и роста воздушных нагрузок.

Для самолетов с ГРП к этим факторам необходимо добавить рост потребных мощностей для привода секционированных поверхностей управления по всем трем каналам, прямо зависящих от моментов инерции самолета по трем осям и демпфирующих моментов, что, в конечном счете, приводит к зависимости от размеров и взлетной массы самолета.

Применяемые жидкости аналогичны рассмотренным ранее.

В автономных системах для охлаждения жидкости используются теплообменники — воздухожидкостные или топливожидкостные. Они устанавливаются либо в линии кольцевания насосов, либо в линиях слива из постоянно работающих в полете потребителей. Как и для легких маневренных самолетов необходимость использования теплообменника определяется мощностью насосов и их КПД.

На рис. 2.7 представлены данные о подаче насосов и объемах гидробаков тяжелых самолетов. Для самолетов с ГРП

$$W_б = 6,35Q_н^{0,42}. \quad (2.8)$$

Для самолетов с ручным управлением реализованные объемы лежат в диапазоне:

$$0,45Q_н \leq W_б \leq 1,7Q_н. \quad (2.9)$$

Вертолеты. На рис. 2.8 показаны возможные схемы размещения насосов независимых гидросистем на редукторах несущего винта вертолета. Именно это (насосы — на редукторе, частота вращения которого даже на режиме авторотации близка к номинальной) позволяет исключить из схем вертолетов аварийные источники питания.

На рис. 2.9 и 2.10 приведены зависимости $N=f(G_{взл})$ и $W_n=f(N)$ для гидросистем вертолетов, позволяющие сравнивать эти зависимости с аналогичными для самолетов.

Интересными особенностями гидросистем некоторых вертолетов следует считать:

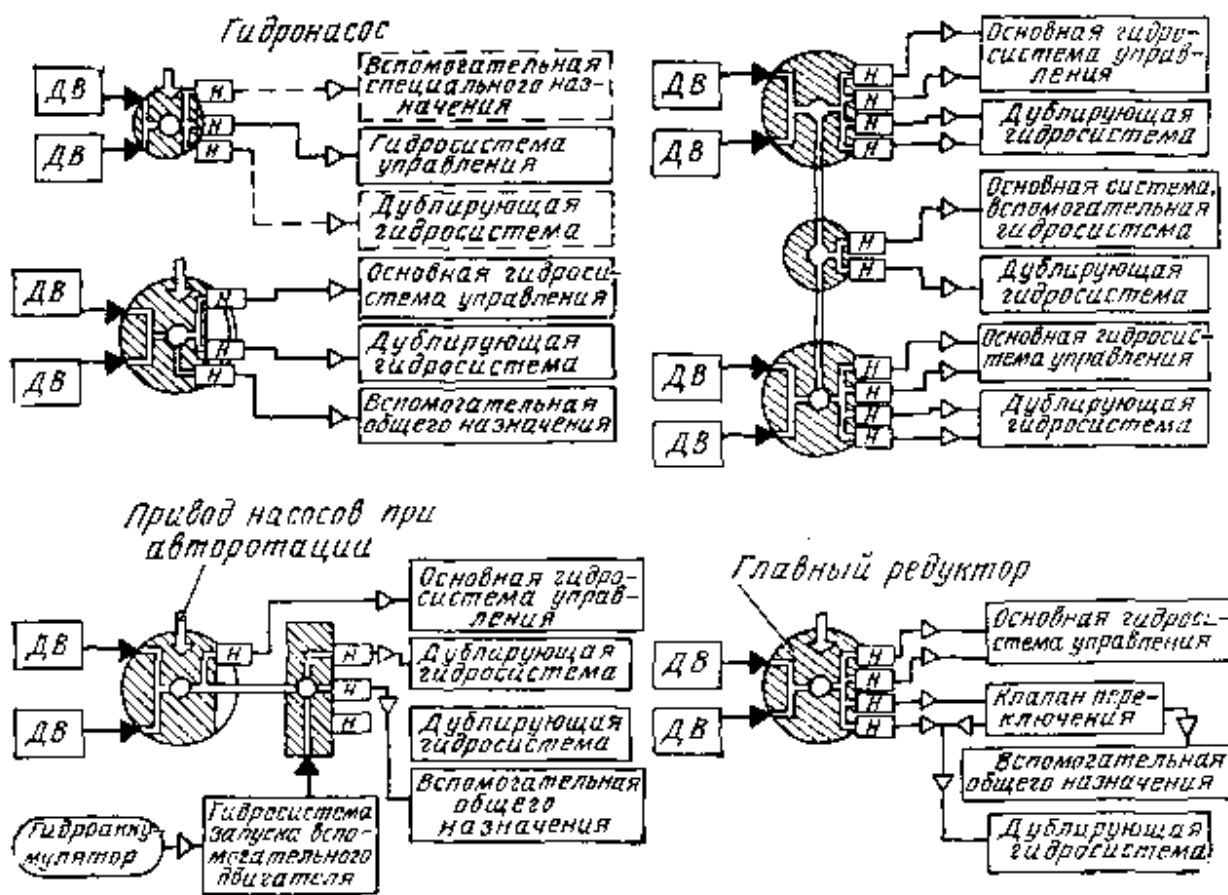


Рис. 2.8. Схемы размещения насосов гидросистем на редукторах несущего винта вертолета

отсутствие в блоках питания аккумуляторов, что можно объяснить повышенным быстродействием регуляторов переменной производительности и малыми пульсациями давления на выходе;

применение аккумуляторов во вспомогательных системах для запуска ТРД (что требует применения обратимых насосов);

установка во всех системах по одному насосу;

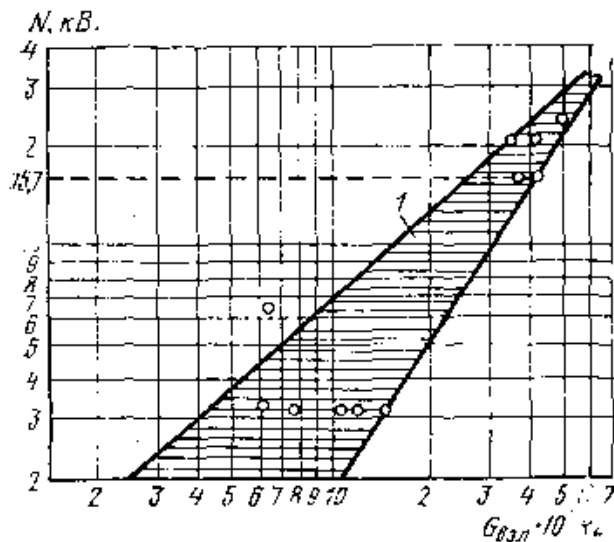


Рис. 2.9. Зависимость мощности гидросистемы от взлетной массы вертолета:
1 – область располагаемых мощностей гидросистем управления

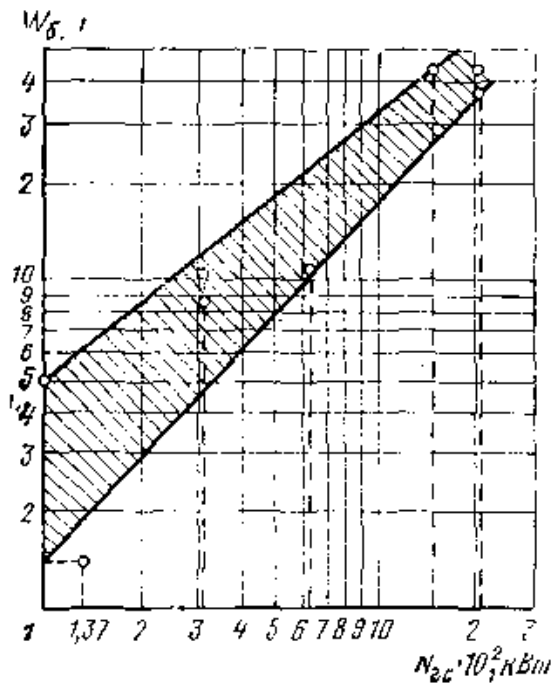


Рис. 2.10. Зависимость объема жидкости в баках гидросистем вертолета от мощности источников питания

применение специального промежуточного редуктора с приводом от редуктора несущего винта и ВСУ, что позволяет повысить автономность гидросистем при их проверках.

1.6.4 Аварийные источники питания

Сверхзвуковые маневренные самолеты. В гидросистемах рассматриваемых самолетов в качестве аварийных источников питания используются насосы постоянной подачи, приводимые во вращение электродвигателем или турбиной, выдвигаемой в воздушный поток.

Аварийная насосная станция (АНС) устанавливается в одной из бустерных систем однодвигательных самолетов.

Двухдвигательные самолеты аварийными насосными станциями обычно не оборудуются.

На графике (рис. 2.11) представлена зависимость подачи насосной станции от максимального потребного расхода гидроусилителей стабилизатора (в расчете на одну систему).

Полученное соотношение

$$Q_{анс} = 0,94 N_{гидр.стаб} \quad (2.10)$$

показывает, что производительность АНС практически равна потребному расходу гидроусилителей продольного канала. Указанное соотношение является нормой для выбора производительности АНС и учитывает потребные расходы не только гидроусилителей системы продольного управления (которые, по имеющимся данным, даже при посадке редко

превышают 50% от предельных), но и гидроусилителей путевого и поперечного каналов управления. На этом же графике представлена зависимость, которая с учетом предыдущего выражения позволяет получить

$$Q_{гц.стаб} = 0,5Q_{н.б}, \quad (2.11)$$

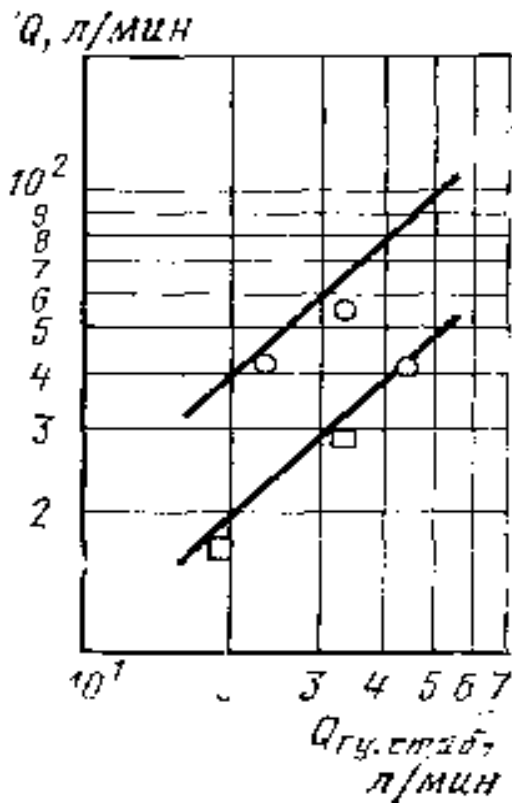


Рис. 2.11. Зависимость подачи основных и аварийных насосов от максимального расхода гидроусилителей стабилизатора:
 O — насосы бустерных систем;
 □ — аварийные насосы станции

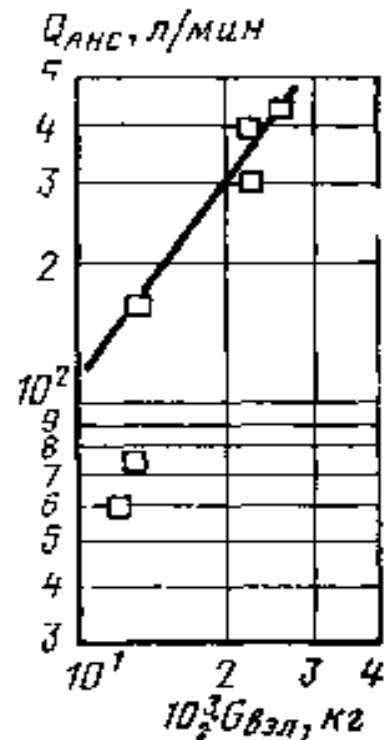


Рис. 2.12. Зависимость подачи аварийных насосных станций от взлетной массы самолета:
 □ — аварийные насосные станции (АНС)

Из этого соотношения видно, что посадка с авторотирующими двигателями без АНС невозможна, так как производительность приводимых насосов на оборотах авторотации у земли не превышает по имеющимся данным 8% $Q_{н.б}$, что в 5...7 раз меньше необходимой производительности (47% $Q_{н.б}$).

На графике (рис. 2.12) представлена зависимость производительности АНС от взлетной массы самолета, которая выражается соотношением

$$Q_{АНС} = 0,35G_{взл}^{1,5} \quad (2.12)$$

Анализ применяемых АНС позволяет сделать следующие выводы:

- 1) Использование электродвигателей постоянного тока для привода аварийного насоса целесообразно при небольших мощностях АНС (до 2 кВт). При мощности АНС, равной 1,5 кВт, емкость электрической аккумуляторной батареи должна составлять не менее 40 А-ч. Кроме того, при этом необходимо устанавливать дополнительный

гидроаккумулятор в бустерную систему.

В связи с существующей тенденцией перевода самолетных энергосистем на переменный ток (а значит, уменьшением емкости или полным исключением аккумуляторных батарей) использование АНС с приводом от электродвигателей следует считать неперспективным.

- 2) Наиболее распространенным и целесообразным является применение воздушной турбины в качестве привода аварийного насоса.

В этих условиях установку дополнительных гидроаккумуляторов в бустерную систему для снижения мощности АНС следует считать неоправданной.

Так как мощность воздушной турбины падает с уменьшением скорости полета, необходимо снизить мощность приводимого ею аварийного насоса за счет уменьшения его производительности или давления. Очевидно, что рационально уменьшать давление и стремиться сохранить производительность АНС (так как шарнирные моменты при посадке самолета на рулях падают, а потребные скорости перекладки рулей растут).

- 3) Заслуживают внимания блоки питания, размещаемые на автономных коробках приводов, связанных с двумя двигателями и турбостартером.

Тяжелые дозвуковые и сверхзвуковые самолеты. В качестве аварийных источников питания на рассматриваемых самолетах используются насосы как постоянной, так и переменной подачи, причем последние применяются чаще.

Наиболее распространенным приводом аварийных насосов является электрический. Это позволяет совместить основную функцию электроприводных аварийных насосов с функцией аэродромных гидроустановок для проверки гидросистем на земле (с неработающими двигателями и ВСУ). Пока еще редко встречается реализация турбопривода аварийных насосов от ВСУ, ограничено применение привода от воздушных турбин.

Ручные насосы в качестве аварийных источников питания применяются крайне редко и лишь в совокупности с другими АНС для осуществления ограниченного числа рабочих операций при полностью отказавшей (или отключенной) энергетике самолета.

Схемы подключения аварийных источников питания достаточно разнообразны и группируются в основном следующим образом:

АНС имеется в каждой из систем;

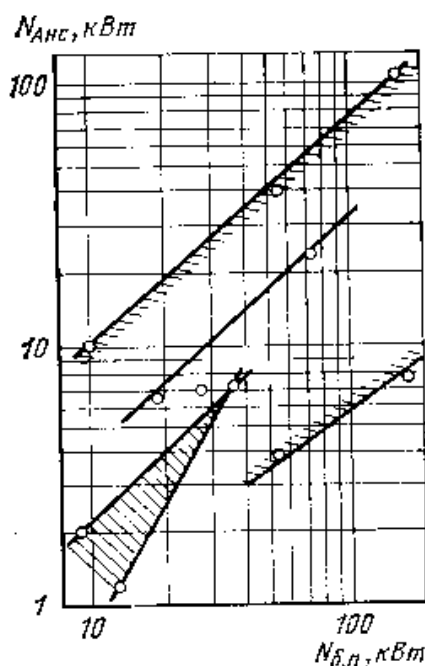


Рис. 2.13. Зависимость мощности аварийных насосных станций от мощности блока питания этой системы для тяжелых самолетов

АНС установлена только в некоторых системах;

АНС установлена в отдельной аварийной системе и обслуживает лишь часть потребителей;

АНС установлена в n_k системах из n , но имеется возможность передачи мощности из n_k во все n системы;

АНС образует резервный блок питания, который может быть подключен к любой системе.

Имеются аварийные блоки питания, содержащие два насоса: резервный — с электроприводом и аварийный — приводимый воздушной турбиной. Селекторные краны обеспечивают «скользящий» резерв по питанию, переключая аварийный блок питания на любую отказавшую систему — «синюю» или «зеленую». Таким образом, даже в случае остановки всех трех двигателей сохраняется возможность выполнения всех нормальных маневров, для окончания полета включая посадку.

Обилие возможных и реализованных схем подключения АНС требует количественной оценки и выбора наиболее рациональных из них.

Анализ статистического материала (рис. 2.13) показывает, что мощности АНС, работающих на одну гидросистему, удовлетворяют следующему соотношению:

$$0,175N_{\delta.н}^{0,76} \leq N_{АНС} \leq 0,4N_{\delta.н}^{0,85}. \quad (2.13)$$

1.6.5 Контролируемые величины давлений в гидросистемах сверхзвуковых маневренных самолетов

В большинстве случаев состояние гидравлической системы оценивается в процессе эксплуатации путем контроля следующих давлений (рис. 2.14):

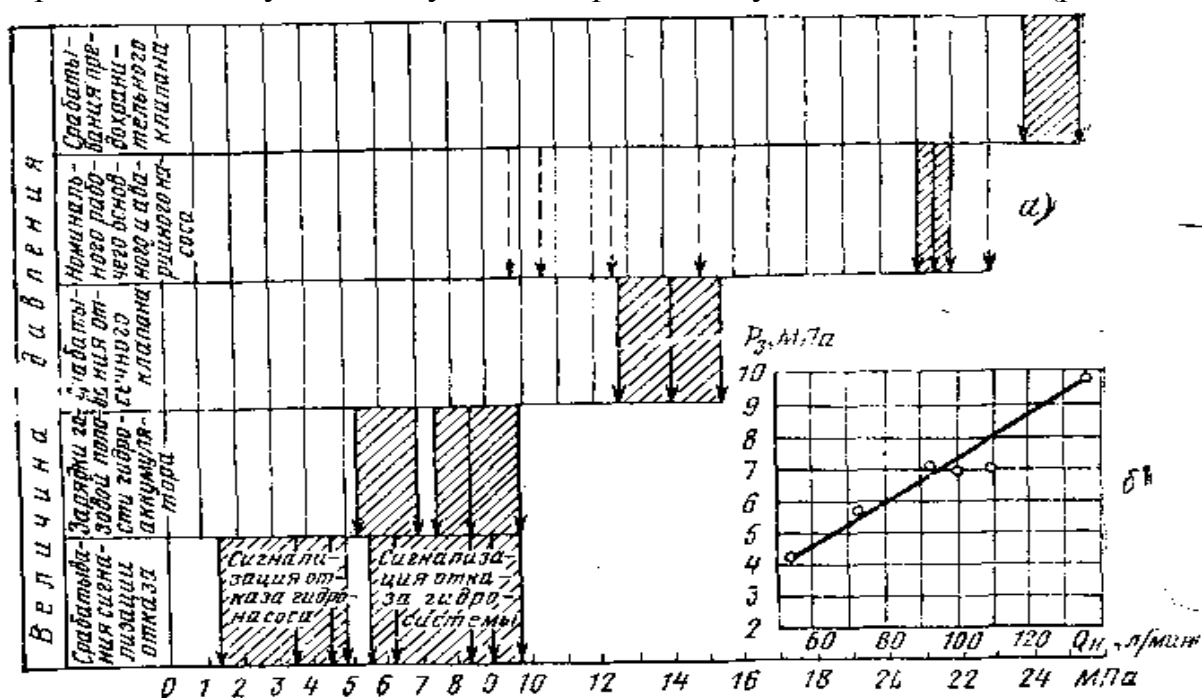


Рис. 2.14. Контролируемые величины рабочих давлений в гидросистемах (а) и взаимосвязь между давлением зарядки гидроаккумулятора и подачей насоса (б)

номинального рабочего срабатывания предохранительного клапана; срабатывания сигнальных ламп; зарядки газовой полосы гидроаккумулятора; включения (и выключения) АНС; развиваемого АНС.

В процессе регламентных работ проверяются все значения давлений, часть величин контролируется перед каждым полетом, а некоторые наиболее важные летчик контролирует в полете с помощью указателей и сигнальных ламп, устанавливаемых в кабине.

Номинальное рабочее давление на большинстве СМС, создаваемое насосами переменной подачи, составляет 21...21,8 МПа. Ведутся работы по созданию гидросистем, работающих на давлениях от 28 МПа до 56 МПа [14]. Важной характеристикой является разность между величинами давлений нулевой и максимальной подачи насоса. Все прочностные расчеты ведутся исходя из величины номинального рабочего давления, т. е. по величине давления нулевой подачи. Расчеты размеров исполнительных механизмов (гидроцилиндров, гидромоторов) ведутся исходя из величины давления максимальной подачи насоса.

Из двух гидросистем с одинаковым номинальным рабочим давлением меньшую массу будет иметь система, в которой величина давления максимальной подачи насоса будет выше, так как в этой системе исполнительные механизмы будут иметь меньшие размеры, соответственно меньшими будут объемы рабочей жидкости, размеры фильтров и сечения некоторых трубопроводов.

Давление срабатывания предохранительного клапана. Одной из функций предохранительного клапана является перепуск рабочей жидкости в сливную магистраль при отказе регулятора подачи насоса.

Для снижения интенсивности разогрева жидкости желательно, чтобы превышение величины давления открытия предохранительного клапана над величиной номинального рабочего давления было бы минимальным. При этом необходимо, чтобы при всех возможных сочетаниях допусков (на превышение рабочего давления и давление закрытия предохранительного клапана) был исключен перепуск рабочей жидкости через предохранительный клапан при исправном регуляторе подачи насоса.

Как видно из рис. 2.14, на большинстве самолетов давление открытия предохранительного клапана превышает величину номинального рабочего давления на 3...4 МПа. При этом обеспечивается разность в 0,5...1,0 МПа между верхним пределом рабочего давления и минимальной величиной давления закрытия предохранительного клапана.

Следует отметить, что в гидросистемах с насосами большой мощности использование предохранительного клапана неэффективно, так как при отказе регулятора производительности насоса вся его мощность идет на разогрев рабочей жидкости, которая при этом перегревается. В таких системах вместо предохранительных клапанов устанавливают автоматы разгрузки. Для нормальной работы автоматов разгрузки в систему устанавливают дополнительные гидроаккумуляторы (или увеличивают объем существующих). При этом вес системы растет.

Возможно использование агрегата, представляющего собой комбинацию предохранительного и термоуправляемого клапанов. При нормальной температуре рабочей жидкости агрегат работает как предохранительный клапан. Если температура рабочей жидкости повысится до нормируемого предела (что может быть следствием отказа регулятора подачи насоса), агрегат обеспечивает перепуск в слив всей жидкости при малом перепаде давления. При понижении температуры агрегат снова начинает работать как предохранительный клапан.

Давление срабатывания сигнальных ламп. Пилот в полете получает информацию об отказе гидросистемы или насоса с помощью сигнальных ламп, загорающихся при падении давления в соответствующих магистралях.

Из рис. 2.14 следует, что в гидросистемах СМС диапазон величин давлений, при котором происходит срабатывание сигнализации, существенно широк — от 1,4 МПа до 9,8 МПа.

В независимых гидросистемах с одним насосом сигнализаторы давления устанавливаются в магистрали нагнетания, отсеченной от насоса обратным клапаном. В системах с двумя насосами сигнализаторы давления устанавливаются, как правило, непосредственно в магистрали подачи каждого насоса. На большинстве самолетов в кабине пилота устанавливается одна сигнальная лампа (вынесенная на табло аварийных сигналов), загорающаяся при срабатывании любого из сигнализаторов давления. На некоторых самолетах используется два режима работы сигнальных ламп: при срабатывании сигнализатора давления в одной из систем лампа начинает мигать, при срабатывании сигнализаторов в обеих системах лампа горит устойчиво.

При появлении сигнала пилот уточняет по манометру уровень давления в системе и, только убедившись в правильности полученного светового сигнала, предпринимает действия, регламентированные инструкцией.

Контроль давления по манометру должен быть удобным, поэтому на большинстве самолетов он осуществляется по однострелочным указателям, количество которых в кабине соответствует числу автономных систем.

Давление срабатывания отсечного клапана. На большинстве самолетов срабатывание отсечных клапанов связано с падением давления в системе.

Из рис. 2.14 следует, что давления срабатывания отсечных клапанов (полное закрытие) близки по величине и находятся в пределах 12,7...15,5 МПа. Отключение части потребителей и магистралей после отказа в системе (например, нарушения внешней герметичности) необходимо производить сразу же после появления отказа с тем, чтобы сохранить достаточное для работы насоса количество рабочей жидкости в системе. Поэтому давление срабатывания отсечных клапанов выбирается высоким, близким к давлению максимальной производительности насоса.

Отключение по давлению не обеспечит сохранение работоспособности системы при медленной наружной утечке рабочей жидкости, так как падение давления в этом случае произойдет после полного опорожнения гидробака. Поэтому отключение части потребителей по минимально допустимому

уровню в баке следует считать более рациональным.

Пилот в полете не получает сигнала о срабатывании отсечного клапана и продолжает выполнять задание.

Давление зарядки газовой полости гидроаккумулятора. В гидросистемах с насосами переменной подачи гидроаккумуляторы могут использоваться:

в качестве дополнительных источников питания, обеспечивающих пиковые расходы потребителей на режимах, где подача насосов недостаточна;

в качестве аварийных источников, для питания потребителей при неработающих насосах;

для гашения гидроударов и сглаживания пульсаций давления в гидросистеме.

В случаях, когда гидроаккумулятор используется в качестве источника питания, дополнительного или аварийного, давление зарядки газовой полости выбирают практически равным давлению, при котором питаемый гидропривод выполняет свои функции. Следствием этого является различие давлений зарядки гидроаккумуляторов, используемых в одной гидросистеме.

Из рис. 2.14 следует, что в гидросистемах большинства СМС давления зарядки гидроаккумуляторов, используемых для всех вышеперечисленных целей, находятся в пределах 7...10 МПа. Эти величины близки к оптимальным, обеспечивающим получение максимальной работы при полной разрядке гидроаккумулятора.

Представленный на рис. 2.14, б график показывает связь между давлением зарядки гидроаккумулятора и подачей насоса.

В каждой независимой системе давление зарядки гидроаккумулятора несколько ниже давления срабатывания сигнализации отказа системы, что связано с особенностями процесса изменения давления при включении или выключении насоса.

При включении насоса происходит скачок давления зарядки гидроаккумулятора, а затем постепенный рост до номинального рабочего давления, при выключении насоса — постепенное уменьшение до давления зарядки гидроаккумулятора, а затем резкий спад до нуля. В связи с этим проверка величин давлений, лежащих ниже давления зарядки гидроаккумулятора, затруднена и возможна лишь при подсоединении наземных источников гидропитания. Проверка давлений, превышающих давление зарядки гидроаккумуляторов, может быть проведена при каждом включении насоса, т. е. перед каждым полетом.

Известны гидросистемы СМС без гидроаккумуляторов, в которых насосы должны иметь: регуляторы подачи с высоким быстродействием и малые пульсации давления на выходе.

Давление включения АН С. Включение и выключение АНС может происходить автоматически при срабатывании сигнализаторов давления, установленных в системе. Это легко осуществимо для АНС с электроприводом.

Для АНС СМС с турбоприводом существуют ограничения по скорости (числу М) или высоте полета, на которых АНС может быть выдвинута в поток, поэтому включение АНС не может происходить автоматически при падении давления в системе. Решение об использовании АНС на этих самолетах принимает пилот, а сигналом ему служит загорание сигнальной лампы отказа системы. В связи с тем, что пилот сам производит выпуск АНС в поток и контролирует ее включение в работу по манометру в кабине. Световая сигнализация выпущенного и включенного состояния АНС на этих самолетах отсутствует. На большинстве самолетов исключена также возможность уборки АНС в полете после ее выпуска.

Давление, развиваемое АНС. Давления, развиваемые АНС (см. рис. 2.14), значительно отличаются. Величина давления не является определяющим параметром, а задается лишь в качестве контрольной точки для проверки АНС, автоматики ее включения или соответствует давлению открытия перепускного клапана, совместно с которым работает в системе.

Поскольку давление в системе, при котором сохраняется возможность управления самолетом при дозвуковых и посадочных скоростях, значительно ниже номинального рабочего давления, понятно стремление создать АНС с малыми давлениями и большими подачами.

1.6.6 Размещение фильтров в гидросистемах сверхзвуковых маневренных самолетов

На рис. 2.15 представлены данные о количестве, типе и месте установки фильтров в независимых гидросистемах пяти СМС.

Фильтрация жидкости при заправке. На СМС, использующих гидросистемы закрытого типа, заправка возможна только с помощью наземного приспособления с источником избыточного давления. В таком приспособлении может быть установлен фильтр (или система фильтров) необходимых габаритных размеров и грязеемкости с тонкостью очистки более высокой, чем на самолете. Несмотря на это, в гидросистемах СМС предусмотрена дополнительная фильтрация рабочей жидкости в процессе заправки с помощью фильтров, установленных на борту. Этим исключается возможность попадания в систему частиц, могущих появиться при подстыковке заправочного приспособления к бортовому штуцеру и при некачественном выполнении работ по обслуживанию гидросистемы. Как видно из рис. 2.15 на самолетах № 1 и № 3 в линиях заправки автономных гидросистем установлены сетчатые фильтры.

На самолете № 2 в линии заправки, подсоединяемой с помощью переключателя последовательно к бустерной и общей системам, установлен отдельный фильтр тонкой очистки.

На самолете № 4 заправляемая жидкость поступает в гидросистему через штатный фильтр слива.

Подключение заправочной емкости производится через специальные заправочные линии или через линии подключения самолета к аэродромному

источнику гидравлической энергии.

Фильтрация жидкости, поступающей к потребителям. Из рабочей жидкости, поступающей к потребителям, должны быть удалены загрязнения, генерируемые насосом, поступающие с жидкостью наземных источников питания и вносимые в процессе расстыковки магистралей и замены отдельных агрегатов.

Наиболее полно эти задачи может выполнить фильтр, вмонтированный в корпус агрегата. Однако такое решение связано с увеличением массы системы и усложнением ее обслуживания.

Из рис. 2.15 видно, что в бустерных системах самолетов № 1 и № 4 осуществлена одноступенчатая очистка рабочей жидкости, поступающей к гидроусилителям и рулевым агрегатам САУ, с помощью фильтров, установленных перед агрегатом (или перед группой агрегатов).

В бустерной системе самолета № 2 осуществлена также одноступенчатая фильтрация, но фильтры здесь вмонтированы в корпуса распределительных устройств гидроусилителей и в рулевые агрегаты САУ.

В бустерных системах самолета № 3 осуществлена двухступенчатая фильтрация жидкости, поступающей в гидроусилители и рулевые машинки с помощью общего фильтра на выходе из насосов и отдельных фильтров, установленных перед группами агрегатов.

В общих и вспомогательных системах рассматриваемых СМС порядок установки фильтров одинаков — общий фильтр устанавливается на выходе из насоса, с помощью которого производится очистка рабочей жидкости, поступающей ко всем потребителям. Жидкость, поступающая в агрегаты следящего типа (гидроусилители, рулевые агрегаты, привод разворота передней стойки, приводы элементов механизации воздухозаборников и т. п.), проходит дополнительную очистку в фильтрах, установленных перед каждым агрегатом или группой агрегатов.

Фильтрация рабочей жидкости на сливе из потребителей. Фильтры, устанавливаемые на сливе, должны очищать рабочую жидкость от загрязнений, поступающих из потребителей и вносимых извне при расстыковках магистралей и замене агрегатов. Наиболее чувствительным к загрязнениям агрегатов является гидронасос, поэтому установка фильтра непосредственно на всасывании была бы самой рациональной. Однако во избежание ухудшений условий работы насоса из-за возможного засорения фильтра последний устанавливается обычно перед гидробаком.

Источником загрязнения является также гидронасос, поэтому рабочая жидкость, поступающая из его корпуса, обязательно фильтруется. Как видно из приведенной диаграммы в бустерных, общих и вспомогательных гидросистемах всех рассматриваемых СМС, кроме гидросистемы самолета № 3, в линии слива устанавливается общий фильтр. На двух самолетах № 2 и № 4 (бустерные системы) через этот же фильтр проходит рабочая жидкость из корпусов насосов. В большинстве случаев давление в корпусе насоса ограничено 1,0 ... 1,2 МПа, что исключает возможность подсоединения магистрали дренажа насоса к линии слива общей или вспомогательной

систем. В этом случае магистраль дренажа ведут непосредственно в бак и устанавливают в ней отдельные для каждого насоса фильтры.

Конструктивные особенности используемых фильтров. В гидросистемах рассматриваемых СМС используются в основном 10 ... 15-микронные фильтры. Все шире начинают применяться 10 и 5-микронные фильтры.

В конструкциях фильтров имеются перепускные клапаны и сигнализаторы загрязнения, а в некоторых и отсечные клапаны, исключающие возможность утечки рабочей жидкости из системы при съемке фильтроэлемента.

Сигнализатор загрязнения является дополнением к перепускному клапану. Исключение составляют фильтры, установленные во вспомогательной системе самолета № 4 на линиях дренажа насосов.. Они не имеют перепускных клапанов, но снабжены сигнализаторами загрязнения. Очевидно, что с помощью двух таких фильтров достаточно легко определяется, какой из двух насосов имеет повышенный износ.

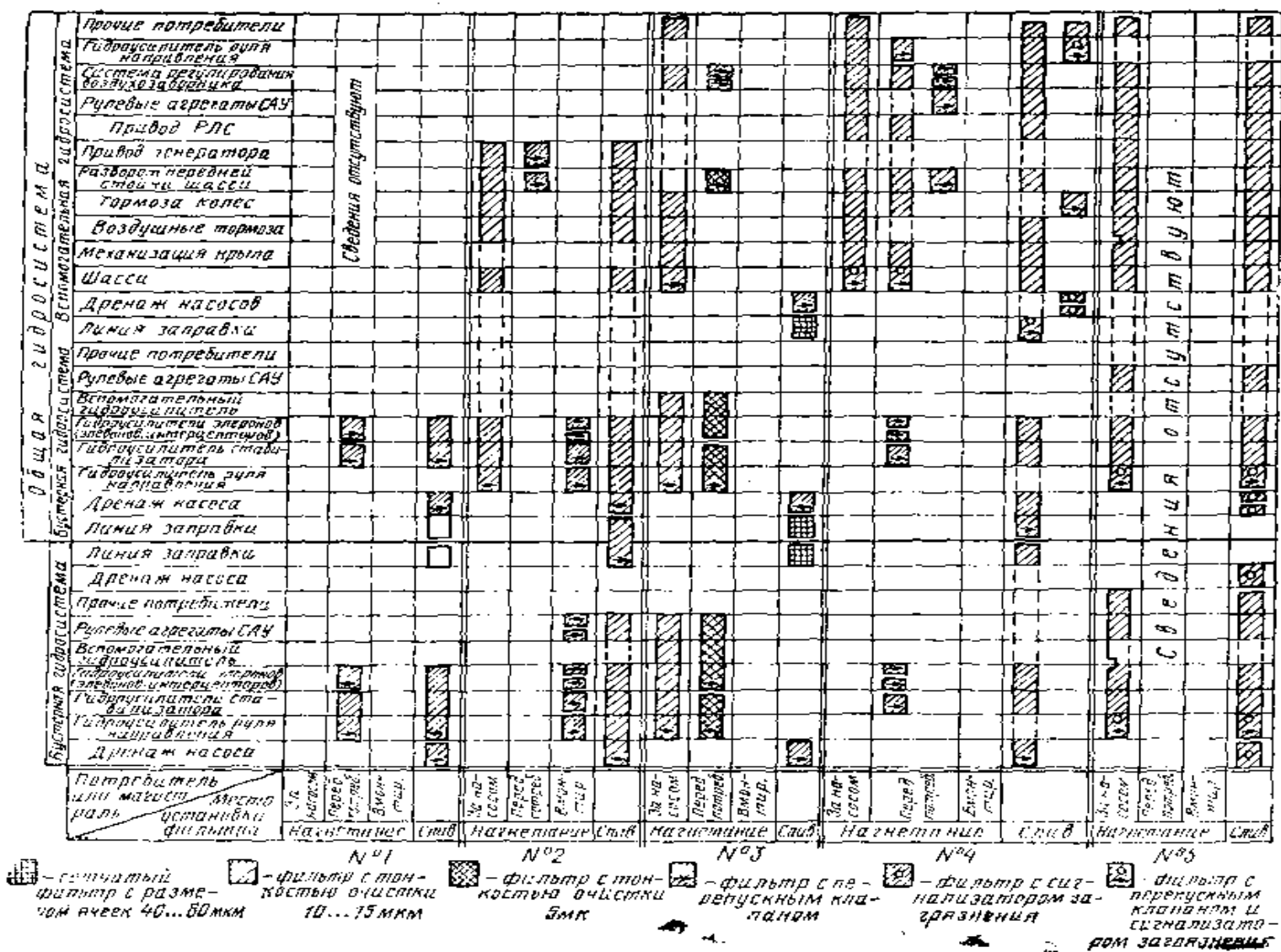


Рис. 2.15. Данные о количестве, типе и месте установки фильтров в независимых гидросистемах самолетов

1.7 Методы анализа режимов работы и расчета гидравлических и газовых систем управления летательных аппаратов

Реальные гидросистемы на летательных аппаратах весьма многообразны. В одних случаях это относительно простые системы из одного насоса и двух-трех рулевых машин, в других случаях, например на современном сверхзвуковом лайнере,— это чрезвычайно сложные системы, обслуживающие 15...20 функциональных подсистем. Поэтому целесообразно, с точки зрения расчетной схематизации, рассмотреть в дальнейшем особенности работы следующих схем (рис. 3.1):

- одноконтурных (локальные системы насос — сеть — бак, отдельные спецсистемы, рис. 3.1,а);
- двухконтурных (подсистемы закрылков, основных опор, рис. 3.1,б);

- трехконтурных (шасси трехколесной схемы, на рис. 3.1, в);
- четырех- и более контурных (тормозные щитки), секционированных органов механизации крыла;
- многоконтурных (как правило, не более четырех) со связанными контурами (резервированные приводы органов управления ЛА, рис. 3.1, г);
- тупиковых (тормозные системы, рис. 3.1, д);
- контурно-тупиковые (одновременно работающие контурные и тупиковые системы рис. 3.1, е).

Контурной называется схема с циркуляционным потоком жидкости, а *тупиковой* — схема с потребителем одностороннего действия.

Ниже будет рассмотрен графоаналитический метод анализа режимов работы и расчета гидравлических систем, базирующийся на известном графоаналитическом методе определения скорости течения жидкости в заданном трубопроводе (известны его длина l и диаметр d) при заданном перепаде давления на нем Δp . Этот графический метод предусматривает построение для трубопровода зависимости величины потерь давления Δp при ламинарном и турбулентном режимах течения от расхода:

$$\Delta p_l = k_l Q \text{ и } \Delta p_m = k_m Q^2 \quad (3.1)$$

Расход (или скорость течения) в трубопроводе определится после наложения на полученную зависимость характеристики источника питания $p_{u.n.} = f(Q)$ (рис. 3.2, а).

На рис. 3.2, б, в показаны примеры построения суммарных характеристик последовательно и параллельно соединенных трубопроводов по уравнениям:

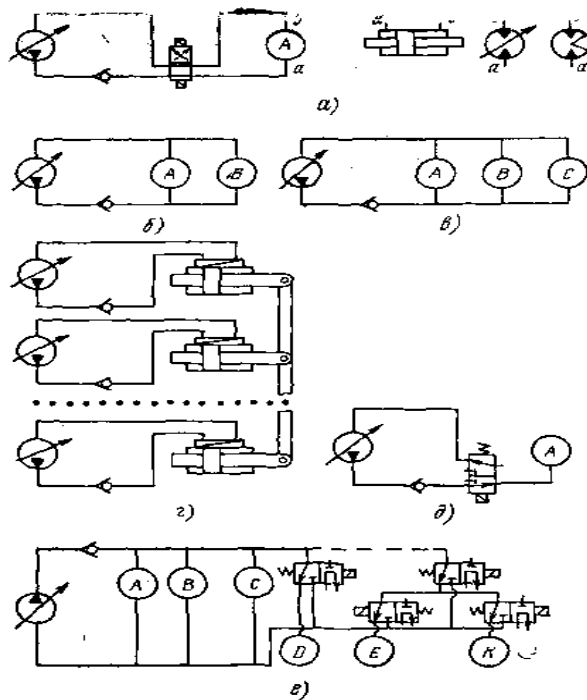


Рис. 3.1. Расчетные схемы гидравлических (газовых) систем летательных аппаратов: а — одноконтурная; б — двухконтурная; в — трехконтурная; г — многоконтурная со связанными контурами; д — тупиковая; е — контурно-тупиковая системы

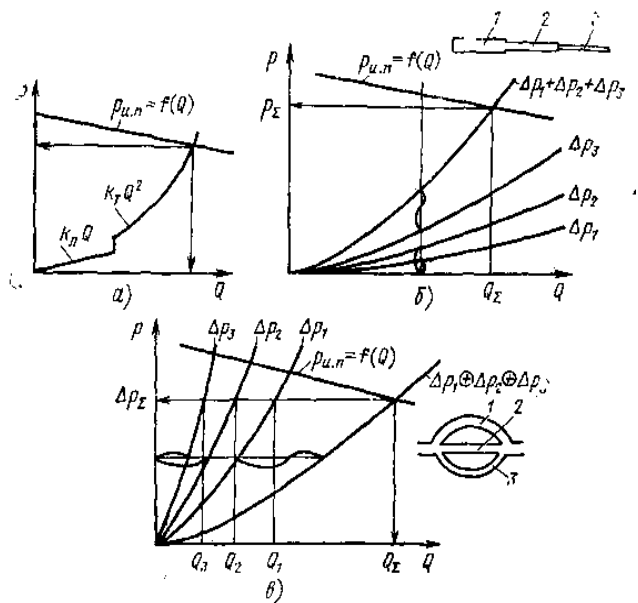


Рис. 3.2. Определение режимов работы гидравлической системы графо-аналитическим методом: а — в простом трубопроводе; б, в — в системе последовательно и параллельно соединенных трубопроводов; 1, 2, 3 — участки трубопроводов

последовательное соединение

$$\Delta p_{\Sigma}(Q) = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 \quad (3.2)$$

параллельное соединение

$$\Delta p_{\Sigma}(Q) = \Delta p_1 \oplus \Delta p_2 \oplus \Delta p_3 \quad (3.3)$$

В первом случае складываются графические зависимости $\Delta p(Q)$ по давлению (так как $Q_{\Sigma} = Q_1 = Q_2 = Q_3$), во втором — по расходу (так как $\Delta p_{\Sigma} = \Delta p_1 = \Delta p_2 = \Delta p_3$), для чего введен специальный знак \oplus .

Графоаналитическим методом можно анализировать работу любых авиационных систем, имеющих в квазистационарных режимах нелинейные характеристики для источников питания $p_{u.n.} = f(Q)$ и трудно аналитически выражаемые зависимости нагрузки на приводах от хода $R = f(s)$. Для этого необходимо иметь зависимость $\Delta p = f(Q)$. Для всех основных агрегатов системы и уметь строить (основываясь в основном на правилах сложения по давлению и расходу) суммарные характеристики сети. Применение для расчета режимов работы гидравлических систем чисто аналитических методов (сводящихся, как правило, к методу последовательных приближений) приводит к значительным затратам времени из-за необходимости отдельно рассчитывать каждый из возможных режимов работы системы.

1.7.1 Гидравлические и расходные характеристики основных элементов гидросистем

Свойства любого элемента гидрогазовых систем с точки зрения его функций и режимов работы могут выражаться через ряд параметров: гидравлических (расход Q , давление на входе $p_{вх}$ и выходе $p_{вых}$), механических (положение регулирующего органа x , скорость вращения n), электрических (командный ток I_K) и т. д.:

$$\varphi(p_{вых}, Q, x, n, I_K, \dots) = 0 \quad (3.4)$$

Гидравлической характеристикой условимся называть такую функцию двух переменных, из которых хотя бы одна переменная — гидравлический параметр.

Зависимости между двумя гидравлическими параметрами $p_{вых} = f(Q)$, $\Delta p = p_{вх} - p_{вых} = f(Q)$ условимся называть *расходными характеристиками*.

Рассмотрим расходные и гидравлические характеристики для наиболее часто встречающихся элементов гидросистем.

Трубопроводы и местные сопротивления. Расчетные характеристики для трубопроводов в зависимости от режима течения жидкости имеют вид:

$$\Delta p_l = k_l Q; \quad \Delta p_m = k_m Q^2 \quad (3.5)$$

Поэтому расходная характеристика состоит из двух участков - прямолинейного и квадратичного, соединенных переходной зоной (рис. 3.3).

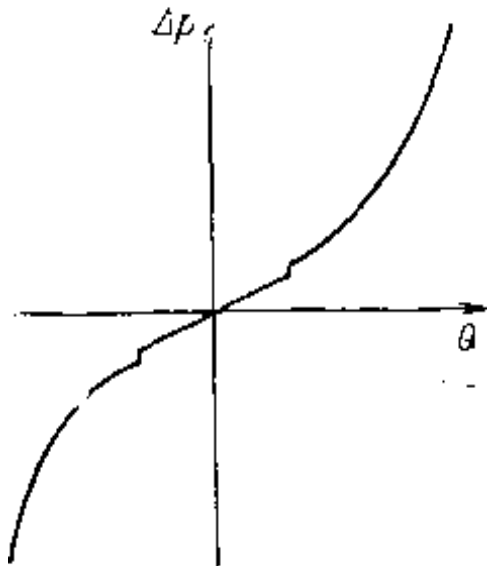


Рис. 3.3. Расходная характеристика трубопроводов

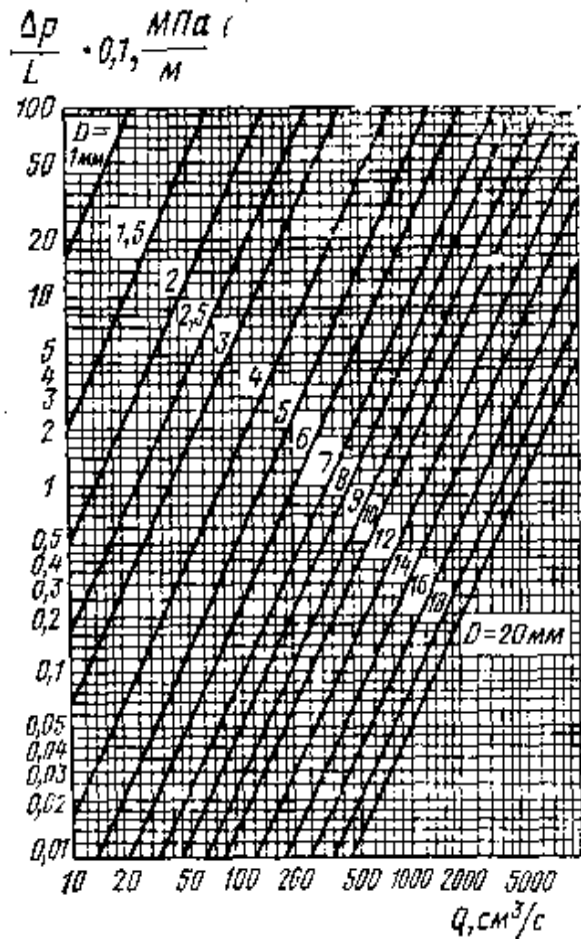


Рис. 3.4 Номограмма для расчета трубопроводов:

$$\frac{\Delta p}{L} = \lambda \frac{1}{D} \frac{\rho}{2} \frac{Q^2}{S^2} \text{ при } \lambda=0,025, \rho = 0,8 \text{ г/см}^3 \times \left(\frac{\Delta p}{L} \text{ в МПа/м; } Q \text{ в см}^3/\text{с; } D \text{ в мм} \right)$$

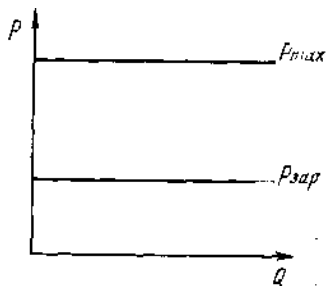


Рис. 3.5 Расходная характеристика аккумулятора $p=f(Q)$ (существует в зоне $p_{\text{max}} - p_{\text{min}}$, при давлении в системе ниже давления $p_{\text{раз}}$ жидкости в аккумуляторе нет)

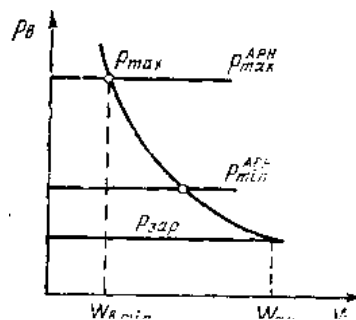


Рис.3.6 Зависимость $p_B W_B^n = const$ для воздушной полости аккумулятора

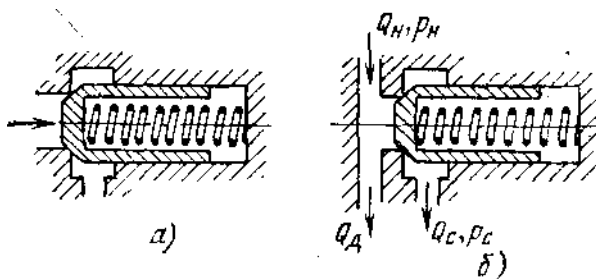


Рис. 3.7. Схемы работы клапанов:
а — предохранительного; б — переливного

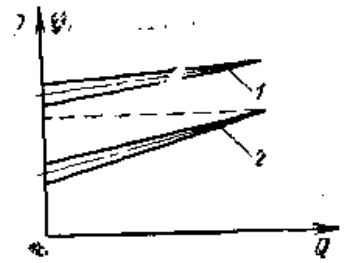


Рис. 3.8. Характеристика $p=f(Q)$ для предохранительного (1) и переливного (2) клапанов

Для расчетов удобно не строить каждый раз зависимость $\Delta p = f(Q)$, а пользоваться готовыми характеристиками (экспериментальными или расчетными, рис. 3.4). Аналогично определяются и расходные характеристики местных сопротивлений (поворотов, сужений, дросселей, фильтров и т. д.), т. е. таких элементов, параметры которых не меняются в процессе работы.

Аккумуляторы. Независимо от типа аккумуляторов (поршневой, мембранный) его расходная характеристика в данный небольшой промежуток времени имеет вид $p = \text{const}$ (рис. 3.5). При мере разрядки (или зарядки) аккумулятора давление в нем меняется по закону $p_B W_B^n = \text{const}$ (рис. 3.6). Для процессов с длительностью разрядки 10...15 с. показатель политропы n равен примерно 1,3 [5].

Предохранительные и переливные клапаны. Предохранительный клапан (рис. 3.7, а) — это клапан эпизодического действия, ограничивающий повышение давления рабочей жидкости сверх заданного (на 10...20%). Переливные клапаны — это клапаны постоянного действия, поддерживающие заданный уровень рабочего давления (рис. 3.7, б). Расходные характеристики этих клапанов приведены на рис. 3.8. В расчетах вместо реальных характеристик с гистерезисом обычно применяются идеализированные, осредненные.

Редукционные клапаны. Часто в системах с рабочим давлением p ряд функциональных подсистем работает через редукционные клапаны на пониженных давлениях, иногда изменяющихся в процессе работы.

Редукционный клапан — это автоматически действующий дроссель, величина сопротивления которого равна в каждый момент времени разности между переменным давлением на входе $p_{вх}$ в редукционный клапан и выходным давлением $p_{ред}$. Конструкция простейшего редукционного клапана показана на рис. 3.9.

Редукционный клапан работоспособен как при работе в тупиковой схеме (в этом случае дроссельное отверстие после создания на выходе давления $p_{ред}$ закрывается), так и при работе в системе с постоянным расходом

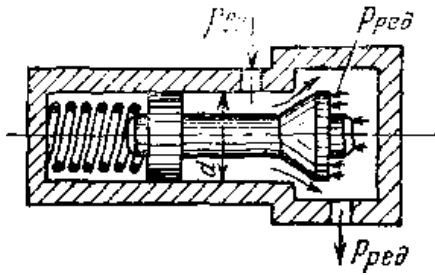


Рис. 3.9. Схема работы редукционного клапана

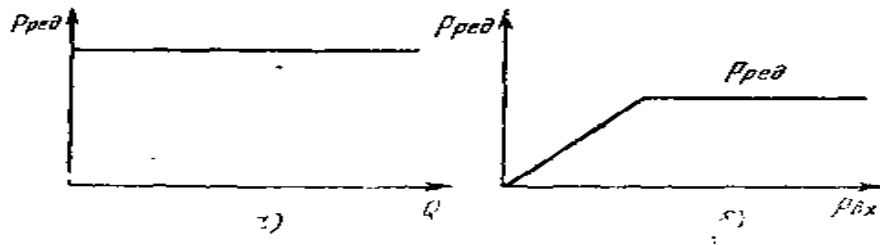


Рис. 3.10. Характеристики редукционного клапана:
а - $p_{ред} = f(Q)$; б - $p_{ред} = f(p_{вх})$

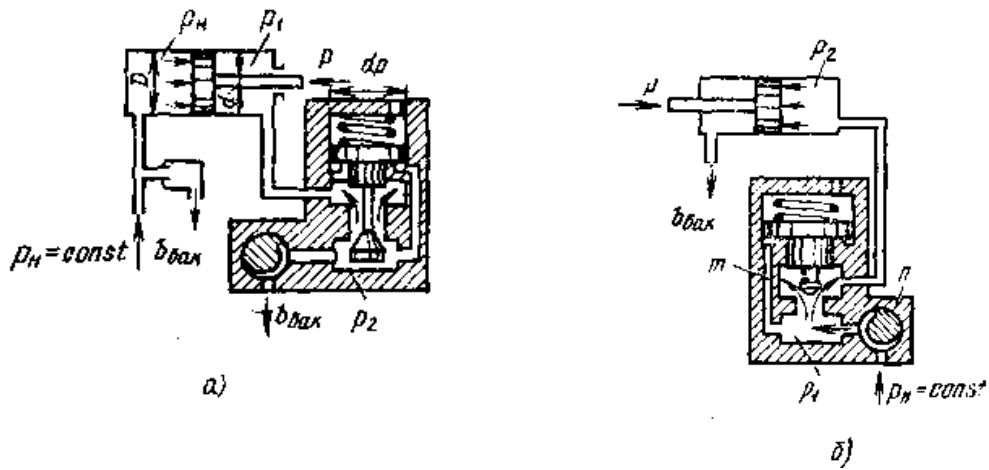


Рис. 3.11. Схемы установки и работа регуляторов расхода:
а - в сливной полости; б - в напорной полости (п - нерегулируемый автоматический дроссель)



Рис. 3.12. Схема ограничения расхода жидкости

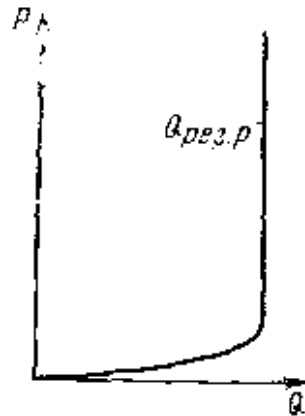
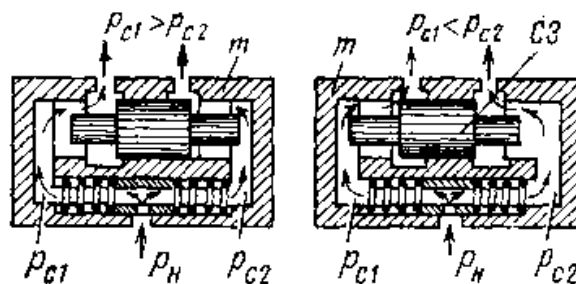


Рис. 3.13. Характеристика $p = f(Q)$ регуляторов и ограничителей расхода

Рис.3.14 Схема работы делительного клапана: p_n – давление питания; p_{c1}, p_{c2} – давление в потребителях; СЗ – следящий золотник



(при этом дроссельное отверстие остается открытым). Расходная характеристика редуционного клапана $p_{ред}=f(Q)$ и характеристика

$p_{ред}=f(p_{вх})$ приведены на рис. 3.10.

Регуляторы скорости. Простейшим регулятором скорости является дроссель, устанавливаемый на входе и выходе. Для исключения влияния нагрузки на скорость гидравлического двигателя применяют дроссельные регуляторы, позволяющие обеспечить при изменении нагрузки практически постоянный перепад давления и соответственно этому постоянный расход (при $p_{вх} = const$).

Регуляторы состоят из двух дросселей — постоянного и автоматически регулируемого. На рис. 3.11 показаны схемы с установкой дроссельных регуляторов в сливной и напорной магистралях.

Связь между перепадами давления на дросселях m и n (см. рис. 3.11), можно выразить формулой

$$p_n = \Delta p_n + \Delta p_m + p \quad (3.6)$$

Если Δp_m будет меняться так, чтобы Δp_n было постоянным, то расход, а значит и скорость двигателя, будут постоянными.

Аналогично работает ограничитель расхода жидкости (рис. 3.12). Расходные характеристики $\Delta p = f(Q)$ подобных регуляторов имеют вид, показанный на рис. 3.13.

Делительные клапаны. Для синхронизации выходных скоростей нескольких гидродвигателей (вследствие симметричности летательных аппаратов это требуется часто) можно применить дроссельные делители потока (порционеры, синхронизаторы).

Из рис. 3.14 следует, что делитель обеспечивает не постоянство величин скоростей, а их равенство между собой (независимо от изменения нагрузки).

Ошибка при делении расходов [5] определяется по формуле

$$\frac{\Delta Q}{Q} = \frac{\Delta p_{mp}}{2\Delta p_1}, \quad (3.7)$$

где ΔQ — разность между расходами Q_1 и Q_2 ; ($Q = Q_1 + Q_2$); Δp_{mp} — перепад давления на торцах чувствительного элемента, страгивающий его с места; Δp_1 - перепад давления на нерегулируемом дросселе.

Из формулы (3.7) следует, что при использовании обычного делительного клапана возникает ошибка, обратно пропорциональная

квадрату расхода. Чтобы ошибка деления не зависела от расхода, необходимо поддерживать Δp_1 постоянным, т. е. изменять площадь его проходного сечения при изменении расхода (рис. 3.15)

Расходная характеристика делителя — это изменяющаяся в процессе работы характеристика дроссельного клапана. На рис. 3.16 показаны область работы делителя по расходу ($Q—Q_{max}$) и переход его с режима работы Q^0 на новый, характеризующийся равным, но уменьшившимся расходом Q^* .

Устройства для изолирования поврежденного участка сети. Для изолирования участков гидравлической системы с повышенными утечками применяют автоматические предохранительные устройства. Принципиальная схема одного из таких устройств приведена на рис. 3.17. Устройство перекрывает защищаемый участок сети, если перепад давления на его чувствительном элементе превышает заданный. Известны также дозирующие клапаны, срабатывающие после прохода через него заданного количества жидкости. Расходная характеристика дозатора изменяется от обычной характеристики 1 дросселя до характеристики 2, где $Q=0$ (рис. 3.18). Эти характеристики не раскрывают сущности динамических процессов, протекающих в устройствах защиты, а лишь фиксируют крайние режимы их работы.

Аналогичные расходные характеристики имеют и клапаны последовательного включения (рис. 3.19). До подачи сигнального давления $p_{сиг}$ клапан закрыт, а после подачи давления (или механического воздействия) — открыт.

Обратные клапаны. Назначение этих клапанов — обеспечение одностороннего потока жидкости. Обратный клапан (рис. 3.20) конструктивно не отличается от предохранительного, но его пружина менее жестка. Расходные характеристики обратного клапана $\Delta p = f(Q)$ в зависимости от направления потока жидкости в системе показаны на рис. 3.21, а. Иногда в системе устанавливается односторонний дроссель, дросселирующий поток лишь в одном направлении (для этого достаточно установить дроссель в подвижный элемент обратного клапана). Расходная характеристика такого одностороннего дросселя показана на рис. 3.21, б.

Силовые приводы. Независимо от типа силового привода (цилиндр, квадрант, гидромотор) нагрузка, которую он преодолевает, является суммой трех составляющих $R_1(s)$, $R_2(s')$, $R_3(s'')$, зависящих соответственно от положения, скорости и ускорения:

$$R_2 = R_1(s) + R_2(s') + R_3(s''). \quad (3.8)$$

В первом приближении (без учета инерционных сил)

$$R = R_1(s) + R_2(s').$$

Расходные характеристики силового привода показаны на рис. 3.22. Расходная характеристика пересекает ось ординат ($\pm R/F$), отсекая на ней отрезки, пропорциональные активной нагрузке, преодолеваемой приводом. Обычно зависимость активной нагрузки R/F от хода s привода задается графически (рис. 3.23) из-за трудности ее аналитического выражения.

Заметим, что составляющую $R_2(s')$, зависящую от скорости, можно привести к сопротивлению сети, и тогда расходная характеристика привода

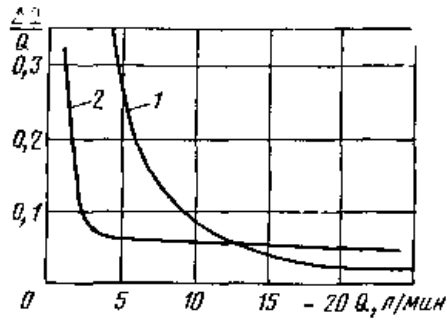


Рис. 3.15. Зависимость ошибки деления расходов для делителей с постоянным (1) и переменным (2) дросселями

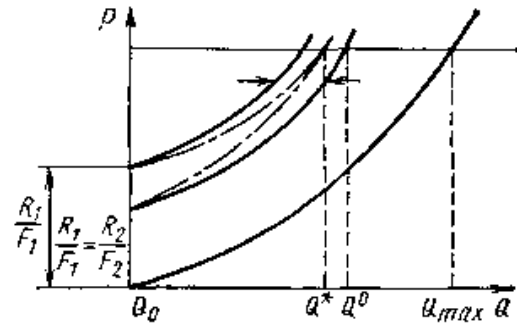


Рис. 3.16. Изменение расходной характеристики делителя в процессе работы (стрелками показаны изменяющиеся в процессе работы делителя сопротивления его правого и левого каналов)

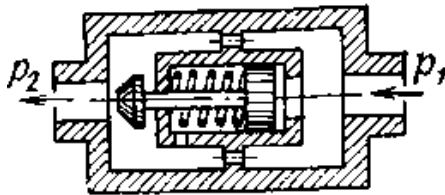


Рис. 3.17. Схема устройства для изолирования поврежденного участка сети (дозатор)

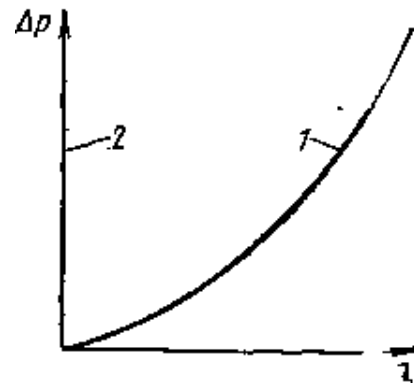


Рис.3.18 Расходная характеристика дозатора до прохождения расчетного объема (1) и после (2)

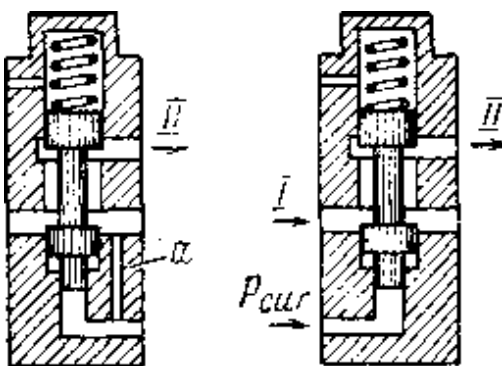


Рис. 3.19. Схема клапанов последовательного включения

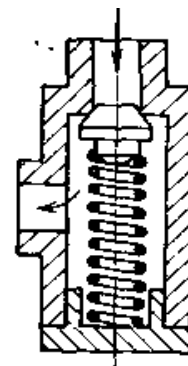


Рис. 3.20. Схема обратного клапана

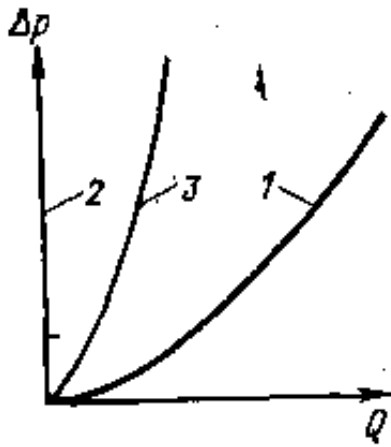


Рис. 3.21 Расходные характеристики: 1,2 – обратного клапана; 1,3 – одностороннего прохода

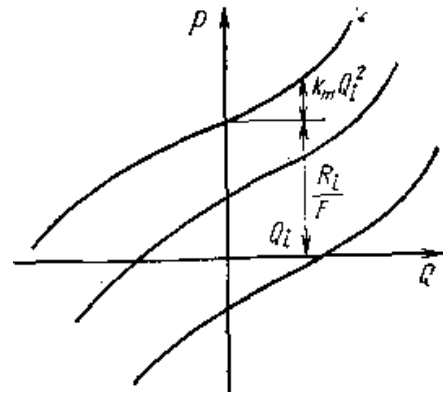


Рис. 3.22 Расходная характеристика силового привода

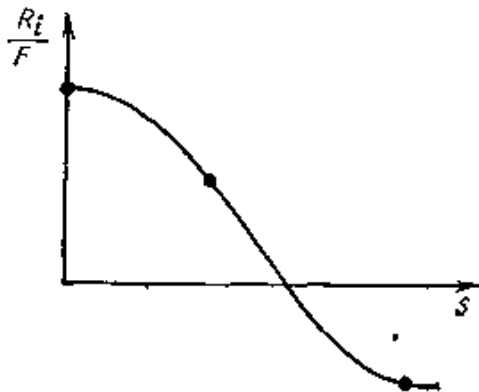


Рис. 3.23 Типовая зависимость активной нагрузки на силовом приводе от его хода

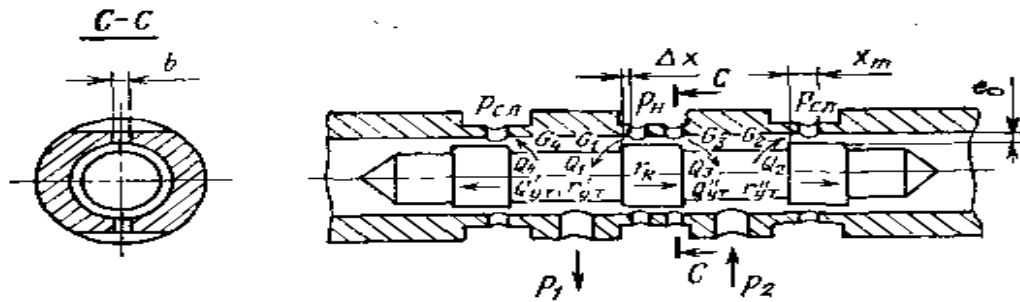


Рис. 3.24. Конструктивная схема четырехщелевого цилиндрического золотника

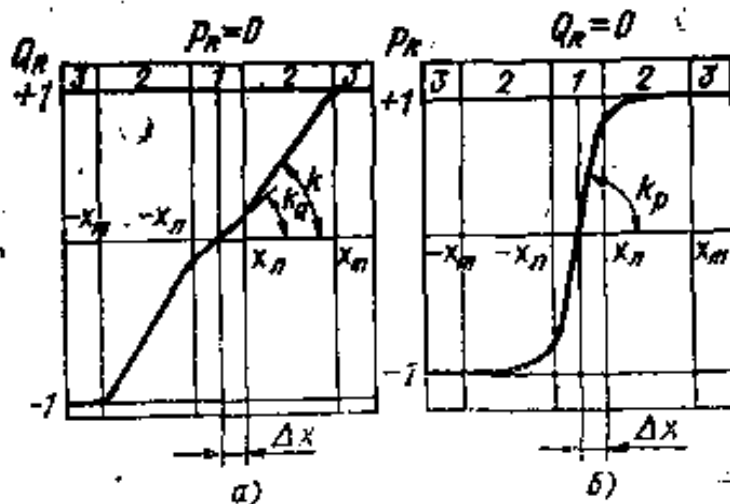


Рис. 3.25. Статическая расходная характеристика (а) и силовая расходная характеристика (б) четырехщелевого золотника

для i -го момента времени не будет зависеть от скорости (это будет прямая $R_i/F = \text{const}$).

Следящие приводы и электрогидравлические усилители. В функциональных системах управления летательными аппаратами используются следящие приводы и электрогидравлические усилители — устройства, в которых расход или давление на выходе зависит от входного механического или электрического сигнала. Расходная характеристика следящего привода или электрогидравлического усилителя в каждый момент времени аналогична характеристике силового привода. Однако введение обратных связей по положению, расходу или давлению меняет область работы таких устройств в координатах $p; Q$.

В быстродействующих следящих приводах наибольшее применение нашли четырехщелевые цилиндрические золотники (рис. 3.24), представляющие собой гидравлические мостики с четырьмя регулируемыми сопротивлениями в плечах (G_1, G_2, G_3, G_4) и тремя нерегулируемыми сопротивлениями (r_{ym}, r_{ym}, r_R). В диагональ мостика включен гидродвигатель с нагрузкой $p_R = p_1 - p_2$.

На рис. 3.25 показаны статические расходная и силовая характеристики золотникового механизма при $0 \leq \Delta x \leq 2\delta$.

На статических характеристиках можно выделить три зоны. В первой ($0 < |x| \leq x_n = (3 \dots 5\delta)$) все гидравлические сопротивления золотника $G_1, G_2, G_3, G_4, r_{yt}, r_R$ соизмеримы по величине, а расход в диагонали равен [13]:

$$Q_R = k_Q x - k_{Qp}^0 p_R \quad (3.9)$$

$$\text{где } k_{Qp}^0 = \frac{k_Q}{k_p}; k_p = \left. \frac{\partial p_R}{\partial x} \right|_{Q_R=0}; k_Q = \left. \frac{\partial Q_R}{\partial x} \right|_{p_R=0}.$$

Во второй зоне ($x_n \leq |x| \leq x_m$) расход жидкости в диагонали мостика определяется двумя последовательно включенными сопротивлениями G_1 и G_2 (или G_3 и G_4), остальные гидравлические проводимости существенно меньше; расход в диагонали

$$Q_R = G \sqrt{\frac{1}{2} |p_{II} - p_R \text{sign} x| \text{sign} \Delta p + r p_R}, \quad (3.10)$$

$$\text{где } G = \mu b x \sqrt{\frac{2}{\rho}}; r = r_{ym} + 2r_R; p_{II} = p_n - p_{cl}.$$

Третья зона ($|x| \geq x_m$) характеризуется ограничением расхода, обусловленным ограничением гидравлической проводимости дросселирующих щелей.

По уравнениям (3.9) и (3.10) можно получить нагрузочную характеристику золотника.

Нагрузочные характеристики четырехщелевого золотника являются

определяющими при рассмотрении режимов работы следящих

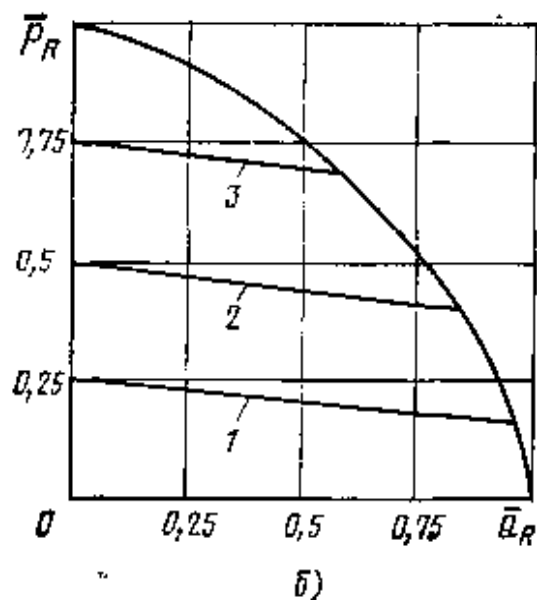
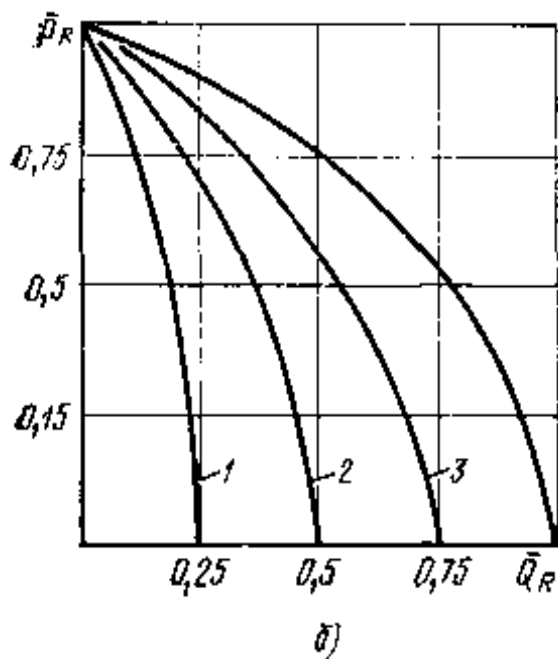
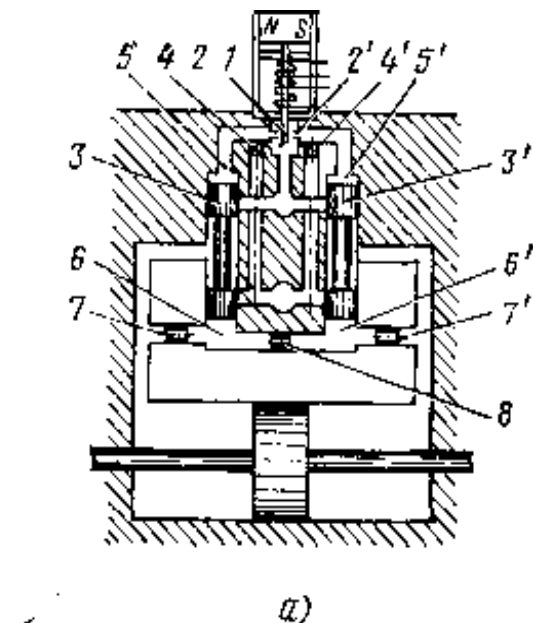
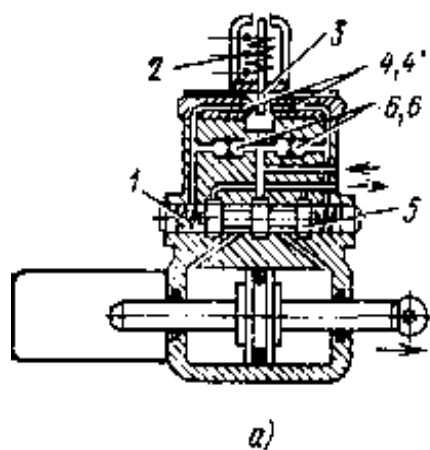


Рис. 3.26. Схема электрогидравлического двухкаскадного усилителя с пружинной обратной связью:

a — схема: 1 — пружины синхронизации; 2 — электромеханическая система привода золотника; 3 — заслонка; 4, 4' — сопла системы сопло—заслонка; 5 — золотник; 6, 6' — входные дроссели регулируемого гидравлического мостика; *o* — нагрузочная характеристика; 1, 2, 3 — нагрузочные характеристики усилителя при разных управляющих сигналах

С

Рис. 3.27. Электрогидравлический двухкаскадный усилитель с обратной связью по давлению:

a — схема: 1 — заслонка; 2, 2' — сопла системы сопло — заслонка; 3, 3' — золотники; 4, 4' — входные дроссели регулируемого гидравлического мостика; 5, 5' — междроссельные камеры; 6, 6' — камеры обратной связи; 7, 7', 8 — дроссели обратной связи; *o* — нагрузочная характеристика; 1, 2, 3 — нагрузочные характеристики при различных управляющих сигналах

обратной связью по положению и электрогидравлических усилителей с обратной связью по давлению и расходу. На рис. 3.26, 3.27 и 3.28 приведены принципиальные схемы различных электрогидравлических усилителей и их нагрузочные характеристики в координатах \bar{p}_R и \bar{Q}_R (давление и расход в диагонали мостиковой схемы).

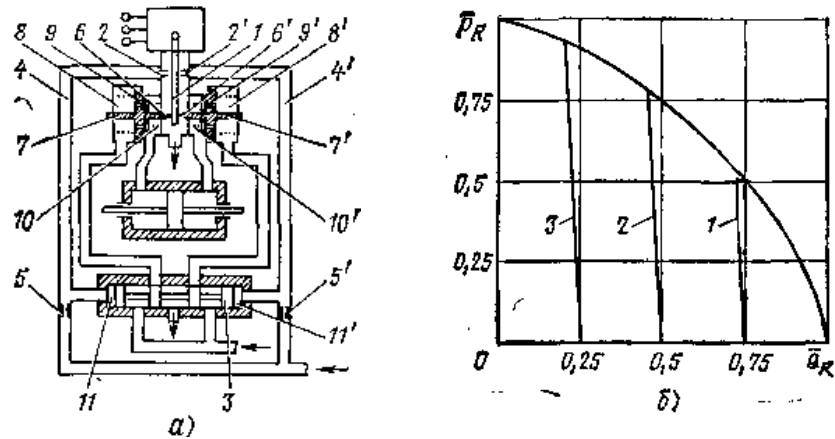


Рис. 3.28. Электрогидравлический двухкаскадный усилитель с обратной связью по расходу: *a* — схема; 1 — заслонка; 2, 2' — сопла системы сопло—заслонка; 3, 3' — золотник; 4, 4' — элементы обратной связи по расходу; 5, 5' — входные дроссели регулируемого гидравлического мостика; 6, 6' — пружины обратной связи; 7, 7' — оси элемента обратной связи; 8, 8' — пружины элементов обратной связи; 9, 9' — клапаны обратной связи; 10, 10' — пружины клапанов обратной связи; 11, 11' — междроссельные камеры; *б* — нагрузочная характеристика; 1, 2, 3 — нагрузочные характеристики при разных управляющих сигналах

Источники питания. Наиболее распространенными источниками питания современных силовых систем управления являются аксиально-поршневые насосы постоянной и переменной подачи. Другие типы насосов (радиально-поршневые, шестеренные, винтовые, лопастные) применяются при меньших рабочих давлениях [6].

При обеспечении необходимого давления на входе в насос объемного типа расход на выходе полностью определяется скоростью вращения его вала и рабочим давлением (рис. 3.29). На рис. 3.30, *a*, *б* приведены зависимости $p=f(Q)$ для насоса с переливным клапаном и насоса переменной подачи.

Схемы и основные характеристики трех наиболее распространенных типов блоков питания гидросистем ЛА показаны на рис. 3.31. Для каждого из блоков необходимо рассматривать два режима работы: первый — работа собственно насоса объемного типа при $Q=\text{const}$, второй — режим $p=\text{const}$. Второй режим обеспечивается переливным клапаном или регулятором подачи, или аккумулятором. В последнем случае давление в аккумуляторе $p_{ак}$, естественно, не постоянно, однако для малого промежутка времени можно считать $p_{ак}=\text{const}$.

Поскольку режим работы любого блока питания будет определяться точкой пересечения его характеристики $p = f(Q)$ с характеристикой сети, то пересечение характеристики сети $\Delta p = f(Q)$ с характеристикой насоса постоянной подачи (НПо) и переливного клапана (ПеК) в точке I определяет давление p_1 и расход Q_1 на выходе из насоса.

При появлении в системе нагрузки на ее преодоление тратится рабочее давление R/F (F — активная площадь силового цилиндра). Режим работы системы и блока питания определяется точками 2 и $2'$, которые позволяют определить давление на выходе насоса p_2 , потери в сети Δp и нагрузку $p = R/F$, расход в системе Q_2 и расход через переливной клапан $Q_{ПеК}$. В этом режиме работы $Q_H = Q_2 + Q_{ПеК}$.

В блоке питания с насосом переменной подачи (НПе) режим работы

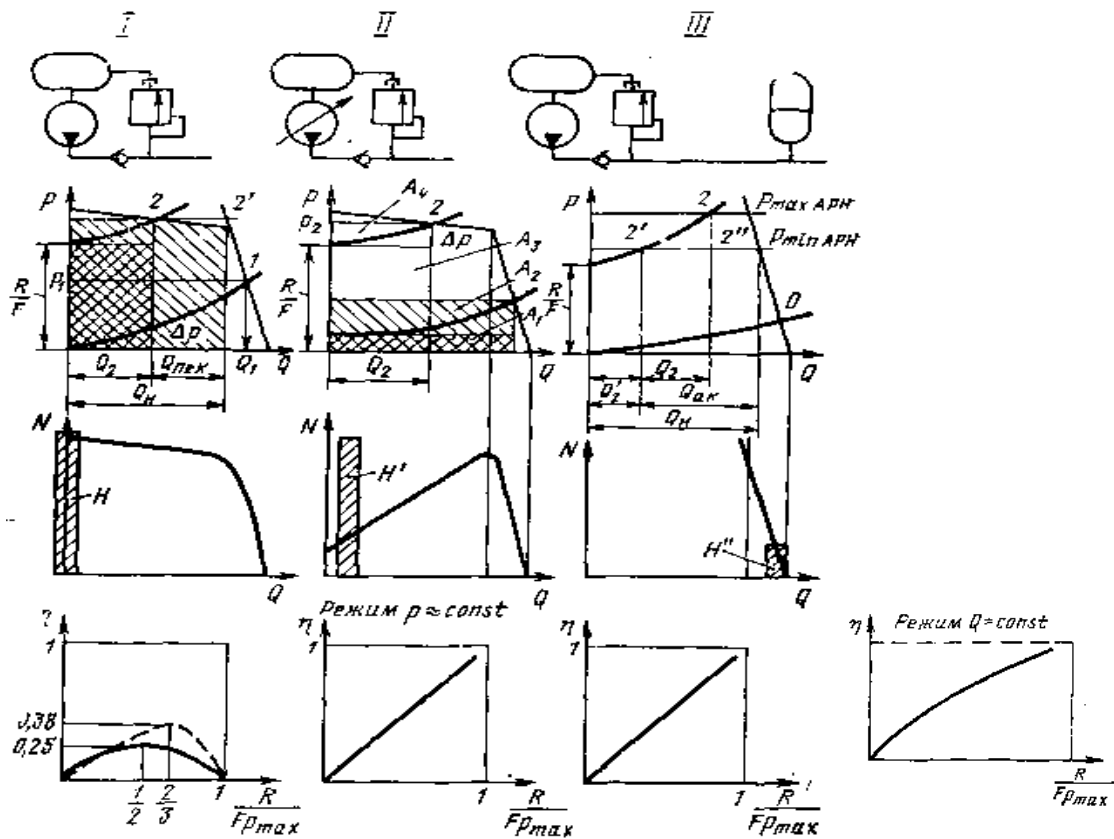


Рис. 3.31 Схемы основные характеристики трех типов блоков питания:

I — блок питания с насосом постоянной подачи (НПо) и переливным клапаном (ПеК); II — блок питания с насосом переменной подачи (НПе); III — блок питания с насосом постоянной подачи (НПо) аккумулятором (ак) и автоматом разгрузки насоса (АРН)

насоса в точке 2 отличается от рассмотренного, так как насос, изменив свою удельную подачу, работает в точке 2, т. е. $Q_n = Q_2$.

Режимов работы блока питания с НПо, аккумулятором и автоматом разгрузки насоса (АРН) несколько. Так, после достижения в системе давления $p_{maxАРН}$ АРН соединяет насос со сливом по линии НПо — АРН — бак (точка 0). При характеристике сети $(R/F) + \Delta p(Q)$ режим работы системы определяется точкой 2.

По мере падения давления характеристика аккумулятора достигает значения $p_{minАРН}$ (расход в систему уменьшается), АРН закрывает линию слива и соединяет насос с системой. В этом случае в систему идет расход Q_2' (точка 2'), а в аккумулятор — расход Q_{ak} (точка 2''). В этом режиме $Q_H = Q_{ak} + Q_2'$.

Рассмотренные характеристики позволяют построить зависимости потребляемых мощностей и оценить нагруженность насосов в различных схемах блоков питания. В блоке НПо + ПеК, потребляемая мощность (см. рис. 3.31) непрерывно возрастает с ростом рабочего давления и в режиме нулевых расходов в системе достигает максимума (весь расход насоса сливается через переливной клапан). Элементы конструкции насоса нагружены при этом максимальным рабочим давлением (режим Н). В блоке с НПе в режиме $p = const$ потребляемая мощность пропорциональна расходу в систему и при расходах, близких к нулевым (необходимы расходы на смазку и охлаждение), потребляемые мощности малы. Однако нагруженность элементов конструкции насоса при этом велика (режим Н').

В блоке питания НПо + АРН + ак мощность потребляется лишь в режиме $Q = const$.

После срабатывания АРН элементы конструкции насоса практически не нагружены (режим Н'').

Рассмотрим зависимость КПД гидросистемы от величины нагрузки в системе. В режиме $Q = const$ для всех типов блоков питания КПД зависит от внешней нагрузки и пропорционально увеличивается с ее ростом и уменьшением потерь в сети. Это наглядно видно (см. рис. 3.31) из сопоставления прямоугольников A_1 , A_2 и A_3 , A_4 , характеризующих мощность насоса на выходе и на входе.

В режиме $p = const$ для блоков с НПе и НПо+АРН + ак КПД прямо пропорционален нагрузке и при $R/F \rightarrow p_{max}$ стремится к 1. Для блока питания НПо + ПеК зависимость $\eta = f(R)$ имеет максимум, значение которого легко определяется и составляет для ламинарного режима течения в сетях 1/4 (при $R/F p_{max} = 1/2$) и для турбулентного режима течения в сетях — 0,38 (при $R/F p_{max} = 2/3$).

Значение $\eta_{max} = 0,38$ очень часто приводится как предельное для гидропередач с дроссельным управлением. Это ошибочное заключение, так как $\eta_{max} = 0,38$ соответствует наиболее экономичному режиму гидросистемы с самым неэкономичным блоком питания (НПо + ПеК).

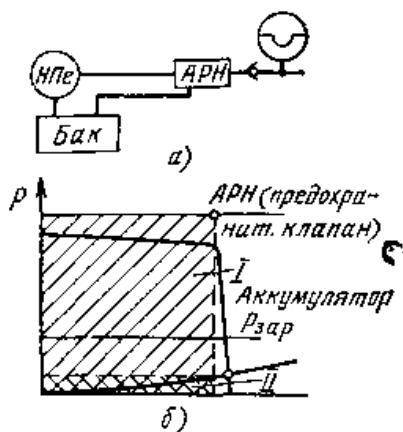


Рис. 3.32. Блок питания НПе+АРН, работающий в режиме предохранительного клапана: а — схема; б — расходные характеристики; I — энергия, равная площади $p \times Q$, выделяемая в виде тепла при отказе регулятора производительности; II — энергия, выделяемая в том же случае при установке вместо предохранительного клапана АРН

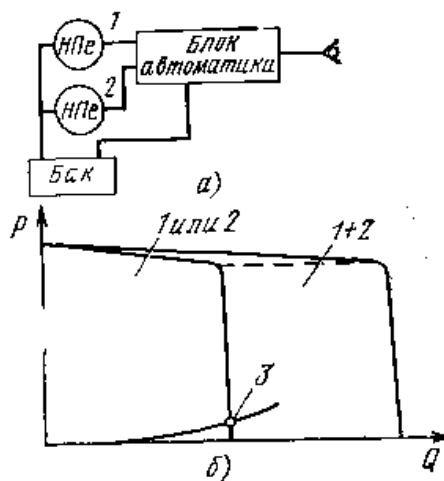


Рис. 3.33. Спаренный блок питания с двумя НПе одинаковой мощности: а - схема; б — расходные характеристики (3 — точка работы насоса 1 или 2 в режиме разгрузки)

Проведенный анализ позволяет дать следующие рекомендации по применению рассмотренных блоков питания:

- НПо + ПеК — на летательных аппаратах с ограниченным временем полета, в которых требование простоты важнее требования экономичности, а саморазогрев блока из-за малого времени его работы не приводит к отказу;
- НПе — на летательных аппаратах с неограниченным временем полета и постоянно действующими потребителями (системы управления, воздухозаборники, антенны радиолокационных станций и т. д.), что позволяет блоку работать в режимах с высоким КПД, не приближаясь к режимам разгрузки;
- НПо + АРН + ак — на летательных аппаратах с неограниченным временем полета и эпизодически действующими потребителями (шасси, закрылки и т. д.), при этом большую часть полета блок питания работает в режиме разгрузки (утечки в системе компенсируют аккумуляторы), что значительно (в 2...3 раза) увеличивает его ресурс.

В последнее время на некоторых летательных аппаратах появились блоки, отличные от рассмотренных ранее блоков питания. Так, считается целесообразным применять комбинацию НПе+АРН. В схеме на рис. 3.32 АРН выполняет роль предохранительного клапана, что позволяет при отказе регулятора производительности насоса исключить перегрев блока питания, так как сопротивление линии насос — АРН — бак составляет лишь несколько процентов от сопротивления линии насос — ПеК — бак. Разница в тепловыделении НПе с отказавшим регулятором подачи видна из сравнения площадей прямоугольников I и II (I — тепловыделение схемы НПе+ПеК; II — тепловыделение схемы НПе+АРН).

Существенно различные потребные мощности на режимах взлета— посадки и крейсерского полета ($N_{noc}/N_{кр}=10\dots5$), повышенные установочные мощности, а значит и напряженный тепловой режим диктуют применение блоков питания с несколькими насосами равных или различных мощностей. При этом возможны следующие схемы (при двух насосах в блоке):

- с двумя одинаковыми насосами НПе и блоком автоматики, обеспечивающим их поочередную работу в режимах «дежурствам и «разгрузки» (рис. 3.33);
- с различными насосами («крейсерским» относительно небольшой мощности и «резервным» — большой мощности) и блоком автоматики, разгружающим резервный насос по давлению и по расходу. Это снижает тепловыделения блока питания и увеличивает его ресурс.

Все рассмотренные блоки питания имеют сложные расходные характеристики, зависящие от рабочего давления и расхода, что необходимо учитывать при графоаналитическом методе расчета.

Контрольные вопросы

1. Какие функции выполняют гидравлические системы на самолете?
2. Какие преимущества и недостатки имеют гидравлические системы по сравнению с электрическими и пневматическими?
3. Каковы рабочие давления в гидравлических системах самолетов?
4. Какие жидкости применяются в гидравлических системах самолетов?
5. Как проявляется наличие воздуха в гидравлической системе самолета?
6. Какие нагрузки испытывают трубопроводы гидравлических систем?
7. На какие характеристики гидропривода влияет расход жидкости в системе?
8. В чем заключается принцип работы системы дроссельного регулирования?
9. Какие насосы используются в системах дроссельного регулирования?
10. Каков принцип работы систем объемного регулирования?
11. Чем ограничивается температура жидкости в гидросистемах самолетов?

ТЕМА 2 СХЕМЫ, ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И ХАРАКТЕРИСТИКИ АГРЕГАТОВ

2.1	Источники гидравлической энергии.....	2
2.1.1	Насосы.....	2
	Винтовые насосы	3
	Радиально-поршневые насосы.....	6
	Аксиально-поршневые (плунжерные) насосы.....	7
	Шестеренные насосы.....	13
	Пластинчатые насосы.....	14
	Гидроаккумуляторы.....	15
2.2	Потребители гидравлической энергии.....	18
2.2.1	Гидромоторы.....	19
2.2.2	Гидроцилиндры.....	20
2.2.3	Поворотные гидродвигатели.....	23
2.3	Гидроаппаратура.....	24
2.3.1	Гидрораспределители.....	24
2.3.2	Гидроклапаны.....	32
2.3.3	Гидродроссели.....	38

2.1 Источники гидравлической энергии

Источниками гидравлической энергии являются насосы различных типов и гидроаккумуляторы.

2.1.1 Насосы

Насос – устройство, преобразующее электрическую или иной вид энергии в гидравлическую энергию потока жидкости. Условное обозначение насоса, используемое в схемах принципиальных гидросистем, представлено на рис.2.1.

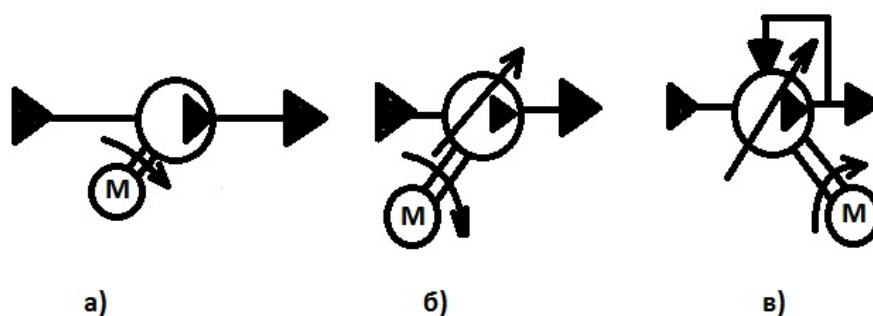


Рис.2.1 Обозначения условные графические насосов

а) насос постоянной производительности

б) насос переменной производительности

в) насос переменной производительности по давлению в выходной магистрали

По принципу организации рабочего процесса в качестве основных рассматривают следующие типы (рис.2.2):

- насосы скоростные;
- насосы объемного действия;
- электромагнитные насосы.



Рис.2.2 Классификация насосов

Винтовой насос представляет собой одну или несколько пар зацепляющихся винтов, плотно посаженных в расточки корпуса. При вращении винтов их нарезки, взаимно замыкаясь, отсекают во впадинах некоторый объем жидкости, который вытесняется по впадине вдоль оси вращения. Поскольку выступы нарезки винтов в этих насосах, выполняющие роль поршней, движутся непрерывно в одном направлении, расчетная пульсация подачи в насосе (при полном заполнении насоса и нулевом давлении) практически отсутствует.

Однако при работе под давлением наблюдается пульсация подачи, обусловленная обратным потоком при переходе рабочей камеры из полости всасывания в полость нагнетания. Как показали испытания, коэффициент неравномерности (пульсации) винтового насоса при давлении 60 кг/см^2 находится в пределах $\delta = 6-7 \%$.

Винтовые насосы и гидромоторы отличаются надежностью, компактностью и относительной бесшумностью в работе. Насосы выпускаются в двух- и трехвинтовом исполнении.

Трехвинтовой насос. В практике распространены трехвинтовые насосы (рис. 123). Насос состоит из трех винтовых роторов, средний из которых является ведущим, а два боковых — ведомыми. Нарезка винтов обычно двухзаходная с углом подъема винтовой линии $\sim 47^\circ$, профиль — циклоидальный. Ведомые винты (замыкатели) вращаются под действием давления жидкости на их нитки, а, следовательно, их функции сводятся лишь к герметизации гидромашины, благодаря чему они не нагружены крутящим моментом и отличаются большой долговечностью. Насосы допускают высокие числа оборотов, достигающие до 18 000 в минуту, и выпускаются на расход до 15 000 л/мин с приводной мощностью до 2000 л. с.

Трехвинтовые насосы пригодны для работы при давлении до 200 кг/см^2 . По сообщениям же иностранной печати, некоторые фирмы выпускают винтовые насосы на давление 350 кг/см^2 . Объемный к.п.д. насоса в зависимости от литража и прочих параметров составляет $0,75-0,95$.

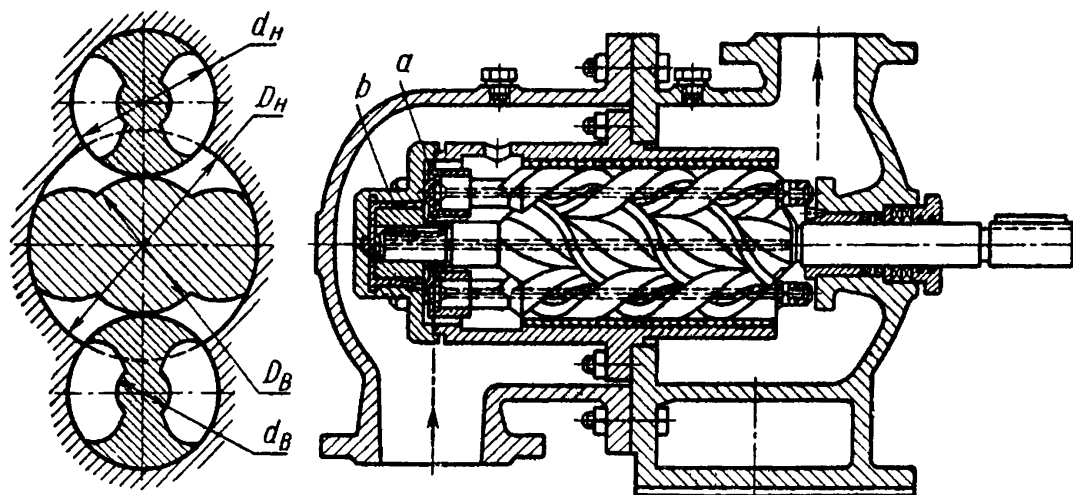


Рис.2.3 Трехвинтовой насос

Производительность насоса. При вращении винтов жидкость, заполняющая их впадины, перемещается поступательно на величину одного шага за один оборот ведущего винта. В соответствии с этим производительность трехвинтового насоса за один оборот ведущего винта равна объему каналов, по которым жидкость движется вдоль винтов в пределах одного шага. Этот объем равен $(F - f)t$. Следовательно, расчетная производительность при числе оборотов n в минуту равна

$$Q = (F - f)tn,$$

где F и f — площадь поперечного сечения расточек корпуса под винты и площадь сечения винтов;

t — шаг винта; обычно принимают $t = \frac{10}{3}d_n$, где d_n — наружный диаметр ведомых винтов.

Для трехвинтовых насосов площадь сечения потока принимают $(F - f) = 2,4d_n^2$.

В качестве исходной величины при расчетах трехвинтовых насосов принимают диаметр наружной d_n окружности ведомых винтов, через который выражают все прочие размеры. Наиболее рациональными соотношениями между отдельными параметрами винтов можно принять

$$D_e = d_n; D_n = \frac{5}{3}d_n; d_e = \frac{1}{3}d_n; t = \frac{10}{3}d_n;$$

где D_e и D_n - внутренний и наружный диаметры нарезки ведущего винта.

Для обеспечения герметичности необходимо создать постоянное перекрытие между камерами всасывания и нагнетания; для этого минимальная длина винтов должна быть равна $L \approx 1,25t$. При этой длине обеспечивается одно перекрытие канала (впадины) винта. Для получения более высоких давлений предусматривают несколько перекрытий, в соответствии, с чем длина винта увеличивается, причем для давлений 150-200 кг/см² она принимается равной $L = (6-8)t$.

Для компенсации осевых сил, которые при высоких перепадах давлений могут достигать больших значений, применяют гидравлическую разгрузку. Для этого у торцов винтов предусматривают разгрузочные поршни a и b (см. рис. 2.3), под которые подводят жидкость с рабочим давлением, что создает на винтах усилия, обратные по знаку основным.

Применяют также винтовые насосы с несколькими (тремя и четырьмя) парами замыкателей. Размеры деталей насоса с четырьмя парами замыкателей указаны на рис.2.4.

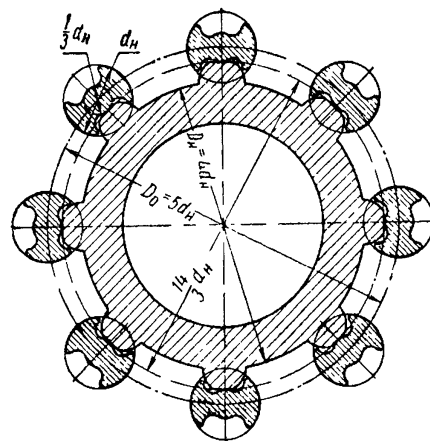


Рис.2.4 Винтовой насос с четырьмя парами замыкателей

Двухвинтовой насос. Двухвинтовые насосы (рис.2.5, а) обычно выпускаются на относительно небольшие расходы (20—40 л/мин) при давлении до 100 кг/см². Винты обычно однозаходные с прямоугольной резьбой и профилированной образующей. Винты гидростатически разгружены от осевых сил с помощью каналов *a* и *b*.

Расчетная производительность двухвинтового насоса

$$Q = f t n$$

где *t* – шаг винта (рис.2.5, б)

n – количество оборотов;

F – площадь сечения канавки винта.

Значение *F* определяют по выражению (см.рис.2.5,б)

$$F = \frac{\pi(D_n^2 - D_g^2)}{4} - \frac{D_n^2}{4} \left(\alpha \frac{\pi}{180} - \sin \alpha \right),$$

Где *D_n* и *D_g* - внешний и внутренний диаметры винта;

α – угол пересечения винтов.

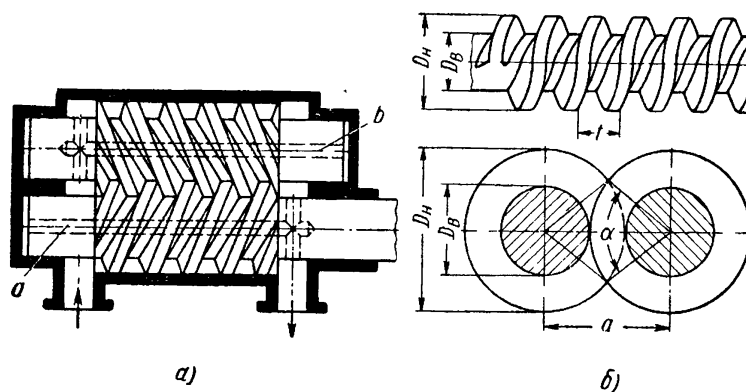


Рис.2.5 Конструктивные и расчетные схемы двухвинтового насоса

Значение *α* определяют из выражения

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{\frac{a}{2}}{\frac{D_n}{2}} = \frac{a}{D_n},$$

где $a = \frac{D_n + D_g}{2}$ - расстояние между осями винтов.

Расчетная производительность двухвинтового насоса может быть также определена с достаточной точностью по формуле

$$Q = \frac{\pi}{4} (D_n^2 - D_g^2) t n.$$

По расположению цилиндров (рабочих камер) плунжерные (поршневые) насосы делятся на радиально-поршневые с радиальным расположением цилиндров относительно оси вращения ротора и аксиально-поршневые с аксиальным значением расположением цилиндров относительно оси вращения цилиндрического блока. В первых насосах движение поршней происходит в одной плоскости, во вторых - в пространстве.

Кинематической основой поршневых насосов является кривошипно-шатунный механизм.

В поршневом насосе можно выделить следующие основные узлы: механизм подачи, механизм распределения потоков жидкости и механизм изменения подачи насоса.

Механизм подачи при вращении вала обеспечивает возвратно-поступательное движение поршней в цилиндрах насоса и нагнетание жидкости из линии низкого в линию высокого давления; поршни и цилиндры механизма нагружаются большими переменными нагрузками. Этот узел оказывает определяющее влияние на долговечность насоса, его механический и объемный КПД, компактность и удельную массовую отдачу.

Механизм распределения потоков жидкости обеспечивает подвод жидкости из магистрали низкого давления к цилиндрам, в которых происходит процесс всасывания, и направляет жидкость в магистраль высокого давления из цилиндров, где происходит процесс нагнетания.

В насосах переменной подачи имеется механизм изменения подачи. Этот механизм обеспечивает автоматическое согласование режимов работы насоса и гидросистем по расходу. Регулирование осуществляется путем изменения геометрического или рабочего хода поршней.

Радиально-поршневые насосы. Принципиальная схема регулируемого радиального роторно-поршневого насоса приведена на рис. 2.6. Основными элементами его являются статор 7, цилиндрический блок - ротор 6, поршни (плунжеры) 4, выполняющие роль вытеснителей, статорное кольцо, или обойма 2. Роль распределительного устройства выполняет пустотелая ось с уплотнительной перегородкой 5, на которой помещается вращающийся ротор. При вращении последнего в направлении, указанном стрелкой, рабочие камеры своими каналами поочередно соединяются с отверстием 3, через которое жидкость всасывается, и с отверстием 7, через которое происходит её нагнетание. При проходе рабочих камер насоса через нейтральное положение их каналы перекрываются уплотнительной перегородкой. Прижим головок поршней к внутренней поверхности обоймы происходит либо под действием центробежных сил, либо под давлением жидкости, нагнетаемой в полость всасывания вспомогательным насосом, либо с помощью специальных пружин. При перемещении поршней от центра рабочие камеры соединяются с полостью всасывания, а при ходе поршней к центру с полостью нагнетания. Обойму 2 можно перемещать относительно подвижной оси 5 ротора и тем самым менять эксцентриситет e , а, следовательно, и рабочий объём насоса q . Рабочий объём насоса

$$q = V_z Z = 2eZ(\pi d^2)/4, \quad (2.1)$$

где V_z - полезный объём рабочей камеры или объём несжимаемой жидкости, вытесняемой каждым поршнем при отсутствии утечек через зазоры; d - диаметр цилиндра; e - эксцентриситет, равный половине хода поршня; Z - число поршней.

Число рабочих камер в насосе Z в одном ряду обычно равно 5, 7 и реже 9. Цилиндры насоса могут располагаться и в несколько рядов (обычно не более

3), благодаря чему достигаются большая подача и большая её равномерность. Кроме того, для увеличения подачи применяются насосы многократного действия, в которых статорное кольцо (обойма) имеет специальный профиль.

Подача насоса при n об/с ротора

$$Q = qn\eta_{об} \quad (2.2)$$

где $\eta_{об}$ - объёмный КПД, равный 0,70 ... 0,90.

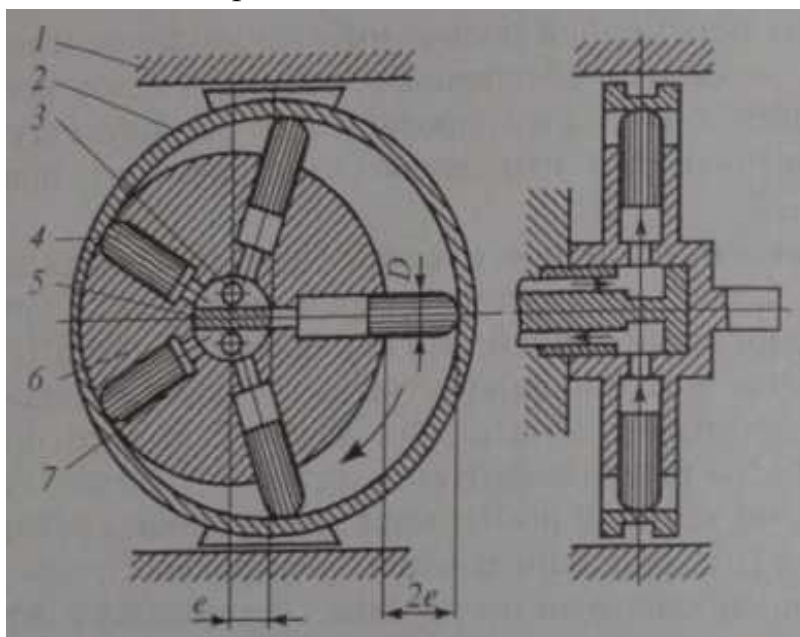


Рис. 2.6 Схема радиально-поршневого насоса

Радиально-поршневые насосы могут быть регулируемы. Регулирование подачи, а также реверс осуществляются изменением величины и знака эксцентриситета e . Обычно величина e находится в пределах 3... 10 мм.

Аксиально-поршневые (плунжерные) насосы. В большинстве случаев в гидросистемах ЛА применяют насосы аксиально-поршневого типа различных конструкций, отличающиеся устройством механизмов подачи (бескарданные с шарнирно связанными поршнями, со свободно опертыми поршнями и наклонным диском, с неподвижным цилиндрическим блоком и др.), механизмов распределения потоков жидкости (плоские неподвижные или подвижные золотники, неподвижные цилиндрические золотники, клапанно-щелевые и др.), а также механизмов изменения подачи (прямого действия, дифференциального по положению, дроссельно-дифференциального и др.).

Механизмом подачи насоса со свободно опертыми поршнями (рис. 2.7) является вращающийся цилиндрический блок 3 с поршнями 4, движущимися в нем возвратно-поступательно.

Поршни 4 свободно опираются на шайбу 5, ось которой наклонена относительно оси цилиндрического блока на угол γ . При помощи рычага изменения подачи 6 изменяют величину угла γ и тем самым регулируют величину геометрического хода h поршней, т. е. изменяют подачу насоса.

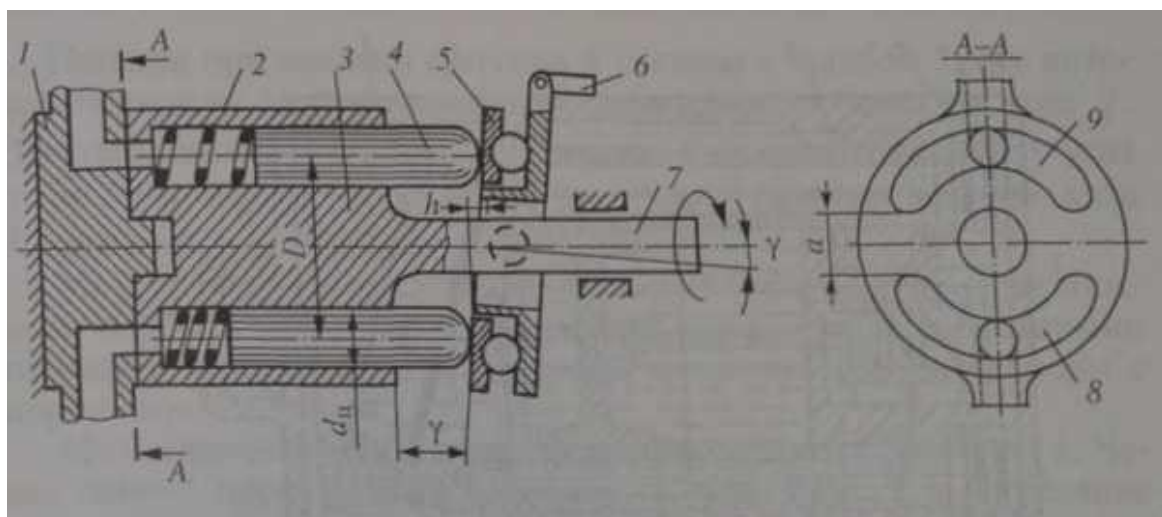


Рис. 2.7 Схема аксиально-поршневого насоса со свободно опертыми поршнями и наклонной шайбой (сечение А-А условно повернуто на 90° по часовой стрелке):

1 - распределительный золотник; 2 - пружина; 3 - цилиндрический блок; 4 - поршень; 5 - наклонная шайба; 6 - рычаг изменения подачи; 7 - приводной вал; 8 - окно нагнетания; 9 - окно всасывания

Механизмом распределения жидкости является плоский золотник 1 с окнами 8 и 9, с которыми поочередно соединяются при своем движении рабочие камеры с поршнями и через которые происходит всасывание и нагнетание жидкости. Перемычка *a* изолирует окно нагнетания 8 от окна всасывания 9.

Механизмом подачи насоса на рис. 2.8 является неподвижный цилиндрический блок с поршнями 13, опирающимися через башмаки 4 на вращающуюся с помощью вала 7 наклонную шайбу 5 и совершающими возвратно-поступательное движение.

Клапанно-щелевой механизм распределения обеспечивает всасывание через щель 3 у торца поршня и нагнетание жидкости в полость высокого давления через клапан 16.

Механизм изменения подачи прямого действия при помощи подвижной втулки 12 изменяет рабочий ход поршней 13, перепуская жидкость в слив на некотором участке рабочего хода. Перемещение втулки 12 производится поршнем 14 регулятора подачи 1. Ширина втулки равна полному ходу поршня. В крайнем правом положении втулки 12 насос имеет максимальную подачу, в крайнем левом — минимальную (практически нулевую) подачу жидкости.

Механизмом подачи насоса на рис. 2.9, *a* является вращающийся цилиндрический блок 2 с поршнями 3, движущимися в нем возвратно-поступательно. поступательно.

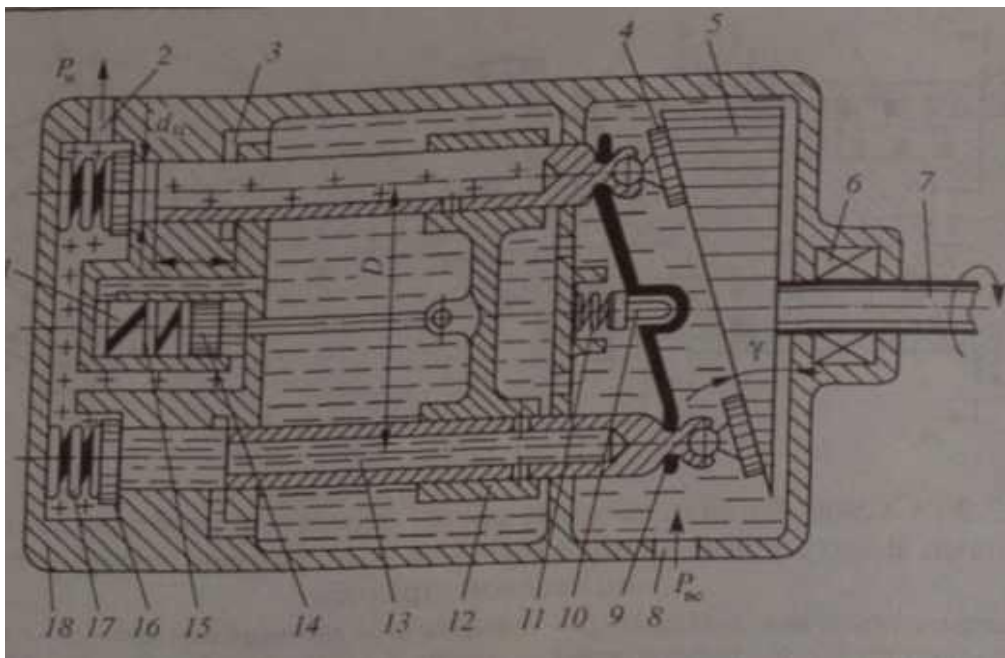


Рис. 2.8. Схема аксиально-поршневого насоса с неподвижным цилиндрическим блоком, наклонной шайбой и клапанно-щелевым распределением жидкости:

1— регулятор подачи жидкости; 2 — канал нагнетания; 3— щель; 4— шарнирная опора (башмак); 5 — наклонная шайба; 6— подшипник; 7 — приводной вал; 8— канал всасывания; 9 — сепаратор; 10— центральная опора; 11, 15, 17— пружины; 12 - подвижная втулка; 13- поршень; 14— поршень регулятора подачи; 16- клапан; 18— корпус

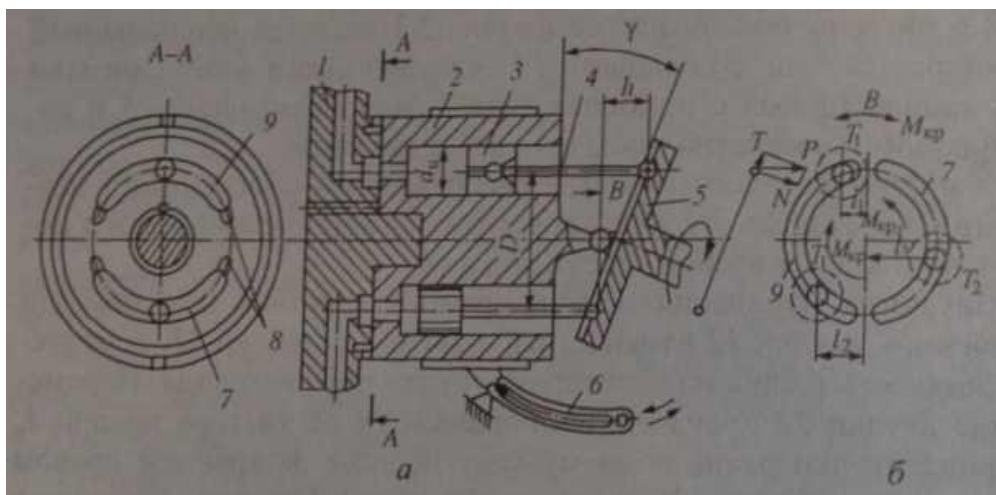


Рис. 2.9. Схема аксиально-поршневого насоса-гидромотора с вращающимся цилиндрическим блоком с шарнирно связанными поршнями (сечение А-А условно повернуто на 90° по часовой стрелке):

a - схема насоса и гидромотора; *б* - схема, объясняющая возникновение крутящего момента цилиндрического блока гидромотора; 1 - распределительный золотник; 2 - цилиндрический блок; 3 - поршень; 4 - шатун; 5 - наклонная шайба; 6 - рычаг изменения подачи; 7 - окно всасывания; 8 - канавки (усы); 9 - окно нагнетания

Поршни при помощи шатунов **4** связаны с шайбой **5**, ось которой наклонена относительно оси цилиндрического блока на угол γ . При помощи рычага изменения подачи **6** изменяют величину угла γ и тем самым регулируют величину геометрического хода h поршней, т.е. изменяют подачу насоса.

Механизмом распределения в таком случае служит неподвижный плоский золотник **7**, имеющий окна **7** и **9**, с которыми поочередно соединяются при своем движении рабочие камеры с поршнями.

Цилиндрический блок **2** опирается торцом на этот золотник **1**. Через окно **7** происходит всасывание, а через окно **9** - нагнетание жидкости.

В «мертвых» положениях поршней отверстия рабочих камер перекрываются разделительными перемычками между окнами, ширина которых несколько превышает размер этих отверстий. Благодаря наличию канавок (усов) **8** происходит плавное повышение давления в рабочей камере до давления в полости нагнетания.

Выражение для расчета подачи аксиально-поршневых насосов имеет вид

$$Q_o = ((\pi d_y^2) / 4) D t g \gamma z m \eta_{об}, \quad (2.3)$$

где d_y — диаметр цилиндра; D - диаметр окружности, на которой расположены центры цилиндров; γ - угол между центральными осями цилиндрического блока и диска (угол наклона диска); z — число цилиндров.

Из приведенного выражения нетрудно заметить, что подача насоса определяется углом наклона диска. Оптимальный угол наклона диска $\gamma = 15...30^\circ$. Дальнейшее увеличение угла сопровождается ростом боковой нагрузки на поршень.

Давление нагнетания насоса - 21...56 МПа, подача — 100...300 л/мин. КПД насоса: $\eta_m = 0,8...0,9$; $\eta_{об} = 0,95 ... 0,98$, частота вращения 50...80 s^{-1} (в отдельных случаях до 300 s^{-1}).

Поршневые насосы характеризуются неравномерностью подачи (рис. 2.10), которая уменьшается с увеличением нечетного числа цилиндров ($z_{онм} = 7; 9; 11$).

Технические возможности насосов можно представить по их основным характеристикам.

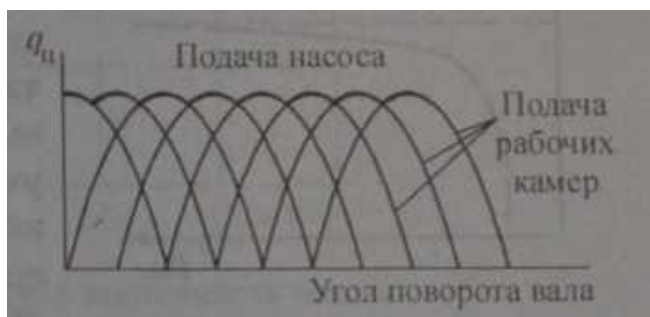


Рис. 2.10 График пульсации подачи поршневого насоса

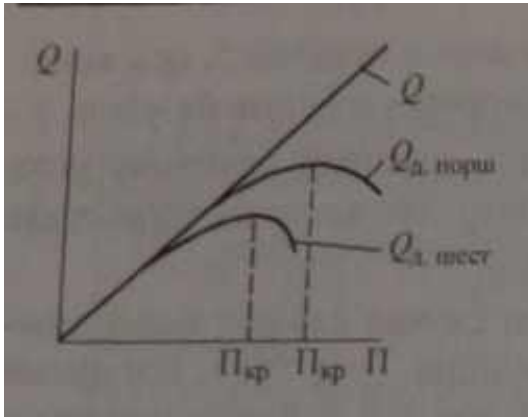


Рис. 2.11 Зависимость подачи насоса от частоты

насос не будет поступать (при данном давлении на входе) количество жидкости, требуемое для заполнения рабочих камер, и линейность повышения действительной подачи нарушается, а при некоторой большой частоте вращения она будет даже снижаться с увеличением n . Это происходит вследствие ухудшения условий всасывания, недозаполнения рабочих камер жидкостью и возникновения явления кавитации жидкости. Для поршневых насосов явление кавитации наступает на более высоких частотах вращения вала.

На рис. 2.11 показана скоростная характеристика насоса $Q_d = f(n)$ которая получается при постоянных давлениях нагнетания и всасывания. Теоретическая подача представляет собой линейную зависимость от частоты вращения вала. Действительная подача насоса вначале представляет линейную зависимость, затем наступает такая частота вращения, при которой в

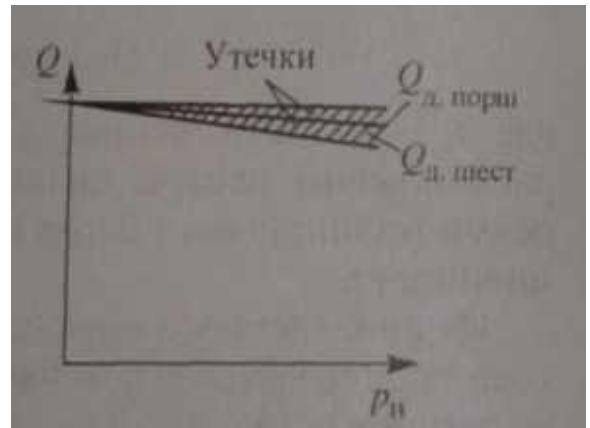


Рис. 2.12 Зависимость подачи насоса от давления нагнетания

Нагрузочная характеристика насоса $Q_d = f(p_n)$ при постоянных частотах вращения вала и давлении всасывания приведена на рис. 2.12. С повышением давления нагнетания подача насоса падает, так как растет перепад давлений $\Delta p = p_n - p_{вс}$ и в результате этого увеличиваются объемные утечки жидкости в насосе через зазоры.

Высотная характеристика насоса $Q_d = f(p_{вс})$, полученная при постоянных давлениях нагнетания и частоте вращения вала (рис. 2.13), имеет линейный характер, но при уменьшении давления $p_{вс}$ ухудшаются условия всасывания и линейность уменьшения подачи нарушается, а затем может наступить явление кавитации жидкости, что приводит к срыву характеристики.

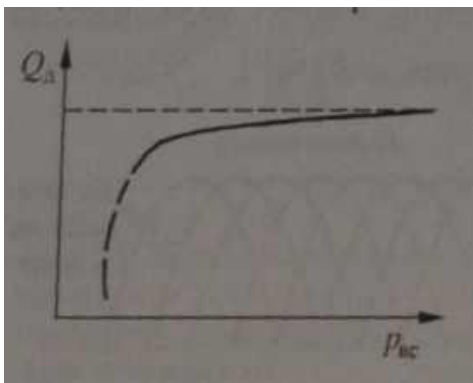


Рис. 2.13 Зависимость подачи насоса от давления всасывания

На рис. 2.14 показаны зависимости КПД (объемного, механического, полного) и мощности насоса от давления нагнетания при постоянных значениях давления всасывания и частоты вращения вала.

Объемный КПД насоса уменьшается вследствие увеличения объемных утечек при возрастании перепада давлений $\Delta p = p_n - p_{вс}$. Механический КПД насоса вначале растет пропорционально давлению нагнетания, что обусловлено незначительным увеличением механических потерь мощности с повышением давления. Затем механический КПД практически стабилизируется, а затем снижается, так как при этом интенсивно вырастают механические потери, в результате чего приводная мощность с увеличением давления повышается более интенсивно, чем теоретическая мощность.

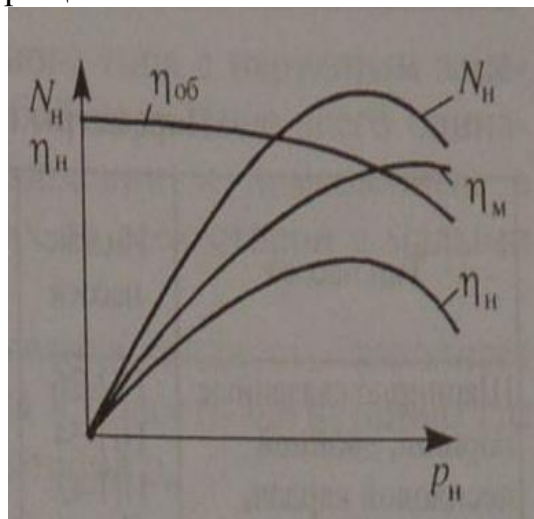


Рис. 2.14 Зависимость КПД и мощности насоса от давления нагнетания

Мощность насоса вначале возрастает за счет увеличения давления нагнетания, а затем начинает уменьшаться из-за больших объемных утечек жидкости и механических потерь.

На рис. 2.15 показана статистическая зависимость массы насосов от подачи жидкости, а в табл. 2.1 приведены сравнительные данные насосов переменной подачи гидросистем современных самолетов и вертолетов.

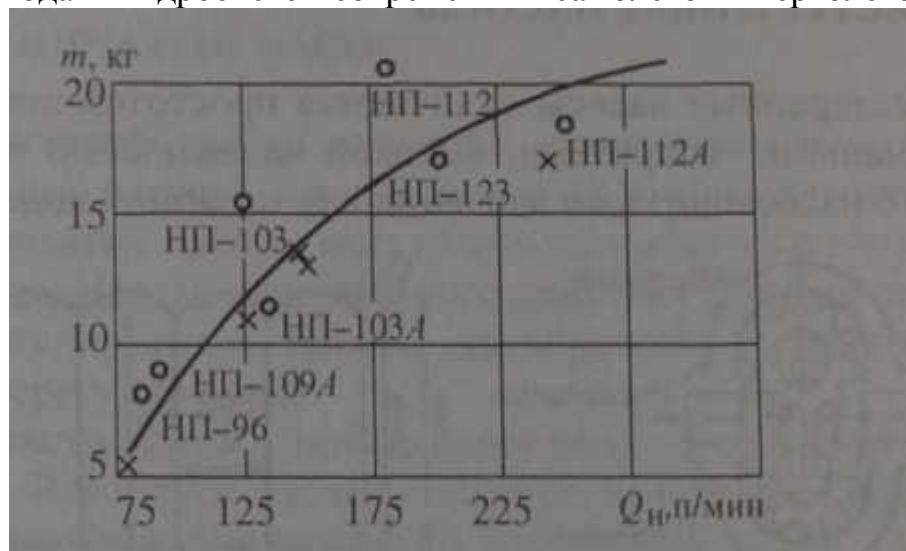


Рис. 2.15 Статистическая зависимость массы насоса от подачи жидкости: о - отечественные насосы, х - зарубежные аналоги

Таблица 2.1 – Параметры насосов переменной подачи

Тип насоса	Индекс насоса	Тип самолета и вертолета	P_n , МПа	Q_n , л/мин	N, кВт	Массовая отдача, кг/кВт
Шарнирно связанные поршни, двойной несиловой кардан. вращающийся цилиндрический блок	НП-26	СУ	21	25	8,5	0,5...0,6
	НП-34	МиГ-19	21	40	13,8	
	НП-43	Ту-134	21	35	12,1	
	НП-70	МиГ-21, Як-42	21	60	20,6	
Свободно опертые поршни, клапанно-щелевое распределение, неподвижный (цилиндрический блок)	НП-103	Ту-144	28	100	45,7	0,4...0,45
	НП-89	Ту-154 Ил-76	21	60	20,6	
	НП-92	Вертолет-Ми	15	20	9,8	
Свободно опертые поршни, плоский золотник распределения, вращающийся цилиндрический блок	НП-96	МиГ-23 МиГ-29; Су-7	21	79	27,8	0,15.. .0,25
	НП108	Ил-86	21	122	41,5	
	НП-112А	Су-27	28	250	114,4	
	НП-113	"Буран"	21	200	68,6	
	НП-123	Ту-204, Ил-96-300	21	180	51,5	

Шестеренные насосы отличаются простотой кинематической схемы, малыми габаритами, высокой надежностью и долговечностью. Это насосы низкого давления и постоянной подачи.

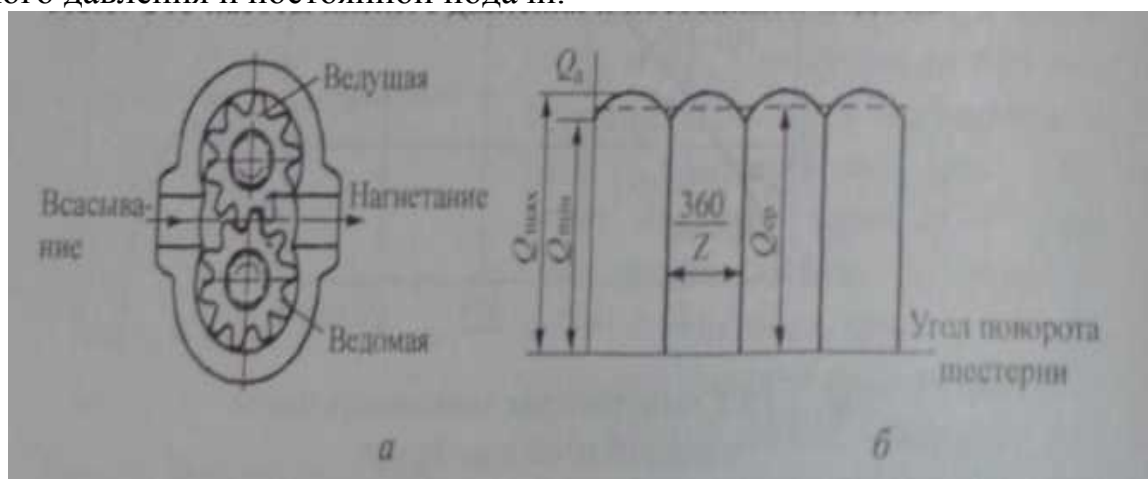


Рис. 2.16 Схема шестеренного насоса (а) и график пульсаций подачи (б)

Шестеренный насос распространенного типа с наружным зацеплением (рис. 2.16, а) представляет собой пару чаще всего одинаковых шестерен, находящихся в зацеплении и помещенных в корпус, стенки которого охватывают их со всех сторон с малыми зазорами.

Перекачиваемая из полости всасывания жидкость заполняет впадины между зубьями и переносится в полость нагнетания, где вытесняется в линию с давлением нагнетания p_n .

Подача насоса определяется как

$$Q_o = 7D_{нач} b m n \eta_{об}, \quad (2.4)$$

где $D_{нач}$ - диаметр начальной окружности шестерни; m - модуль зацепления; b - ширина шестерни.

КПД насоса: $\eta_m = 0,8...0,9$; $\eta_{об} = 0,65...0,75$. Относительно низкий $\eta_{об}$ обусловлен большими объемными утечками. Частота вращения вала $n = 33...50 \text{ с}^{-1}$.

Подача насосов обычно не более 50 л/мин и характеризуется большой неравномерностью ($\delta = 18...20 \%$), значительно превышающей неравномерности подачи других объемных насосов (рис. 2.11, б). Неравномерность подачи может быть определена следующим образом:

$$\delta = (Q_{max} - Q_{min}) 100\% / Q_{cp}, \quad (2.5)$$

где Q_{max} , Q_{cp} , Q_{min} - максимальная, средняя и минимальная подачи насоса.

Пластинчатый насос является разновидностью роторно-поступательных насосов с вытеснителями в виде пластин (шиберов). Пластинчатые насосы могут быть однократного и многократного действия. Насосы однократного действия бывают регулируемые и нерегулируемые. Насосы двукратного и многократного действия - нерегулируемые.

Схема пластинчатого насоса однократного действия показана на рис. 2.17. В корпусе насоса - статоре, внутренняя поверхность которого является цилиндрической, расположен ротор - цилиндр с прорезями — пазами, выполненными по радиусу либо под небольшим углом к нему. В пазах находятся прямоугольные пластины - вытеснители, которые при вращении ротора совершают возвратно-поступательное движение. Под действием центробежных сил или специальных устройств пластины внешними торцами прижимаются к внутренней поверхности статора и скользят по ней.

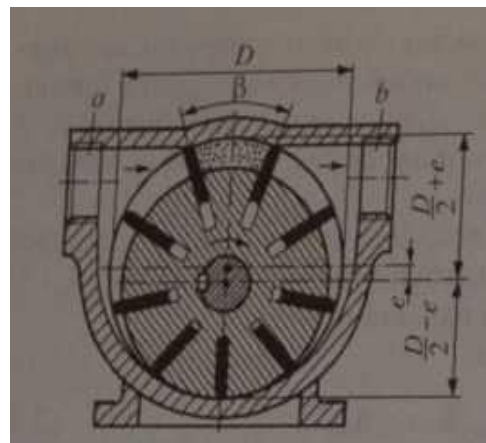


Рис. 2.17 Схема пластинчатого насоса

Жидкость поступает в насос из всасывающего патрубка и перемещается пластинами в нагнетательный патрубок. Рабочие камеры в насосе ограничиваются двумя соседними пластинами и поверхностями статора и ротора.

Рабочий объем и реверс подачи пластинчатого насоса однократного действия регулируют изменением величины и знака эксцентриситета, для чего предусмотрен механизм, смещающий центральную часть статора относительно ротора.

В пластинчатом насосе двукратного действия подача жидкости из каждой рабочей камеры за один оборот ротора производится дважды.

Внутренняя поверхность статора в такой конструкции имеет специальный профиль, близкий к эллиптическому, с двумя входными и выходными окнами, расположенными диаметрально противоположно.

Число пластин Z в пластинчатых насосах обычно кратно четырем. При увеличении числа пластин уменьшается действующая на них тангенциальная нагрузка и повышается равномерность потока нагнетаемой жидкости.

Пластинчатые насосы выпускаются в основном на давление 7 МПа, реже - 10...14 МПа. Частота вращения вала насоса от 500 до 3000 об/мин. Объемный КПД $\eta_{об} \leq 0,95$; механический КПД $\eta_{мех} \leq 0,9$; общий КПД насоса средней мощности $\eta < 0,85$ практически на всем рабочем диапазоне P_n .

Параметры пластинчатого насоса:

Q - подача насоса, м³/с; P_n - рабочее давление, МПа; n - число оборотов ротора, с⁻¹.

Средняя теоретическая подача

$$Q = qn.$$

Теоретический рабочий объем многопластинчатого насоса приближенно рассчитывается:

$$q = 2\pi eRB \quad (2.6)$$

где e - эксцентриситет, максимальное значение которого

$$e_{\max} = k \sqrt[3]{\frac{q}{\eta_{об}}}, \text{ значение } k \text{ берется из таблицы:}$$

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	$< 0,2 \cdot 10^{-3}$	$0,2 \cdot 10^{-3} \dots 0,5 \cdot 10^{-3}$	$> 0,5 \cdot 10^{-3}$
k	0,1	0,08	0,06

$R = D/2$ - радиус статора, определяемый $R = r + e + \delta$, где r - радиус ротора; δ - зазор между статором и ротором, приближенно принимается $\delta = 1 \cdot 10^{-3}$ м. С учетом толщины пластин

$$q = 2eB(\pi R - b_{nl}Z), \quad (2.7)$$

где B - ширина пластины (ротора), приближенно определяемая из $B = 2kz$; b_{nl} - толщина пластины, рассчитываемая из условий прочности; Z - число пластин (четное, в пределах $Z = 4 \dots 12$).

Теоретический крутящий момент на валу насоса

$$M_T = \frac{qP_n}{2\pi}. \quad (2.8)$$

Средняя скорость рабочей жидкости в окнах всасывания $W_{вс} = (0,25 \dots 0,30)$ м/с; длина пластин насоса $l_{nl} = (0,6 \dots 0,8)r$; глубина заделки пластин в роторе $l_3 = 0,5 l_{nl}$.

Гидроаккумулятор - емкость, предназначенная для аккумуляции и возврата энергии рабочей жидкости, находящейся под давлением, вследствие сжатия и расширения газа.

Гидроаккумулятор представляет собой закрытый сосуд с двумя изолированными друг от друга камерами. В одной из камер находится газ (азот) с некоторым начальным давлением предварительной зарядки $p_{п.з.}$.

Другая камера присоединяется к линии высокого давления гидросистемы. При подаче жидкости в эту камеру объем ее увеличивается, объем газовой камеры уменьшается, вследствие чего давление газа повышается, достигая к концу зарядки некоторого максимального значения p_{max} .

Гидроаккумуляторы на ЛА в основном используются в качестве вспомогательных и реже самостоятельных источников энергии.

Кроме того, они могут выполнять функции: сглаживания пульсации потока жидкости после насоса; компенсации утечек в системе; обеспечения режима холостого хода насоса совместно с автоматом разгрузки насоса.

При применении гидроаккумуляторов возможно ограничить мощность насосов средней мощностью потребителей, поскольку эпизодически пики подачи можно обеспечить за счет энергии гидроаккумулятора.

По конструктивной схеме различают два типа гидроаккумуляторов: цилиндрические (поршневые) и сферические (мембранные) (рис. 2.18). Недостатком первых является трение поршня в цилиндре, на преодоление которого расходуется энергия гидроаккумулятора, а также возможность нарушения герметичности в соединении поршня и цилиндра. Кроме того, при наличии трения возможны скачкообразные движения поршня и, как следствие, колебания давления. Эти недостатки практически устранены в гидроаккумуляторах, в которых среды разделяются с помощью эластичной диафрагмы (рис. 2.18, б). Такие гидроаккумуляторы меньше по массе, более компактны, обладают хорошей чувствительностью к изменению давления. Однако они менее надежны из-за возможности разрыва мембраны и поэтому на самолетах последних лет выпуска применяются реже.

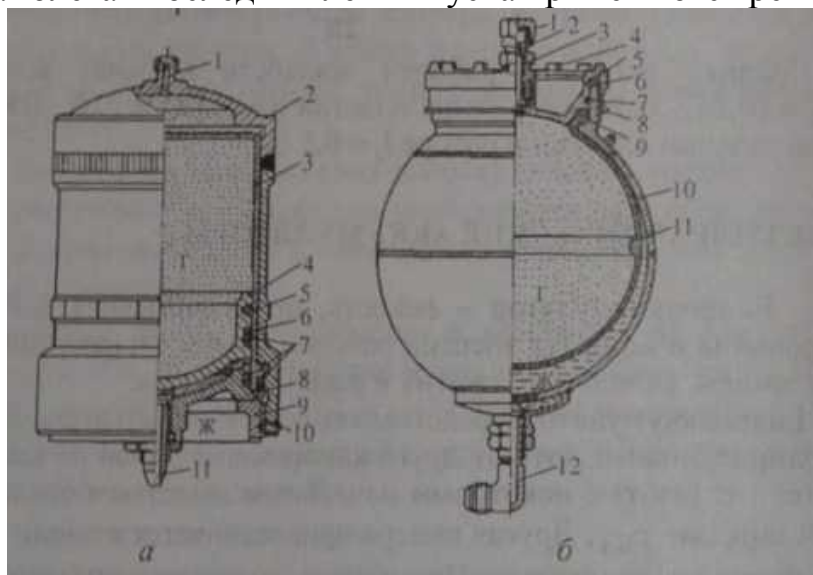


Рис. 2.18 Гидроаккумуляторы: а - цилиндрический: 1 - зарядный штуцер, 2 - корпус, 3 - гильза, 4 - поршень, 5 - сальник, 6 - защитное кольцо; 7 - уплотнение, 8 - вкладыш, 9 - гайка, 10 - винт, 11 - штуцер; б - сферический: 1 - заглушка, 2 - зарядный штуцер, 3 - пружина, 4 - стержень с конусом, 5 - крышка, 6 - штифт, 7 - уплотнение, 8 - гайка, 9 - горловина, 10-корпус, 11 -диафрагма, 12- штуцер

В настоящее время в закрытых гидросистемах применяются и двухкамерные жидкостные гидроаккумуляторы, схема которых и их включение в гидросистему показаны на рис. 2.19. Вторая жидкостная камера гидроаккумулятора, соединенная с линией слива закрытой гидросистемы (бак отсутствует), создает необходимое давление всасывания, обеспечивая бескавитационный режим работы насоса.

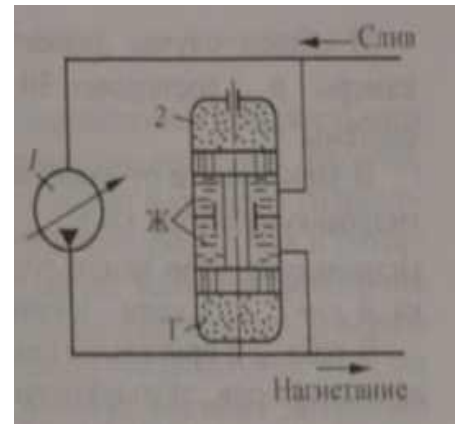


Рис. 2.19. Схема включения в систему двухкамерного жидкостного гидроаккумулятора: Г - газовая камера; Ж - жидкостная камера, 1 - насос, 2 - двухкамерный гидроаккумулятор

Работа гидроаккумулятора характеризуется процессами зарядки (увеличение объема жидкостной камеры и уменьшение объема газовой при увеличении давления нагнетания) и разрядки, которые описываются уравнением $pV^n = \text{const}$, где n - показатель политропы, равный 1,3 (рис. 2.20, а).

При быстрой зарядке происходит нагрев газа, и после зарядки уровень общей энергии уменьшается вследствие уменьшения тепловой энергии. Происходит процесс стабилизации давления (рис.2.20,б).

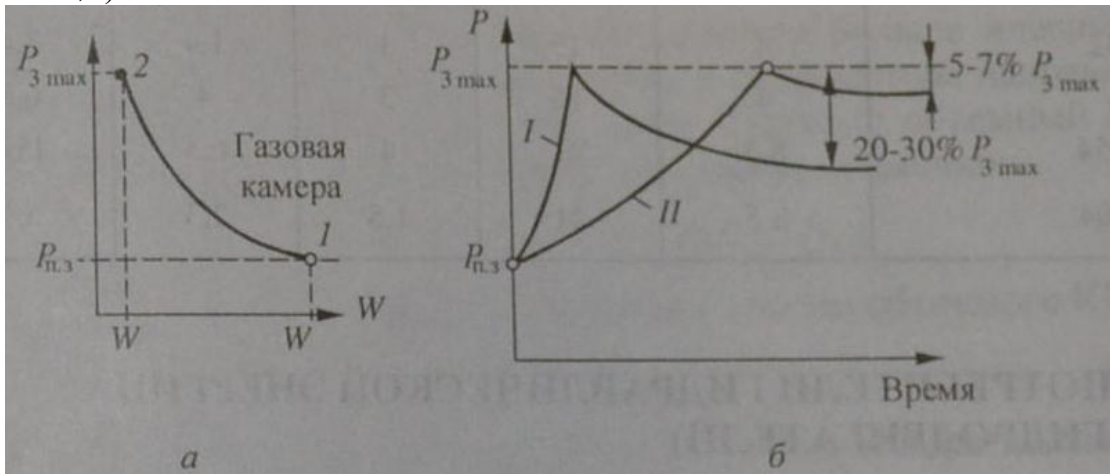


Рис. 2.20. Диаграмма работы гидроаккумулятора (а) и график стабилизации давления (б): I- быстрая зарядка; II- медленная зарядка

Установлено, что наибольшая энергоемкость гидроаккумулятора будет $P_{н.з} / P_{зmax} = 0,422$.

В общем случае давление предварительной зарядки газовой камеры $p_{н.з}$ составляет 30...50 % от рабочего давления гидросистемы.

В зависимости от давления предварительной зарядки жесткость гидроаккумулятора $i = P_{зmax} / P_{н.з}$ принимается равной 3...3,5, если гидроаккумулятор используется для уменьшения пульсации потока, и $z = 2...2,3$, если - в качестве источника питания.

В табл. 2.2 приведены некоторые сравнительные данные гидроаккумуляторов, эксплуатирующихся в гидросистемах отечественных пассажирских и транспортных самолетов.

Параметры гидроаккумуляторов

Таблица 2.2 - Параметры гидроаккумуляторов

Тип самолета	Давление предварительной зарядки газовой камеры, МПа	Рабочее давление, МПа	Объем жидкостной камеры, л	Общий объем гидроаккумулятора, л	Масса, кг
Ил-114, Ил-76, Ил-76, Ил-86 Ил-96-300	10	21	1,5	2,2	7,2
Як-42	4	15	1	1,4	3,4
	4	15	3	4	6,8
Ту-154	8,5	21	4	6,5	15,4
Ту-204	8,5	21	1,5	2,3	6,5

2.2 Потребители гидравлической энергии (гидродвигатели)

К объемным гидродвигателям относятся:

- гидромоторы, использующие энергию потока жидкости и сообщающие выходному валу неограниченное вращательное движение;
- гидроцилиндры, сообщающие выходному звену поступательное движение;
- поворотные гидродвигатели, сообщающие выходному валу ограниченное вращательное движение.

2.2.1 Гидромоторы

Гидромотор - это объемный гидродвигатель вращательного движения. Благодаря свойству обратимости роторных насосов, большинство из них могут быть использованы в качестве гидромоторов, поэтому гидромоторы классифицируют так же, как и роторные насосы, т. е. разделяют на шестеренные, винтовые, шиберные (пластинчатые) и поршневые (радиальные и аксиальные). В конструкции гидромоторов, однако, можно заметить некоторые отличия от соответствующих роторных насосов, обусловленные различным функциональным назначением этих гидромашин. Так пластинчатый гидромотор в отличие от насоса имеет пружины, которые выталкивают пластины из прорезей ротора и тем обеспечивают пуск гидромотора. В аксиально-поршневых гидромоторах устанавливается угол наклона блока цилиндров (до 40°) больший, чем у таких же насосов (до 30°).

Наибольшее распространение в гидроприводах самолетов получили роторно-поршневые гидромоторы.

Так же как и роторный насос, гидромотор характеризуется прежде всего рабочим объемом, т. е. идеальным расходом жидкости через гидромотор за один оборот ротора

$$q_{zm} = Q_{ud} / n. \quad (2.9)$$

Действительный расход через гидромотор больше идеального потому, что в отличие от насоса утечки в гидромоторе направлены в ту же сторону, что и основной поток. Поэтому объемный КПД гидромотора выражается не так, как для насоса, а именно:

$$\eta_0 = Q_{ud} / Q_d = Q_{ud} / (Q_{ud} + Q_{ym}) \quad (2.10)$$

Частота вращения вала гидромотора с учетом объемного КПД

$$n = Q_d \eta_0 / q_{zm}. \quad (2.11)$$

Перепад давления на гидромоторе определяется разностью между давлениями на входе и на выходе, т. е.

$$\Delta p_{zm} = p_{вх} - p_{вых}. \quad (2.12)$$

Полезная мощность гидромотора равна произведению крутящего момента на его валу на угловую скорость вала:

$$N_{II} = M \omega. \quad (2.13)$$

Мощность, потребляемая гидромотором,

$$N = Q_d \Delta p_{zm}. \quad (2.14)$$

Отношение N_{II}/N определяет общий КПД гидромотора, который, так же как и в случае роторного насоса, равен произведению двух частных КПД - объемного и механического, т. е.

$$\eta = N_{II} / N = \eta_0 \eta_m. \quad (2.15)$$

Перепишав последнее выражение в виде

$$M \omega = \eta_0 \eta_m Q_d \Delta p_{zm}. \quad (2.16)$$

и заменив $\omega = 2 \pi n$, с учетом предыдущих формул после сокращения на n и η_0 получим выражение для момента на валу гидромотора

$$M = q_{zm} \Delta p_{zm} \eta_m / (2\pi). \quad (2.17)$$

В этой формуле выражение

$$M_{ид} = \Delta p q_{эм} / 2\pi \quad (2.18)$$

называют идеальным моментом, потребляемым насосом или развиваемым гидромотором без учета потерь энергии.

КПД гидромоторов, так же как и роторных насосов, определяется по теории подобия роторных гидромашин.

2.2.2 Гидроцилиндры

Гидроцилиндры широко применяются в авиационных гидросистемах в качестве силовых приводов линейного перемещения как достаточно совершенные механизмы, работающие с высокой надежностью.

Гидроцилиндр одностороннего действия (рис. 2.21, а) имеет плунжер 1, перемещаемый силой давления жидкости в одну сторону. Обратный ход плунжера совершается под действием внешней силы F , если она действует непрерывно, или пружины 2. Единственное наружное уплотнение плунжера состоит из основного 5, и грязезащитного 3' уплотняющих элементов. Гидроцилиндр двустороннего действия (рис. 2.21, б) имеет поршень 4 и односторонний шток 5 с внутренним 6 и наружным 7 уплотнителями. В этой схеме развиваемые усилия на штоке и скорости перемещения поршня со штоком зависят от направления подачи жидкости: в полость с полным сечением S или с кольцевым сечением S' .

Для получения полной симметрии сил и скоростей применяют гидроцилиндры с двусторонним штоком (рис. 2.23) с одним внутренним 1 и двумя 2 и 3 наружными уплотнениями. В этом случае конструкция с закрепленным штоком (рис. 2.23, а) в полтора раза короче, чем конструкция с закрепленным цилиндром (рис. 2.17, б).

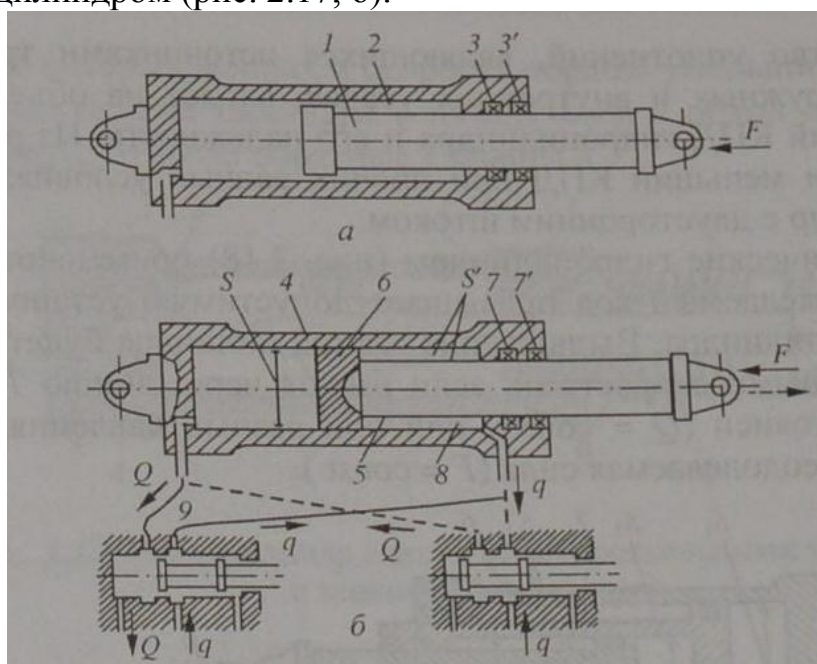


Рис. 2.21. Схема гидроцилиндра: а - одностороннего действия с возвратной пружиной; б - двустороннего действия с управлением по дифференциальной схеме

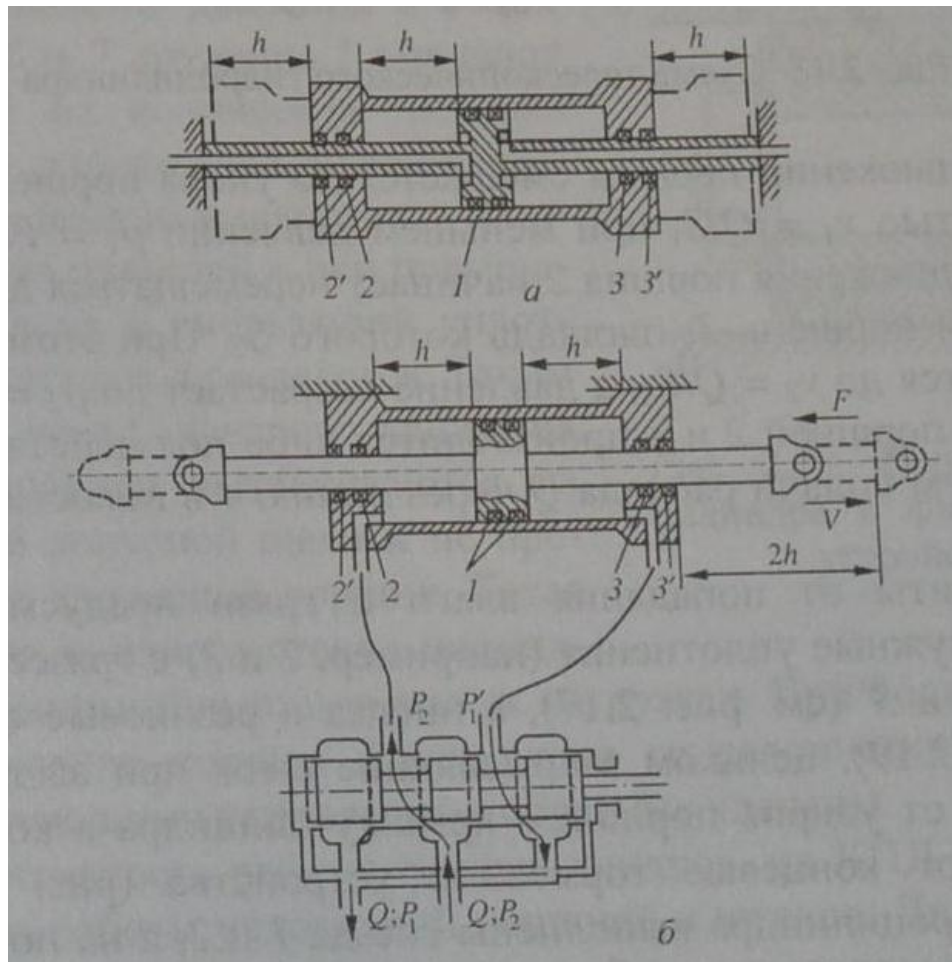


Рис. 2.22. Гидроцилиндр с двусторонним штоком: *а* - с закрепленным поршнем; *б* - с закрепленным цилиндром и золотником управления

Количество уплотнений, являющихся источниками трения и местами наружных и внутренних утечек, влияет на объемный и механический КПД гидроцилиндра и его надежность. Из рассмотренных схем меньший КПД при прочих равных условиях имеет гидроцилиндр с двусторонним штоком.

Телескопические гидроцилиндры (рис. 2.23) применяют в случаях, когда желаемый ход превышает допустимую установочную длину гидроцилиндра. Выдвижение секций цилиндра будет происходить с разными скоростями, если расход через линию *I* от источника постоянен ($Q = \text{const}$), или при разных давлениях, если постоянна преодолеваемая сила ($F = \text{const}$).

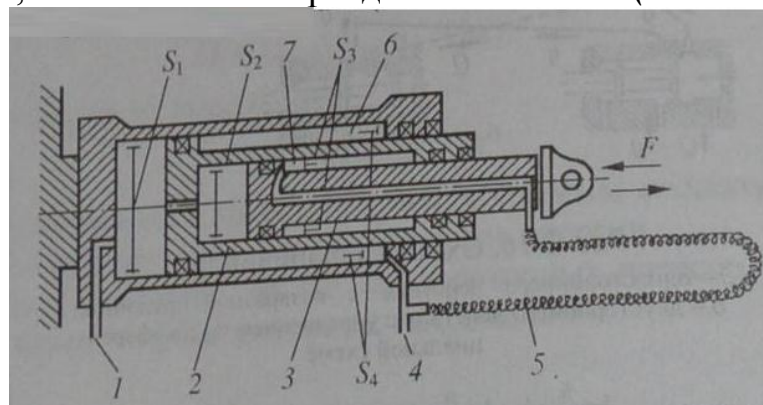


Рис. 2.23. Схема телескопического гидроцилиндра

При выдвигении первым смещается до упора поршень 2 с малой скоростью $v_1 = Q/S_1$ при меньшем давлении $p_1 = F/S_1$. После полного выдвигения поршня 2 начинает перемещаться до полного выдвигения поршень 5, площадь которого S_2 . При этом скорость увеличивается до $v_1 = Q/S_2$, а давление возрастает до $p_2 = F/S_2$. Обратный ход поршней 2 и 3 производится либо под действием силы F , либо путем подачи расхода Q через линию 4 в полости 6 и 7 через рукав 5.

Для защиты от попадания влаги и грязи предусматривают двойные наружные уплотнения (например, 2 и 5) с грязесъемными кольцами 2' и 5' (см. рис. 2.22), а иногда и резиновые сильфоны (5, см. рис. 2.24), целиком закрывающие шток при выдвигении. Для защиты от ударов поршня о крышку цилиндра в конце хода устанавливают концевые тормозные устройства (рис. 2.24). В крышках гидроцилиндра выполнены гнезда 7 и 2, а на поршне соответствующие им цилиндрические выступы 6 и 7, образующие с гнездами малые зазоры. В конце хода кольцевой объем жидкости 5 будет выдавливаться через дроссель 3 и кольцевую щель, сопротивление которых велико, и скорость поршня уменьшится. Для быстрого заполнения цилиндра в начале хода в обход дросселя 3 и щели предусмотрены обратные клапаны 4.

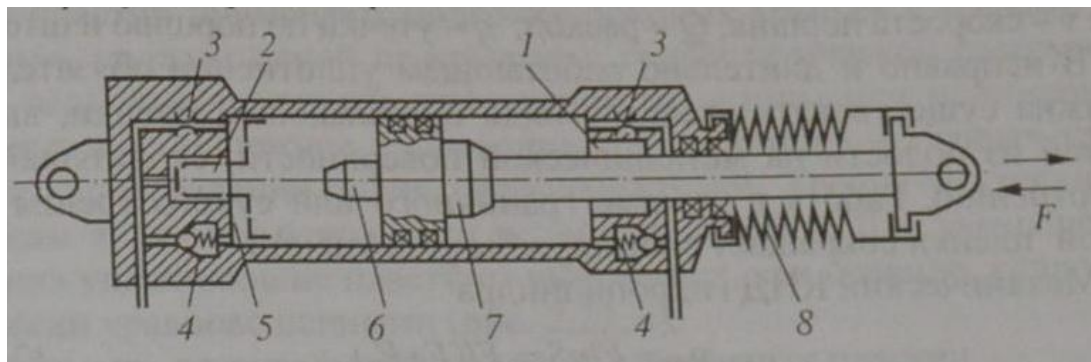


Рис. 2.24. Гидроцилиндр с концевыми дроссельными тормозами и защищенным штоком

Одним из требований к большинству гидроцилиндров является способность удерживать нагрузку при неподвижном поршне без подачи жидкости от насоса. Схема фиксирующего устройства на поршне представлена на рис. 2.25.

При равенстве давлений в обеих полостях 6 и 7 пружины 1 смещают шарики 2 на коническую поверхность 3, и шарики заклинивают поршень. При подаче жидкости от насоса в одну из полостей в ней повышается давление, и скользящий уплотняющий элемент 4 смещается. Таким образом, перед началом движения поршня шарики выталкиваются из кольцевой конусной щели и не препятствуют движению поршня. Такая система из-за износа стенок цилиндров применима только при малых нагрузках. При больших

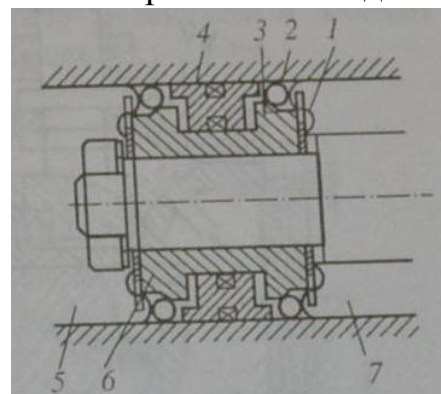


Рис. 2.25. Поршень гидроцилиндра с фиксирующими устройствами

нагрузках положение поршня фиксируется гидравлическими замками, представляющими управляемые обратные клапаны.

Эффективность работы гидроцилиндров, их КПД зависят в основном от работы уплотнений поршней и штоков. Для надежной и продолжительной работы уплотнений и, следовательно, гидроцилиндров необходима высокая чистота обработки рабочих поверхностей цилиндров и штоков.

Объемный КПД гидроцилиндра определяется отношением

$$\eta_0 = vS / Q = vS / (vS + q), \quad (2.19)$$

где v - скорость поршня; Q - расход; q - утечки по поршню и штоку.

В исправно и длительно работающем уплотнении обязательно должна существовать утечка в виде смазывающей пленки, выносимой из полости на металлической поверхности, скользящей по уплотнению. Работа в режиме граничного или сухого трения без такой пленки сокращает срок службы уплотнений.

Механический КПД гидроцилиндра

$$\eta_m = F / pS = F / (F + F_T), \quad (2.20)$$

где p - разность давлений; F_T - сумма сил трения в уплотнениях.

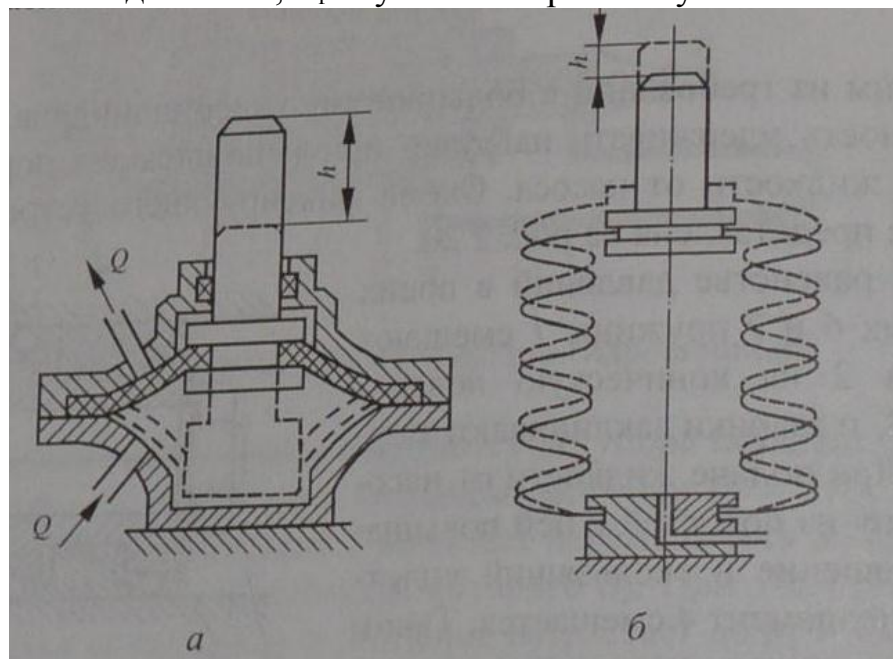


Рис. 2.26. Гидродвигатели поступательного движения: а - мембранный; б - сильфонный

При малых давлениях и перемещениях h в качестве гидро- и пневмодвигателей поступательного движения применяют мембранные (рис. 2.26, а) и сильфонные (рис. 2.26, б) системы.

2.2.3 Поворотные гидродвигатели

На рис. 2.27, а изображен однопластинчатый двухкамерный, а на рис. 2.27, б - двухпластинчатый четырехкамерный двигатели. В конструкции таких гидродвигателей много общего с пластинчатыми гидромашинами. Ротор 4 уплотнен радиально относительно наружного корпуса 3 подвижной 5 и неподвижной 1 пластинами,

которые образуют две или больше дуговые камеры 2 и 2' - рабочие полости, в которые по каналам 6 подается и отводится жидкость. Для уменьшения и устранения внутренних утечек по торцам ротора и пластин применяют подгонку боковых крышек с малыми зазорами, поджим одной из крышек с гидростатической разгрузкой или радиальные упругие уплотнения из резины или полимерных материалов. Надежное уплотнение торцов ротора - главная трудность при создании таких гидродвигателей. Трение и утечки по торцам являются основными потерями энергии. Для уменьшения трения уплотняющие пластины выполняют, как правило, гидростатически уравновешенными (рис. 2.28, в).

Момент, развиваемый каждой из подвижных пластин,

$$m = b(p_2 - p_1)(R - r)(R + r) / 2 = b(p_2 - p_1)(R^2 - r^2) / 2, \quad (2.21)$$

где b — ширина ротора.

Угловая скорость ротора двухкамерного двигателя

$$\omega = 2Q / ((R^2 - r^2)b). \quad (2.22)$$

При четырехкамерном гидродвигателе развиваемый момент увеличивается, а угловая скорость уменьшается в 2 раза.

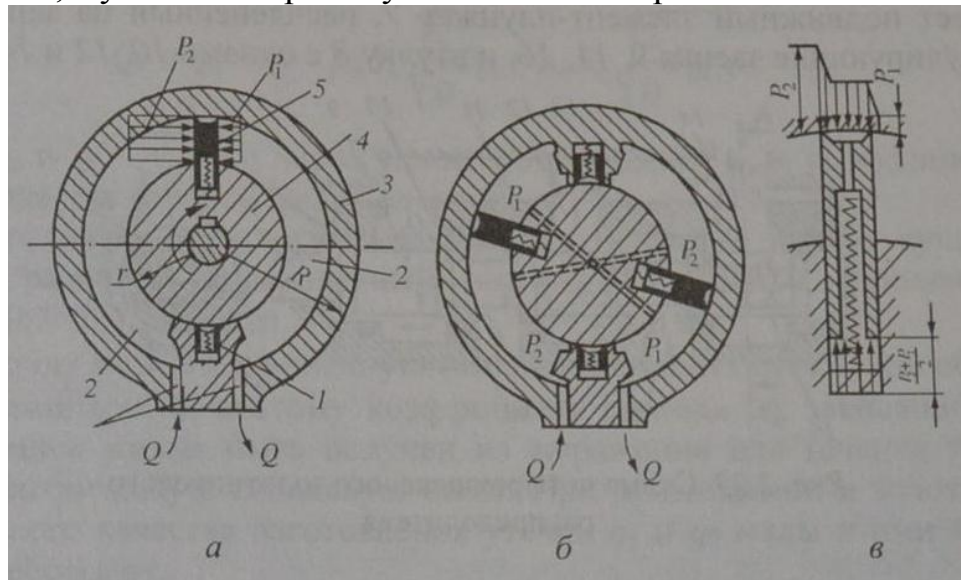


Рис. 2.28. Поворотные гидродвигатели: а - двухкамерный; б - четырехкамерный; в - гидростатически разгруженная пластина

Так как применение многокамерных систем сокращает возможный угол поворота ротора, число камер более четырех применяют редко.

2.3 Гидроаппаратура

2.3.1 Гидрораспределители

Гидрораспределитель - это гидроаппарат, предназначенный для изменения направления потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях в результате внешнего управляющего воздействия. По числу внешних гидролиний, подводимых к распределителю, гидрораспределители подразделяются на двухлинейные, трехлинейные и т. п.; в зависимости от

числа фиксированных или характерных позиций запорно-регулирующего органа - на двухпозиционные, трехпозиционные.

Гидрораспределители разделяют по типу запорно-регулирующих элементов на золотниковые, крановые и клапанные.

Золотниковые гидрораспределители. Четырехщелевой золотниковый распределитель (рис. 2.28) выполняет функции позиционного переключателя и может выполнять **регулирующие** функции, т.е. плавно и непрерывно изменять скорость и направление движения поршня в гидроцилиндре. Он предназначен для управления движением жидкости по четырем гидролиниям. Распределитель имеет подвижный элемент-плунжер 7, рассчитанный на запорно-регулирующие звенья 9, 11, 16, и втулку 5 с окнами 10, 12 и 14.

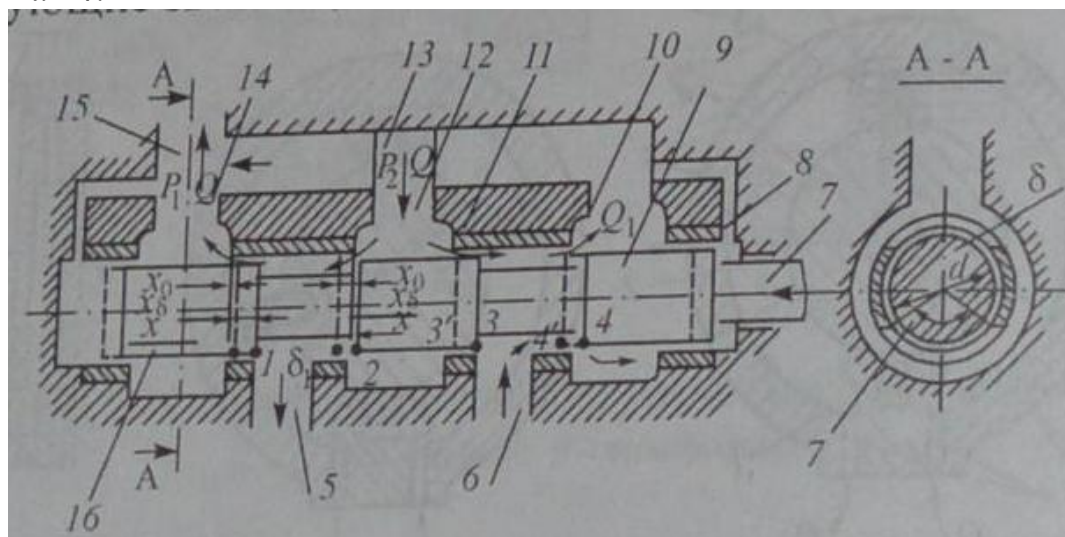


Рис. 2.28. Схема четырехщелевого золотникового распределителя

Обычно к среднему окну 12 по линии 13 от питающей установки подводится жидкость (Q) под давлением P_2 . Отверстия 5 и 6 соединены с гидроцилиндром, а окна 10 и 14 - с отводящей линией 15, присоединенной к области слива жидкости, давление в которой P_1 мало. Для уменьшения утечек q зазор 5 между плунжером 7 и втулкой 8 должен составлять 3...5 мкм, а размеры звеньев плунжера и окон должны быть такими, чтобы при среднем положении 1, 2, 3, 4 рабочие кромки образовывали перекрытие окон X_0 , т.е. распределитель имел положительное перекрытие. В среднем положении он способен с точностью до утечек запирать поршень в гидроцилиндре. При смещении плунжера кромки переходят в положение 1, 2, 3, 4. Кромки 2 и 4 образуют рабочие щели $X_b = X - X_0$, проходное сечение которых $S_b = \pi d b \psi$, где d - диаметр плунжера; $b = \sqrt{X_b^2 + \delta^2}$ - полная ширина щели при среднем радиальном зазоре δ ; $\psi = \varphi / \pi$ - часть периметра втулки, образующая щель (рис. 2.28).

Кромки 1 и 3 образуют уплотняющие щели протяженностью $X_\delta = X + X_0$ с проходным сечением $X_\delta = \pi d \delta \psi$.

В соответствии с рис. 2.28 уравнение расходов для отдающей полости 5,

из которой в гидродвигатель направляется расход Q_2 , имеет вид:

$$Q_2 = Q_2 - q_2 = \mu_b S_b \sqrt{\frac{2}{\rho} P_{b2}} - \mu_\delta S_\delta \sqrt{\frac{2}{\rho} P_{\delta 2}} \quad (2.23)$$

а для приемной полости **б**

$$Q_2 = Q_1 - q_1 = \mu_b S_b \sqrt{\frac{2}{\rho} P_{b1}} - \mu_\delta S_\delta \sqrt{\frac{2}{\rho} P_{\delta 1}} \quad (2.24)$$

где q_1 и q_2 - утечки через уплотняющие щели; μ_δ — коэффициент расхода для рабочей щели золотника.

Поскольку в золотниковых щелях большей частью существует развитый турбулентный поток ($Re > 1000$), принимают $\mu_b \approx 0,7 \dots 0,72 \approx const$.

Ввиду малой ширины δ уплотняющих щелей поток в них обычно ламинарный, поэтому коэффициент расхода зависящий от давления, может быть получен из выражения для течения через эксцентрическую кольцевую щель. При неизношенном золотнике высокого качества изготовления утечки q_1 и q_2 малы и ими часто пренебрегают.

На рис. 2.29 изображена характеристика золотникового распределителя. При малых зазорах δ (3...5 мкм) утечки q невелики, поэтому на рисунке их значение, соизмеримое с точностью построения, не откладывалось. На характеристике показаны линейные зависимости $Q_2 \approx Q_b = f(x)$ для нескольких постоянных значений перепада давления P_b на щели. При малых смещениях X их линейность нарушается. Причиной этого является соизмеримость в данной области величин X_b и δ , т. е. нелинейность $b = f(x)$ и переменность коэффициентов расхода μ_b , и μ_δ . Штриховыми линиями показаны лучи $Q_u = f(x)$, представляющие собой характеристики идеального золотникового распределителя без перекрытия ($X_0 = 0$) и без уплотняющего зазора ($\delta = 0, q = 0$) при $\mu_b = 0,7$.

Линейность связи между расходом Q и смещением X_b является важнейшим свойством золотникового распределителя как регулирующего устройства.

На рис. 2.30 показаны запорно-регулирующие элементы трех возможных типов: с положительным ($t > m$), нулевым

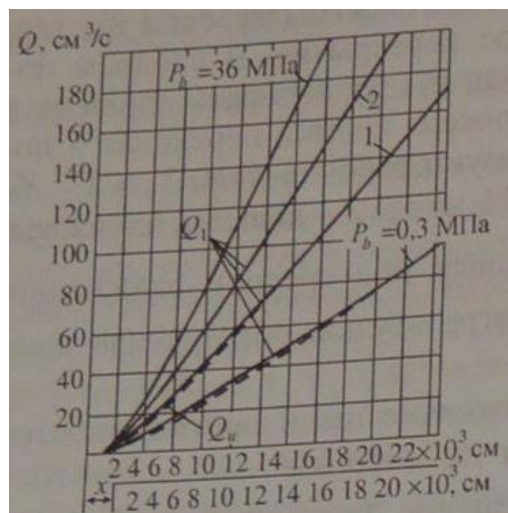


Рис. 2.29. Характеристика золотникового распределителя

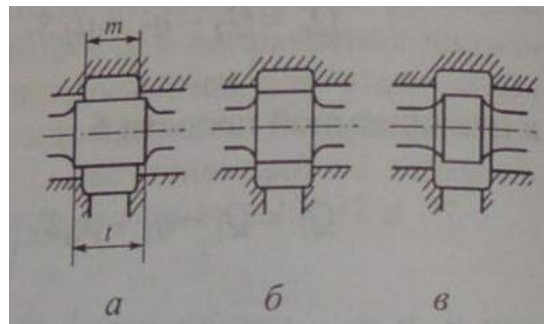


Рис. 2.30 Запорно-регулирующие элементы с перекрытием: а - положительным; б - нулевым; в - отрицательным

($t=m$) и отрицательным ($t<m$) перекрытиями.

При положительном перекрытии образуются наиболее протяженные уплотняющие щели X_δ с гильзой. Это уменьшает утечки или при выбранных допустимых утечках позволяет использовать распределители с большими зазорами δ , что снижает трудоемкость изготовления и уменьшает износ золотника. Распределители со значительными положительными перекрытиями и зазорами $\delta \approx 0,01$ мм широко используют для позиционного перекрытия гидролинии. Для регулирования работы гидродвигателей они малопригодны, так как при переходе через нейтральное положение создают ощутимую зону нечувствительности, в которой гидродвигатель практически не реагирует на изменение смещения.

Наиболее благоприятно для систем регулирования нулевое перекрытие, которое допускает отсутствие зоны нечувствительности. По причине технологических ограничений при изготовлении оно неосуществимо. Поэтому, как правило, для регулирующих золотниковых распределителей используют малое положительное перекрытие.

Золотниковые распределители с отрицательным перекрытием применяют сравнительно редко. Управление работой гидродвигателя при помощи такого распределителя возможно, но связано со значительными утечками, а регулировочные характеристики системы при этом нелинейны. Преимуществом негерметичного золотникового распределителя являются большая плавность регулирования, исключая возможность появления автоколебаний в гидропередаче, а также свободный перепуск жидкости через щели при нейтральном положении золотника и неработающем гидродвигателе.

В настоящее время наряду с гидрораспределителями с цилиндрическими золотниками в гидроприводах применяют гидрораспределители с плоскими золотниками, которые более технологичны и просты в изготовлении, чем цилиндрические.

На рис. 2.31 показана схема распространенного в самолетных гидросистемах распределителя ручного управления.

Плоский распределительный элемент 2 скользит по плоскому основанию (зеркалу) корпуса 3, будучи прижат к нему через втулку 1 пружиной 4 и усилием давления P жидкости.

Усилие, с которым элемент 2 прижимается к зеркалу:

$$F = P_{пр} + \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} P, \quad (2.25)$$

где $P_{пр}$ - усилие пружины; D и d - внешний диаметр втулки и отверстия в ней, по которому жидкость поступает к гидродвигателю.

Диаметр D втулки подбирается так, чтобы устранить возможность ее

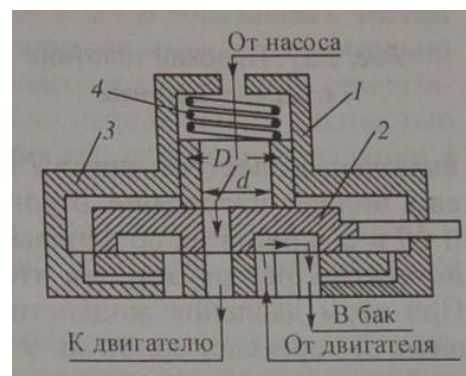


Рис. 2.31 Плоский гидрораспределитель

отжима (раскрытия уплотнения) усилием давления жидкости в зазоре между скользящими деталями. Усилие пружины должно быть таким, чтобы был обеспечен плотный контакт при нулевом и малом давлении в системе с учетом трения уплотнительных колец.

Плоские золотники изготавливают также и с серводействием (рис. 2.32). Распределитель его состоит из шариковых клапанов-датчиков **12** и **3** с электромагнитным приводом **1** и **2**, управляемого этим датчиком плоского золотника **9**, осуществляющего подачу к двигателю основного потока жидкости.

Когда электромагниты **7** и **2** не возбуждены, шариковые 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, поэтому плоский золотник **9** центрируется, блокируя рабочие выходные окна **8** и **7**. При включении электромагнита **7** 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, действующей на внутренний поршень **5**, переведет золотник **9** в положение, при котором жидкость под давлением будет проходить через центральное окно **13** золотника **9** и далее через рабочее окно **8** к цилиндру.

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 свое верхнее седло, в результате чего равновесие сил давления восстанавливается, и золотник возвращается в нейтральное положение.

При включении электромагнита **2** система 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** с и возвращается в нейтральное положение за **0,03** с.

Описанный распределитель применяют на гражданских самолетах при рабочих давлениях до **300** кг/см². Распределитель отличается малым весом, который при расходе жидкости **75** л/мин не превышает **1** кг, а также высоким быстродействием - золотник перемещается от нейтрального в любое крайнее положение за **0,02...0,03** с.

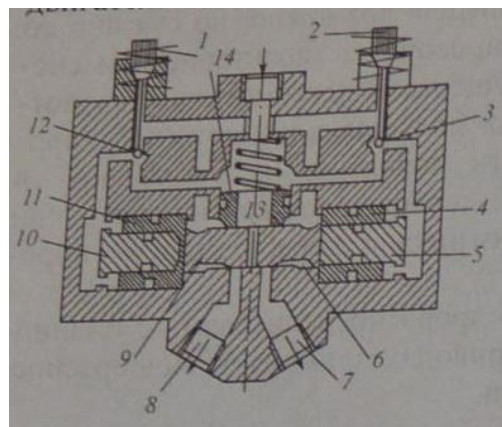


Рис. 2.32. Плоский золотник с серводействием

При обработке плоскостей золотника **9** и контактирующих с ними поверхностей втулки **14** и корпуса должны быть обеспечены их плоскостность и высокая чистота ($\nabla 10 - \nabla 12$).

Преимуществом этих распределителей является возможность получения на гражданских самолетах высокой герметичности, а также отсутствие опасности заклинивания подвижных элементов и высокий срок службы. Увеличение утечек жидкости с повышением температуры происходит в плоских распределителях менее интенсивно (в 5..6 раз), чем в цилиндрических золотниках, что объясняется автоматической компенсацией зазора в этих распределителях. Поскольку зазор между перемещающимися деталями плоского распределителя мал (величина его определяется толщиной несущей масляной пленки), проникновение в зазор абразивных частиц затруднено, поэтому плоские распределители имеют относительно высокий срок службы. Кроме того, благодаря свободной ориентации подвижного элемента относительно неподвижного полностью устраняется возможность заклинивания его даже при попадании в зазор твердых загрязнений.

Крановые гидрораспределители. Крановый распределитель — устройство, в котором распределение жидкости осуществляется поворотом пробки крана.

Крановые гидрораспределители работают в основном от внешнего механического воздействия. Подвижным элементом (запорно-регулирующим органом) является цилиндрическая или коническая пробка, совершающая вращательное (поворотное) движение. Зазор между пробкой и корпусом выбирается таким, чтобы при требуемой герметичности обеспечивалась легкость хода рукоятки при повороте. Для цилиндрических пробок зазор обычно составляет 0,01...0,02 мм. С целью уменьшения трения цилиндрические пробки крановых распределителей монтируются на подшипниках качения для замены трения скольжения трением качения. В таких распределителях при давлении до 20 МПа момент трения не превышает 0,01 Нм, а утечки составляют не более 300 мм³/с.

На рис. 2.33 показана схема четырехлинейного трехпозиционного гидрораспределителя, корпус **1** которого снабжен игольчатыми подшипниками **2**. Недостатком крановых распределителей является необходимость разгрузить пробку от статических сил давления, которые прижимают пробку **3** к одной стороне, увеличивая силу трения и затрудняя поворот пробки вокруг оси. По этой причине гидрораспределители кранового типа применяют в системах с рабочим давлением до 10 МПа.

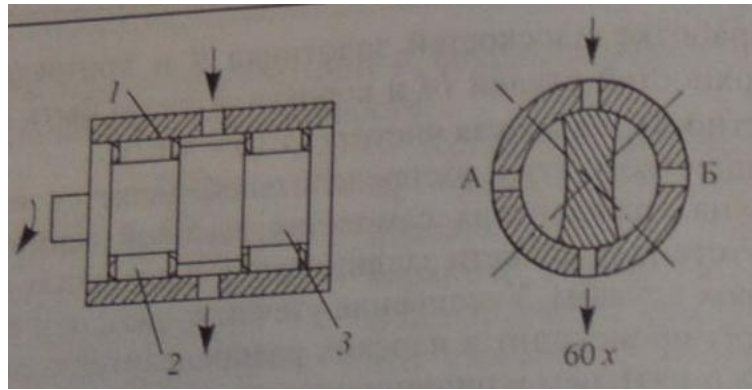


Рис. 2.33. Гидрораспределитель крановый

Пробки и корпуса кранов обычно изготавливают из одного металла, в частности из латуни. При разных металлах может произойти заклинивание пробки вследствие теплового расширения.

В более ответственных случаях при требовании малых размеров распределителя, но при высоких давлениях и необходимости высококачественной герметичности используют плоские поворотные краны (рис. 2.34). Герметичность обеспечивается обработкой плоскостей **5, 6, 8** и **9** по высшим классам точности, а легкая управляемость - хорошей гидростатической уравновешенностью крана. Устройство крана такого типа близко по конструкции описанному выше плоскому золотниковому распределителю. На поверхностях **6** и **8** крана выполнены дуговые пазы **1** и **2**, соединенные отверстиями **7**. Отверстия **1** и **2** соединены соответственно с питающей установкой и областью слива, а отверстия **3** и **4** - с управляемым объектом (гидродвигателем). Благодаря идентичности торцов **8** и **6** кран полностью гидростатически уравновешен и легко вращается при высоких давлениях.

Поворот крана на 90° позволяет осуществлять реверс гидродвигателя, а поворот на 45° - его блокировку.

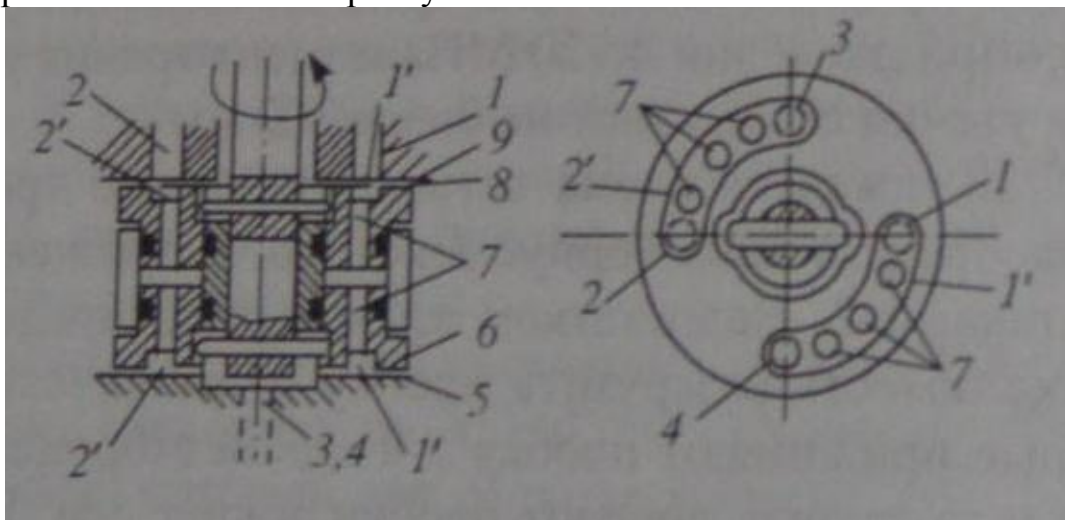


Рис. 2.34. Крановый торцовый, гидростатически уравновешенный распределитель

Клапанные гидрораспределители. В гидросистемах летательных аппаратов, в особенности в следящих гидросистемах, широко распространены клапанные распределители, применение которых обеспечивает высокую чувствительность, достигаемую благодаря возможности нулевого перекрытия проходных окон. Эти распределители также просты в изготовлении, надежны в эксплуатации и обеспечивают высокую герметичность.

Принцип действия клапанного распределителя показан на рис. 2.35. Клапаны приводятся в действие непосредственно вручную и с помощью различных механических и электротехнических устройств.

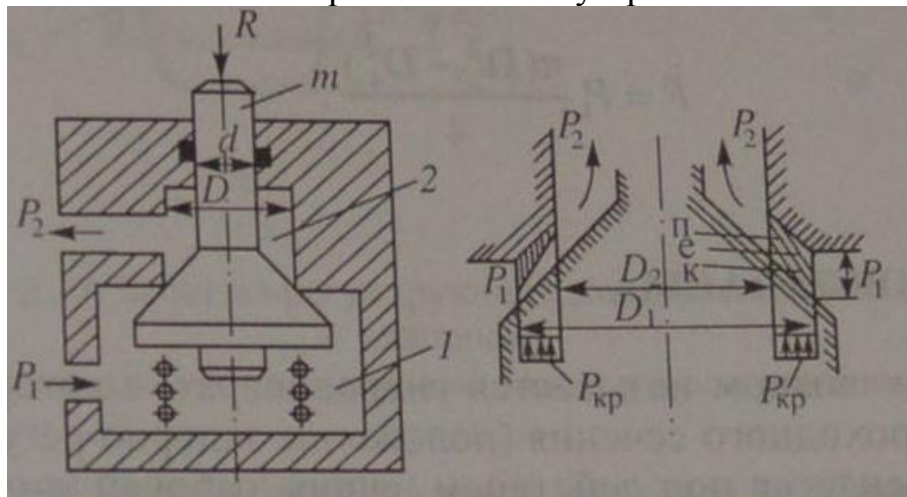


Рис. 2.35. Расчетные схемы конусных клапанных распределителей

Недостатком клапанных распределителей, представленных на рис. 2.30, являются большие усилия, которые необходимы для преодоления давления жидкости на поверхность клапана и усилия пружин. Поэтому разгрузка распределителей от сил давления жидкости на их рабочие элементы имеет большое практическое значение, так как при высоких давлениях на ручке управления могут возникнуть большие усилия, затрудняющие работу оператора, а также ограничивающие применение клапанов в гидросистемах автоматики, особенно при высоких перепадах давления и при больших проходных сечениях.

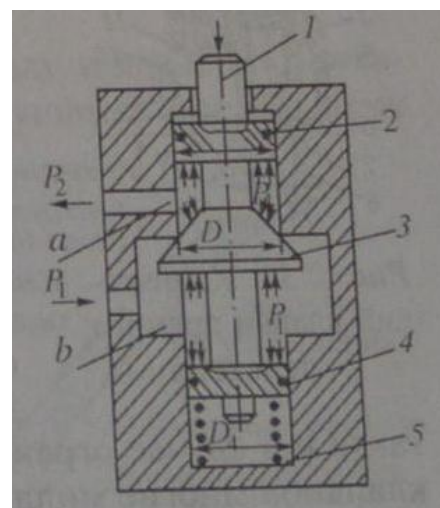


Рис. 2.36. Схема разгруженного клапанного распределителя

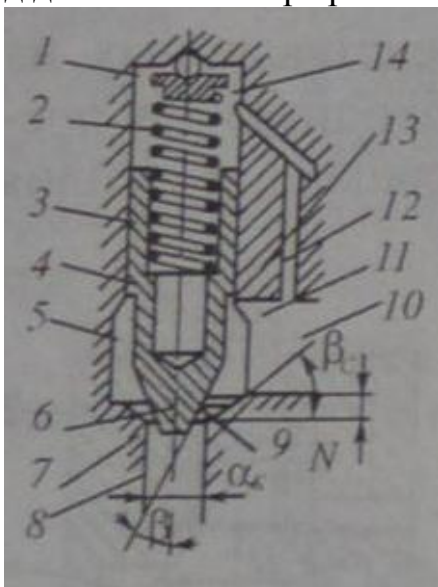
Для разгрузки клапана от силы давления жидкости применяют различные средства, одним из которых является уравнивание этой силы (рис. 2.36). Клапан 3 в нижней своей части снабжен уравнивающим поршнем 4; если диаметр D_4 этого поршня будет равен диаметру D седла клапана, последний будет разгружен от статических сил давления P_1 жидкости в камере *b*. Для разгрузки клапана *a*

от давления P_2 жидкости в камере a применен второй поршень 2 диаметром D_2 . Из схемы видно, что при условии $D = D_4 - D_2$ клапан будет полностью статически уравновешен от сил действия давления жидкости. К седлу он в этом случае будет прижат лишь усилием пружины 5 . В случае $D_4 > D$ к усилию пружины добавится усилие давления жидкости на уравновешенную площадь, прижимающее клапан к седлу.

$$P = P_1 \frac{\pi(D^2 - D_4^2)}{4}. \quad (2.26)$$

2.3.2 Гидроклапаны

Гидроклапаном называется гидроаппарат, в котором степень открытия проходного сечения (положение запорно-регулирующего органа) изменяется под действием напора рабочей жидкости, проходящей через него.



Клапан (рис. 2.37) имеет запорно-регулирующий элемент 6 , опирающийся в закрытом положении на седло 7 , направляющую часть 3 , обеспечивающую центровку клапана относительно седла, и пружину 2 (чаще с опорным шарниром 1), размещенные в корпусе 4 . К камере 5 корпуса присоединены подводный 8 и отводящий 10 каналы.

В приведенном клапане открытие Z изменяется в результате непосредственного воздействия потока жидкости пропорционально пропускаемому расходу Q . Такой клапан называют клапаном прямого действия

Рис. 2.37. Конический клапан прямого действия

Клапаны гидросистем в отличие от насосных клапанов соприкасаются с седлом по достаточно острой кромке. При таком контакте и в случае ограниченного числа рабочих циклов (у насосных клапанов многие миллионы циклов) легче обеспечивается хорошая герметичность закрытого канала. Основные типы кромочных запорно-регулирующих элементов «конус на кромке», «кромка на конусе» и золотникового показаны на рис. 2.38.

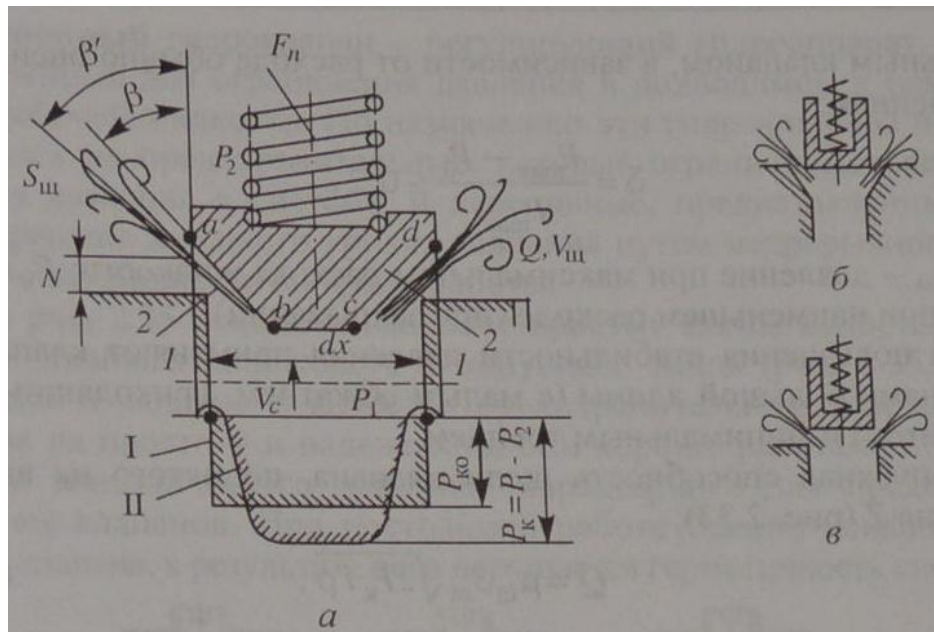


Рис. 2.38. Запорно-регулирующие элементы кромочных клапанов: а — «конус на кромке», б — «кромка на конусе», в — «золотникового типа»

Важной характеристикой клапана является стабильность поддерживаемого им давления в переходных режимах и при различных расходах жидкости. Причинами, приводящими к нарушению стабильности давления, являются неустойчивость действующих на клапан сил: давления жидкости, трение деталей клапана и неудовлетворительная характеристика (жесткость) пружины, причем, чем жестче пружина и чем выше трение, тем больше будет неустойчивость давления.

Типовая характеристика клапана по расходу и давлению показана на рис. 2.39. Давление P_0 , соответствующее наименьшему расходу при закрывании клапана, ниже давления P_n , которое соответствует давлению в начале открывания клапана при цикле повышения давления. Эта разница в давлениях P_n и P_0 обусловлена механическим трением в клапане и при определенных условиях может быть значительной.

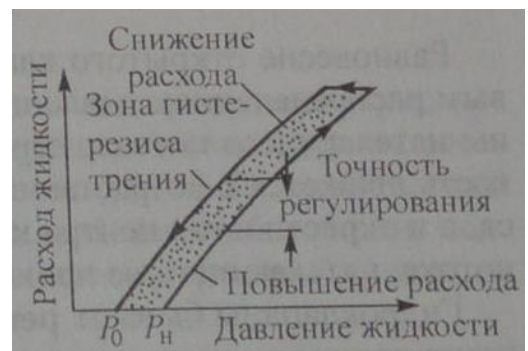


Рис. 2.39. Кривые расхода предохранительного клапана в функции давления жидкости

Степень неравномерности давления, поддерживаемого предохранительным клапаном, в зависимости от расхода обычно оценивают отношением:

$$\delta = \frac{P_{\max} - P_0}{P_{\max}} \leq 0,2, \quad (2.27)$$

где P_{\max} - давление при максимальном расходе жидкости; P_0 - давление при наименьшем расходе (при закрывании).

Для повышения стабильности давления применяют клапаны с пружинами большой длины (с малым обжатием, приходящимся на один

виток) и минимальным трением.

Пропускная способность щели клапана, поднятого на высоту открытия Z (рис. 2.38),

$$Q = \mu_{щ} S_{щ} \sqrt{2P_k / \rho}, \quad (2.28)$$

где $\mu_{щ}$ - экспериментальный коэффициент расхода для кромочных клапанов, зависящий от числа

$$Re = \frac{2Z}{\nu} \sqrt{2P_k / \rho}. \quad (2.29)$$

Площадь щели для кромочных клапанов:

$$S_{щ} \approx \pi d_k Z \sin \beta. \quad (2.30)$$

Равновесие клапана перед началом открытия определяется уравнением

$$F_{по} = P_{ко} S_k,$$

где $F_{по} = C \cdot Z_0$ - усилие пружины, имеющей жесткость C (Н/см) и поджатую на Z_0 (см); $P_{ко}$ - давление открытия, равномерно действующее по площади S_k (эпюра давлений l на рис. 2.33).

$$S_k = \pi d_k^2 / 4. \quad (2.31)$$

Равновесие открытого клапана при подъеме Z определяется новым распределением давления (см. эпюру 2 на рис. 2.38) со стороны натекающего потока: перед щелью и в области щели, где жидкость движется с возрастающими скоростями, давление понижается, а в окрестностях центра клапана, где на него действует реакция потока, натекающего из прохода седла, давление увеличивается.

Гидроклапаны бывают регулирующие и направляющие. К регулирующим в первую очередь относятся клапаны давления, предназначенные для регулирования давления в потоке рабочей жидкости. Наиболее широко применяются напорные и редуцирующие гидроклапаны.

Напорный гидроклапан - регулирующий гидроаппарат, предназначенный для ограничения давления в подводимом к нему потоке рабочей жидкости. По назначению эти гидроклапаны подразделяются на предохранительные, которые ограничивают верхний предел давления в системе, и переливные, предназначенные для поддержания заданного уровня давления путем непрерывного слива рабочей жидкости во время работы.

На рис. 2.40 показаны наиболее простые схемы напорных клапанов. Клапаны шарикового и конусного типов (рис. 2.40, **а**, **б**) применяют обычно в качестве предохранительных, так как, несмотря на простоту и надежность, они хорошо работают только в случае эпизодического действия, характерного для предохранительных клапанов. При постоянной работе быстро изнашивается седло клапана, в результате чего нарушается герметичность системы.

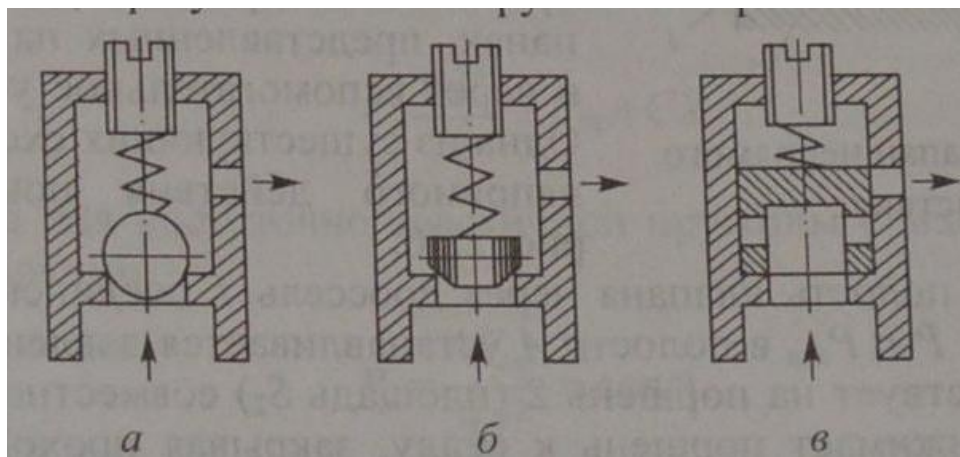


Рис. 2.40. Напорные клапаны: а, б - клапанного типа; в — золотникового типа

Расчет усилия предварительного поджатия пружины при условии, что давление слива близко к нулю, проводится по формуле

$$F_{np} = P_{зад} \frac{\pi d^2}{2}, \quad (2.32)$$

где d - диаметр седла клапана.

В качестве переливных клапанов, для которых характерно непрерывное движение запорно-регулирующего органа, применяются напорные клапаны золотникового типа (рис. 2.40, в). Основной характеристикой переливного клапана является стабильность поддерживаемого им давления $P_{зад}$. Величина измерения $P_{зад}$ определяется соотношением:

$$\Delta P_{зад} = C \frac{X_k - X_0}{S_{эф}}, \quad (2.33)$$

где C - жесткость пружины; X_0 - предварительное поджатие пружины; X_k - конечное поджатие пружины при открытом клапане, зависящее от расхода жидкости через клапан; $S_{эф}$ - эффективная площадь, на которую действует давление $P_{зад}$.

Для повышения стабильности клапана необходимо уменьшить жесткость пружины и увеличить площадь $S_{эф}$. Однако увеличение площади при высоких давлениях приводит к недопустимому росту размеров пружины, а следовательно, и размеров клапана.

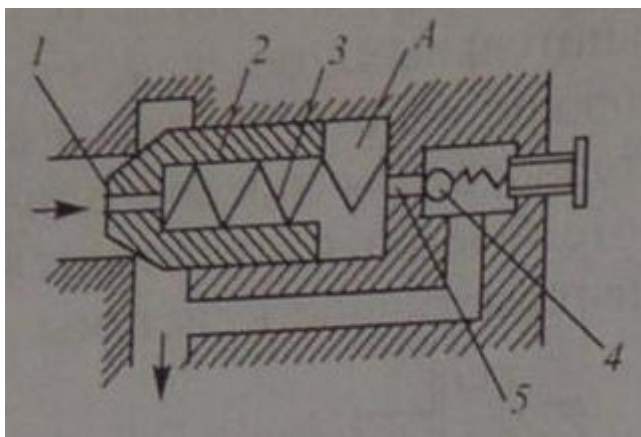


Рис. 2.41. Клапан непрямого действия

Поэтому в системах с высоким рабочим давлением применяют напорные гидроклапаны непрямого действия, в которых поток рабочей жидкости воздействует на запорно-регулирующий орган не непосредственно, как в клапанах, представленных на рис. 2.40, а через вспомогательное устройство. Одна из существующих схем клапана непрямого действия показана на рис. 2.41.

Входная полость клапана через дроссель 1 соединена с полостью А. При $P < P_{зад}$ в полости А устанавливается давление $P_a = P$, которое действует на поршень 2 (площадь S_2) совместно с пружиной 3 и прижимает поршень к седлу, закрывая проход рабочей жидкости. При $P > P_{зад}$ открывается шариковый клапан 4, пружина которого рассчитана на усилие $F_{np} = P_{зад}S_1$, где S_1 - площадь отверстия 5. После открытия шарикового клапана давление в полости А падает и под действием усилия $PS_k > (P_a S_2 + F_{np})$ поршень 2 смещается вправо, открывая проход рабочей жидкости на слив. Достоинством такого клапана является стабильность давления $P_{зад}$ при изменении расхода в широком диапазоне.

Редукционный гидроклапан - регулирующий гидроаппарат, предназначенный для поддержания постоянного давления в отводимом от него потоке рабочей жидкости при условии $P_2 < P_1$, где P_2 - давление в отводимом потоке (давление на выходе); P_1 - давление в подводимом потоке (давление на входе).

Редукционные клапаны обычно устанавливают в системах, где от одного насоса работает несколько потребителей с равным значением рабочего давления. В этом случае насос рассчитывается на максимальное давление, необходимое для работы одного из потребителей, а перед другими устанавливают редукционный клапан. Кроме того, эти клапаны являются стабилизаторами рабочего давления, поддерживающими $P_2 = \text{const}$ при $P_1 = \text{var}$. Принципиальная схема редукционного клапана показана на рис. 2.42, а.

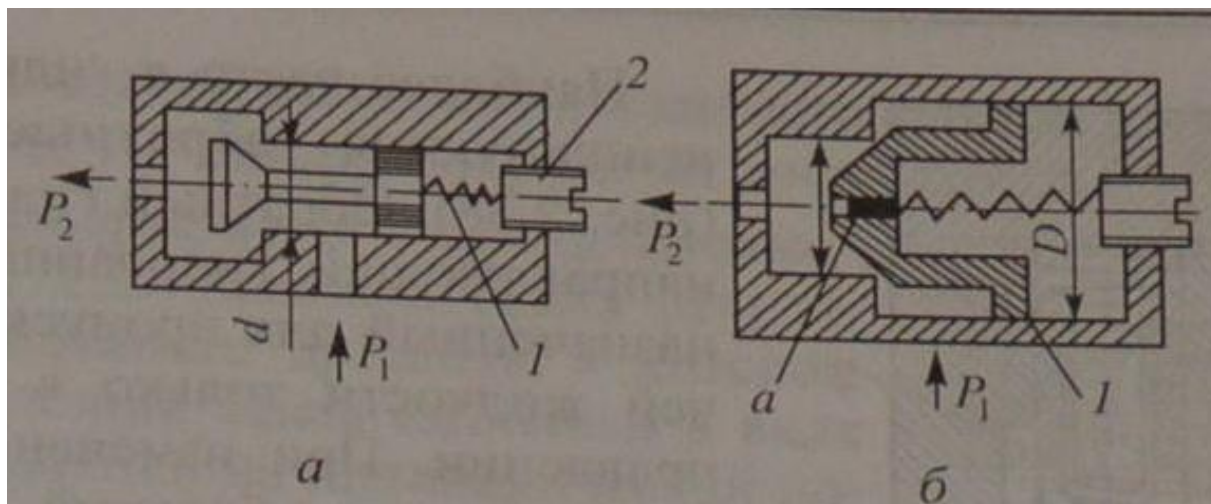


Рис. 2.42. Редукционные клапаны: а - постоянного давления; б - постоянного перепада давлений

Если допустить, что силы трения в подвижных элементах малы, уравнение равновесия можно записать в виде

$$P_2 \frac{\pi d^2}{4} = F_{np} + CX. \quad (2.34)$$

Отсюда для достаточно эластичной пружины с малой погрешностью получим

$$P_2 = \frac{4F_{np}}{\pi d^2} = const, \quad (2.35)$$

где F_{np} - предварительное усилие пружины I , устанавливаемое регулировочным винтом 2.

Разновидностью редукционных клапанов является гидроклапан перепада давления, предназначенный для поддержания заданного перепада давлений на входе и выходе при $P_1 > P_2$ (рис. 2.42, б). Уравнение равновесия без учета сил трения и диаметра отверстия a в поршень I можно записать в виде

$$P_2 \frac{\pi d^2}{4} + P_1 \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} - P_2 \frac{\pi D^2}{4} - F_{np} = 0 \quad (2.36)$$

откуда

$$P_1 - P_2 = \frac{4F_{np}}{\pi(D^2 - d^2)} = const. \quad (2.37)$$

В случае больших расходов через редукционный клапан с целью уменьшения габаритов пружины используют клапаны непрямого действия, в которых управление основным запорно-регулирующим органом осуществляется вспомогательным устройством, работающим под действием потока рабочей жидкости с давлением P_2 .

Наиболее часто в гидроприводах используются обратные клапаны (рис.

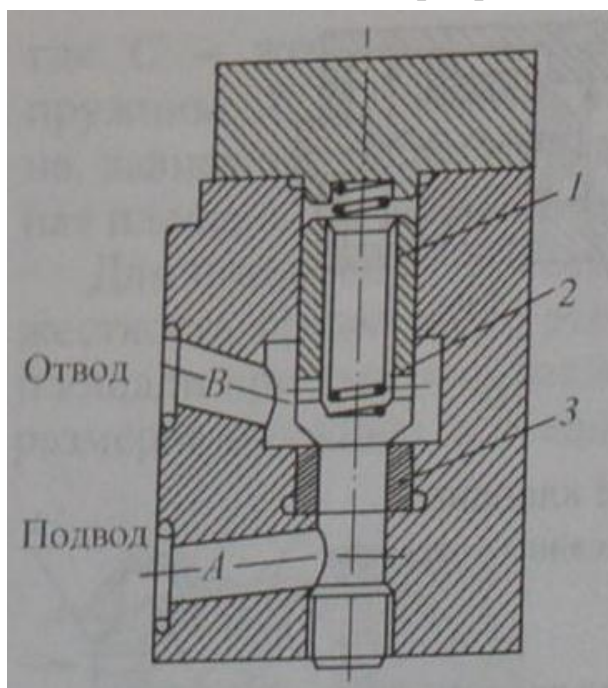


Рис. 2.43. Обратный клапан

2.43). Обратный гидроклапан - направляющий гидроаппарат, предназначенный для пропускания рабочей жидкости только в одном направлении. При изменении направления потока обратный клапан закрывается, прекращая подачу рабочей жидкости в соответствующую гидролинию. Основные требования, предъявляемые к обратным клапанам: полная герметичность при закрытом положении и минимальное гидравлическое сопротивление потоку в открытом положении.

Разновидностью обратных клапанов является гидрозамок — управляемый обратный клапан с управляющим воздействием на поток рабочей жидкости. Гидрозамок пропускает жидкость только в одном направлении при отсутствии управляющего воздействия и в обоих направлениях — при его наличии.

2.3.3 Гидродроссели

Гидродроссель - это регулирующий гидроаппарат неклапанного действия, представляющий собой специальное местное гидравлическое сопротивление, предназначенное для снижения давления (энергии) в потоке рабочей жидкости, проходящей через него.

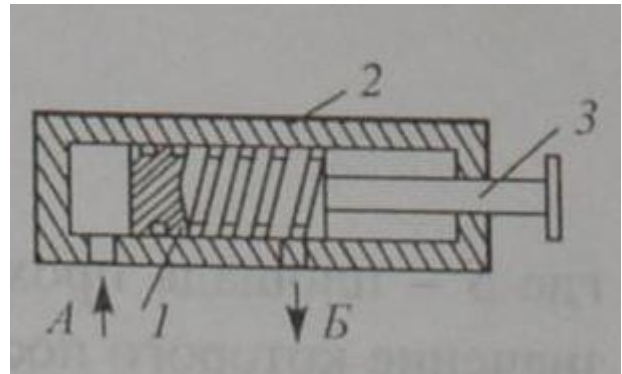
Основной характеристикой гидродросселя является зависимость расхода Q от перепада давлений ΔP в подводимом и отводимом потоках: $Q = f(\Delta P)$. По характеру приведенной функции дроссели подразделяются на линейные и нелинейные.

В линейных дросселях, или дросселях вязкостного сопротивления, потери давления определяются в основном трением жидкости в канале. В дросселях такого типа устанавливается ламинарный режим течения рабочей жидкости, а перепад давления практически прямо пропорционален скорости течения в первой степени. Расход жидкости через линейный дроссель с каналами круглого сечения определяется по закону Пуазейля:

$$Q = \Delta P \frac{\pi d^4}{128 \rho \nu l}, \quad (2.38)$$

где l и d — соответственно длина и диаметр канала; ν — кинематическая вязкость; ρ — плотность рабочей жидкости; ΔP — перепад давления в подводимом и отводимом потоках.

На рис. 2.44 показана схема регулируемого линейного дросселя, в котором дросселирующий канал выполнен в виде винтовой нарезки на цилиндрической поверхности пробки **1**. Жидкость подводится к отверстию **А** и, пройдя через канал, поступает к отверстиям **Б**. Регулирование ΔP осуществляется перемещением ручки



относительно корпуса **2**, благодаря чему изменяется длина канала, соединяющего отверстия **А** и **Б**. Для канала прямоугольного сечения со сторонами a и b расход определяется:

$$Q = \Delta P \frac{a^3 b^3}{\delta \rho \nu l (a + b)^2} = \frac{a^3 b^3}{\delta \rho \nu l (a + b)^2}. \quad (2.39)$$

Основным недостатком линейных дросселей, ограничивающим сферу их применения, является нестабильность их характеристики при изменении температуры рабочей жидкости, обусловленная зависимостью вязкости рабочей жидкости от температуры.

В нелинейных дросселях потери давления связаны с отрывом потока и вихреобразованием. Частным случаем нелинейного дросселя является квадратичный дроссель, потери давления в котором прямо пропорциональны скорости во второй степени (расхода). Потери на трение в квадратичных дросселях практически отсутствуют, благодаря чему расход жидкости через

дроссель не зависит от вязкости жидкости, и, следовательно, характеристика дросселя остается стабильной в широком диапазоне эксплуатационных температур. Это преимущество квадратичных дросселей определило их широкое использование в гидравлических системах. Простейший квадратичный дроссель представляет собой отверстие с острой кромкой, толщина которой 0.2...0.5 мм (рис. 2.45).

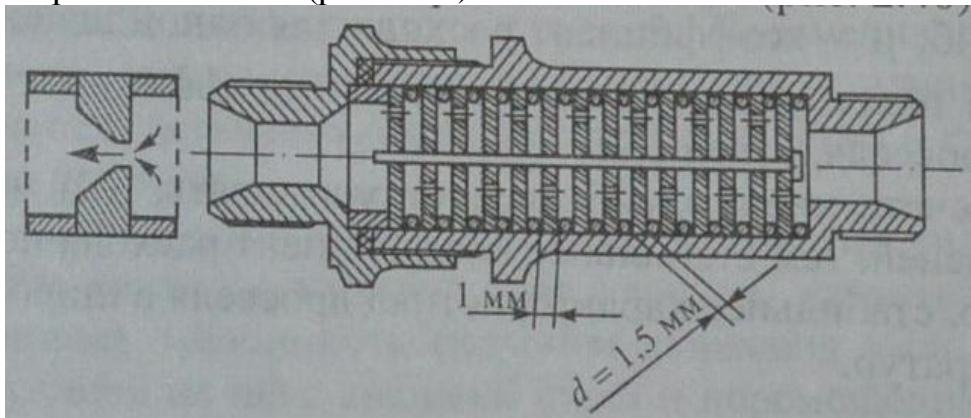


Рис. 2.45. Квадратичные дроссели

Расход рабочей жидкости через такой дроссель рассчитывается по формуле:

$$Q = \mu S \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}, \quad (2.40)$$

где S - площадь проходного сечения; μ - коэффициент расхода, значение которого постоянно для каждого типа дросселя и определяется экспериментально. При больших значениях Re для приближенных расчетов можно принимать $\mu = 0,6...0,65$.

Для получения больших перепадов давления или малых расходов при $\Delta P = \text{const}$ необходимы отверстия очень малых диаметров, что неизбежно приводит к засорению. Кроме того, при диаметре отверстия $d < 0,1$ мм наблюдается явление облитерации, заключающееся в зарастании отверстия вследствие отложения на твердой поверхности его краев слоя поляризованных молекул рабочей жидкости. Поэтому на практике в качестве настраиваемого дросселя применяют пакет дросселирующих шайб, отверстия в которых можно сделать достаточно большими, а степень дросселирования обеспечить числом шайб в пакете (см. рис. 2.45). Отверстия в шайбах пакета должны иметь диаметр $d = 0,5... 1,5$ мм. Расстояние между шайбами выбирается из условия $(3...5)d$, толщина кромки отверстия $C = (0,5... 1,0)d$ диаметр $D > 10d$. При сборке пакета оси отверстий в них смещаются так, чтобы отверстия не находились одно против другого.

Расход через дроссель, у которого расстояние между шайбами и диаметры отверстий в шайбах равны, определяется из соотношения

$$Q = \frac{RS\mu}{\sqrt{n}} \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}, \quad (2.41)$$

где S - площадь отверстия в шайбе; ΔP — перепад давления на пакете шайб; μ - коэффициент расхода для одной шайбы; n - число шайб в пакете

(число ступеней); R - коэффициент взаимного влияния дросселя, равен 1,25.

При расчете числа шайб следует учитывать, что чем больше число ступеней, тем стабильнее коэффициент расхода по Re и, следовательно, стабильнее характеристика дросселя в широком диапазоне температур.

ТЕМА 3 ИСПЫТАНИЯ АГРЕГАТОВ И БОРТОВЫХ СИСТЕМ

Введение	2
3.1 КЛАССИФИКАЦИЯ ИСПЫТАНИЙ ГИДРООБОРУДОВАНИЯ	3
3.2 МЕТОДЫ И СХЕМЫ ОСНОВНЫХ ВИДОВ ИСПЫТАНИЙ ГИДРООБОРУДОВАНИЯ	8
3.2.1 Функциональные испытания	8
3.2.1.1 Функциональные испытания насосов	9
3.2.1.2 Функциональные испытания гидромоторов.....	17
3.2.1.3 Функциональные испытания гидроаппаратуры.....	20
3.2.2 Испытания на герметичность.....	23
3.2.3 Климатические испытания	27
3.2.4 Механические испытания	29
3.3 СТЕНДЫ ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ ГИДРООБОРУДОВАНИЯ	33
3.3.1 Блок подготовки жидкости	33
3.3.1.1 Гидравлический бак	34
3.3.1.2 Насосная станция.....	35
3.3.1.3 Агрегаты кондиционирования	36
3.3.2 Компоновка и оформление контрольно-испытательного оборудования	41
ПРИЛОЖЕНИЕ	51
УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ	55
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	56

Введение

Гидравлические и пневматические системы находят огромное применение в механизмах и машинах, уровень развития отдельных агрегатов и систем в целом имеет большое значение. В авиации такие системы это:

- системы топливоподдачи и автоматики двигателей;
- системы гидропривода органов управления самолётом в воздухе и на земле;
- системы кондиционирования воздуха в гермокабинах;
- противопожарные системы;
- управление вооружением;
- системы торможения.

Гидравлические системы получили огромное применение в составе средств производства:

- в металлообрабатывающих станках и автоматических линиях;
- в составе кузнечно-прессового оборудования;
- в сборочном производстве при транспортировке изделий;
- в робототехнике и других производствах.

По мере развития уровня техники роль испытаний неуклонно возрастает. К процессам испытаний предъявляют всё более жёсткие экономические и технические требования.

Испытания гидрооборудования, как и других механических устройств, это важнейший метод определения технических возможностей, результатов проектно-конструкторских и технологических решений, результатов эксплуатации и решения других задач, стоящих на пути совершенствования техники.

3.1 Классификация испытаний гидрооборудования

Процессы испытаний, занимающие значительное место в общем объёме производства агрегатов и систем могут быть классифицированы различными способами, представленными на рис. 1.1. Они могут быть классифицированы:

- по виду решаемых задач;
- по организационным признакам;
- по виду воздействующих факторов;
- по видам показателей качества;
- по характеру нагружения;
- по уровню автоматизации.

1. По виду решаемых задач испытания можно классифицировать следующим образом:

1.1 Исследовательские испытания

Исследовательские испытания являются первоначальным этапом создания новых агрегатов. Главная их задача - изучение и анализ происходящих в агрегатах явлений и процессов, определение характеристик, изучение факторов, влияющих на надёжность и долговечность, составление различных математических моделей агрегатов, уточнение технических требований.

1.2 Опытные испытания

Цель опытных испытаний - отработка и доводка новых конструкций на соответствие требованиям технического задания. Как правило, включают в себя целый комплекс испытаний, воспроизводимых в лабораторных условиях.

1.3 Производственные испытания

Производственные испытания ставят перед собой цель контроля качества производства и разделяются на следующие виды: приемо-сдаточные, периодические, специальные. Вообще на производстве используется множество видов испытаний на различных стадиях изготовления.

На современном заводе основную номенклатуру агрегатов получают с других специализированных заводов, а часть изготавливают самостоятельно.

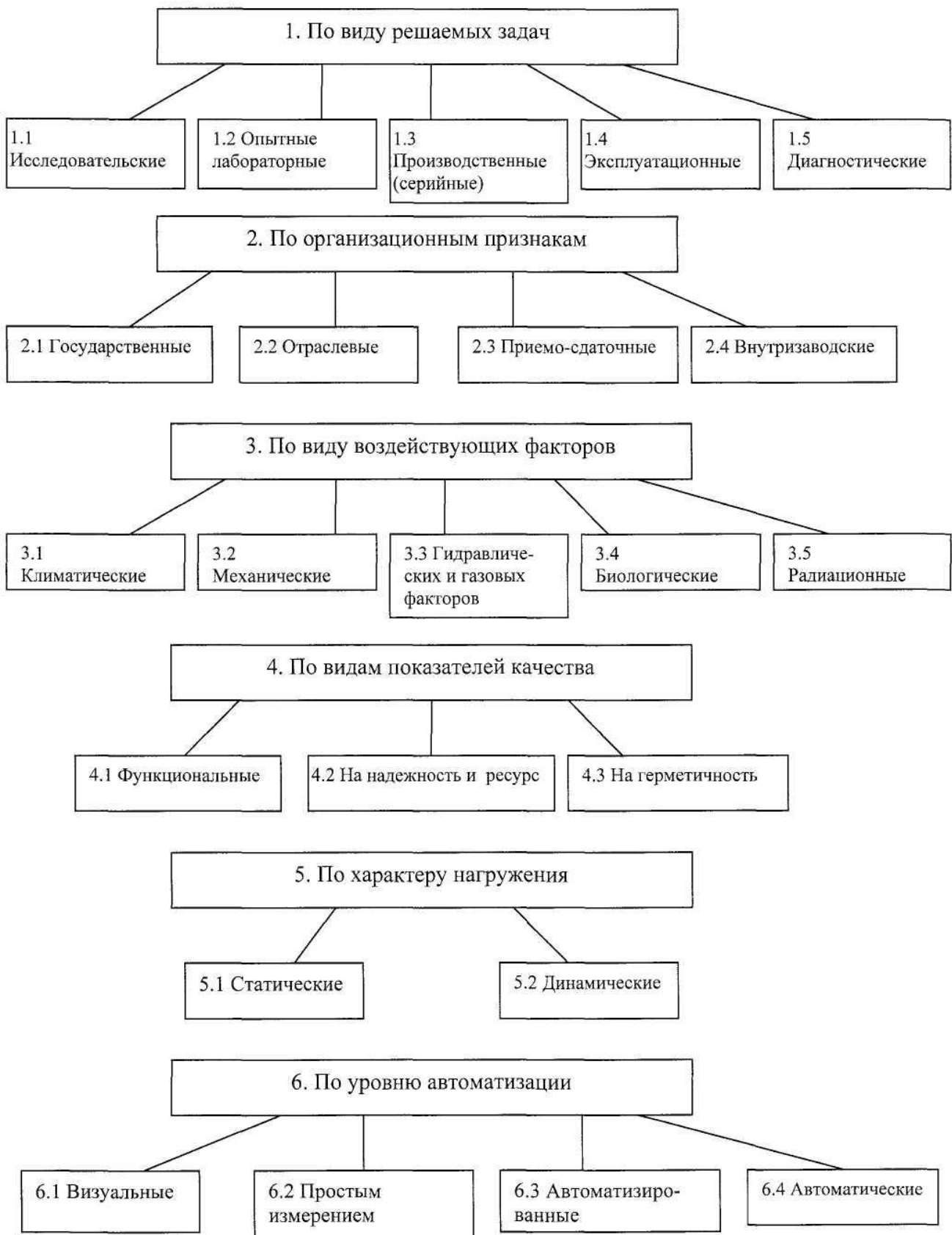


Рис 1.1. Классификация испытаний гидрооборудования

Полученные изделия проходят, в основном, три стадии испытаний:

- испытания по входному контролю;
- испытания после монтажа на изделия;
- приемно-сдаточные испытания при передаче изделия заказчику.

Агрегаты собственного изготовления после сборки проходят внутрицеховые контрольные испытания и приемно-сдаточные испытания при передаче в сборочный цех.

1.4 Эксплуатационные испытания

Эксплуатационные испытания являются завершающей стадией создания агрегата и осуществляются на специальных изделиях-лабораториях в течение всего периода эксплуатации.

1.5 Диагностические испытания

Диагностические испытания ставят своей целью обнаружения отказов и неисправностей на ранних этапах их развития.

Различают два основных вида диагностирования: тестовое и функциональное.

При тестовом диагностировании на вход объекта подаются специальные тестовые воздействия и по реакции объекта судят о его техническом состоянии.

При функциональном диагностировании на вход объекта задаются рабочие параметры сигналов (давление и расход, температуры, частоты вращения) и по отклонению выходных параметров судят о техническом состоянии.

2. По организационным признакам испытания можно разделить на следующие виды:

- 2.1 Государственные.
- 2.2 Отраслевые.
- 2.3 Приемно-сдаточные.
- 2.4 Внутризаводские.

Они имеют своей целью оценку технико-экономических показателей качества продукции, имеющей соответствующее значение на государственном, отраслевом или ином уровне.

3. По виду воздействующих факторов испытания могут быть классифицированы следующим образом:

3.1 Климатические испытания

При климатических испытаниях в качестве воздействующих факторов может применяться:

- повышенное и пониженное атмосферное давление;
- повышенная и пониженная температура;
- изменение влажности;
- вакуум;
- соляной туман и др.

3.2 Испытания на воздействие механических нагрузок

Эти испытания проводятся при сжимающих, растягивающих, изгибающих и крутящих силах и моментах; линейных, угловых и центростремительных ускорениях, вплоть до нулевого (невесомости).

3.3 Испытания на воздействие гидравлических и пневматических факторов

При таких испытаниях используются давления и расходы рабочих сред, изменяется их физико-химический состав и свойства, изменяется уровень их загрязненности и т.д.

3.4 Биологические испытания

При биологических испытаниях испытывается воздействие бактерий, грибков и т.д.

3.5 Радиационные испытания

При радиационных испытаниях систем, использующих атомную энергию осуществляются радиационные испытания при различных видах излучения.

4 По видам показателей качества испытания можно разделить на:

4.1 Функциональные, в ходе которых определяется соответствие функциональных характеристик агрегата, предъявляемым требованиям.

4.2 На надежность и ресурс.

4.3 На герметичность.

5 По характеру нагружения испытания делятся на:

- 5.1 Статические испытания – это испытания, при которых величина внешнего воздействия остаётся постоянной.
- 5.2 Динамические испытания – это испытания, при которых величина внешнего воздействия меняется в процессе испытаний в заданном диапазоне частот и ускорений.

6 По уровню автоматизации различают следующие виды испытаний:

- 6.1 Визуальные - самый простейший вид испытаний, когда параметры (или результаты) определяются на глаз.
- 6.2 Простым измерением оценка параметров или результаты определяются по манометрам, ртутным или спиртовым термометрам.
- 6.3 Автоматизированные испытания, когда технологический процесс осуществляется с помощью различного рода автоматических систем, выполняющих измерение параметров, обработку и выдачу информации, но осуществить весь процесс без участия человека невозможно.
- 6.4 Автоматические испытания – это испытания, при которых весь процесс испытаний происходит без участия человека.

3.2 Методы и схемы основных видов испытаний гидрооборудования

3.2.1 Функциональные испытания

Цель испытаний: оценка функциональных характеристик агрегатов и соответствия их техническим условиям.

Это самый распространенный вид испытаний: контрольно-сдаточные, периодические и др. виды.

Порядок организации и проведения испытаний.

- 1) Анализируют технические условия (ТУ) и определяют перечень значения режимных параметров (основных и вспомогательных) и диапазоны их отклонений.
- 2) Определяют структурный состав технологического испытательного стенда, включая типы основных систем (см. пример на рис. 2.1.).

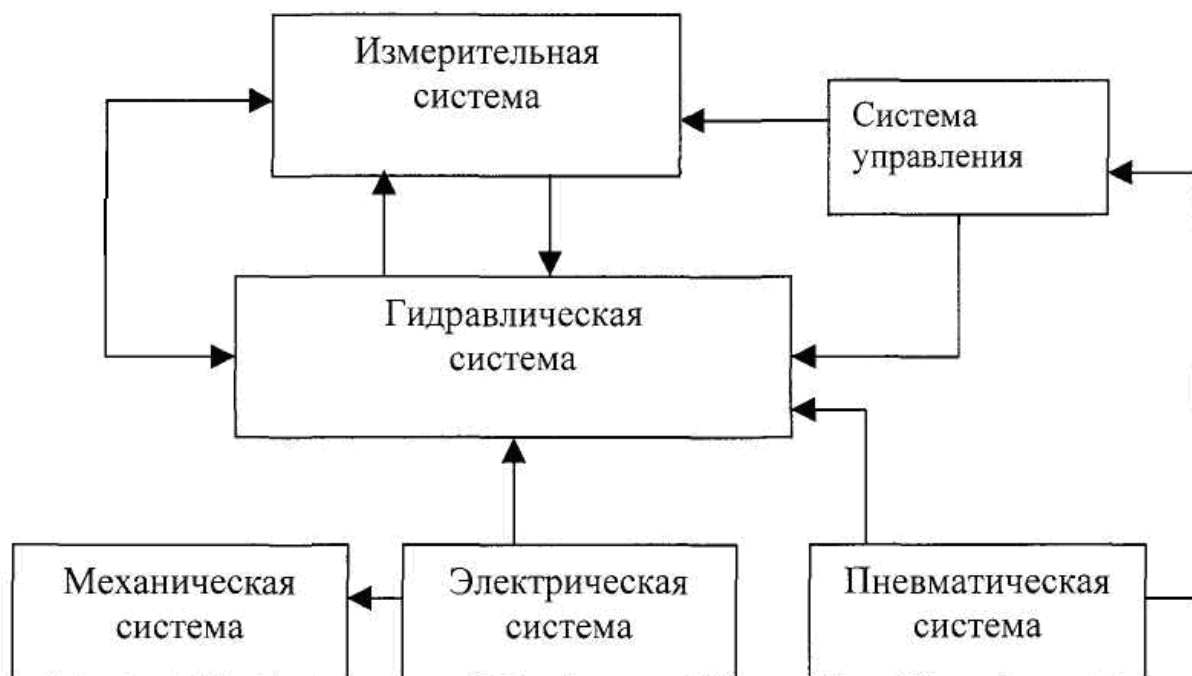


Рис 2.1. Структурная схема испытательного стенда

- 3) Определяют перечень измеряемых (основных и вспомогательных) параметров при проведении испытаний.
- 4) Определяют структуру гидравлической части стенда (см. пример на

рис. 2.2.)

- 5) Определяют агрегатный состав стенда, т.е. разрабатывают принципиальную, механическую, пневматическую схемы.
- 6) Выполняют необходимые расчеты (мощность приводов отдельных агрегатов, давления и расходы, проходные сечения, температурный режим).
- 7) Выбирают номенклатуру входящих агрегатов.
- 8) Разрабатывают схемы испытаний (принципиальную и соединений).
- 9) Разрабатывают конструкцию стенда и изготавливают его.
- 10) Составляют план проведения испытаний.
- 11) Определяют порядок и форму регистрации измеряемых параметров.
- 12) Составляют программу и технологии проведения испытаний.
- 13) Определяют методики измерений и обработки полученных результатов, форму отчетности.

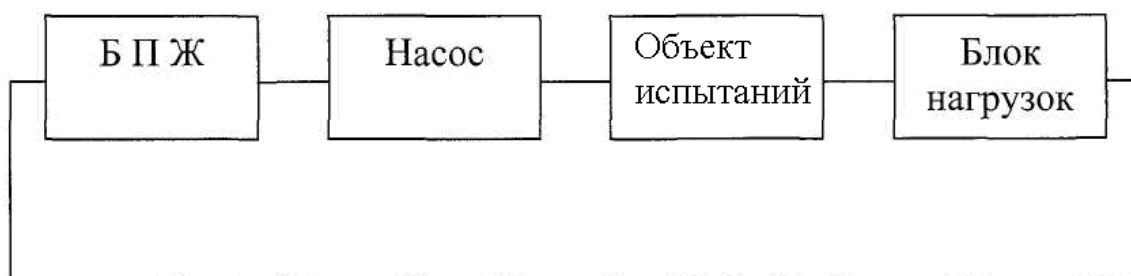


Рис. 2.2 Гидравлическая часть стенда

3.2.1.1 Функциональные испытания насосов

Функциональные испытания насосов проводят в соответствии с ГОСТ 14658. Стандарт определяет правила приемки при периодических и приемосдаточных испытаниях.

При периодических испытаниях проверяют:

- внешний вид;
- габаритные и размеры;
- массу;

- материал деталей;
- функционирование;
- функционирование при минимально допустимом давлении на входе;
- прочность;
- наружную герметичность;
- номинальный рабочий объем, V_0 ;
- минимальный рабочий объем;
- подачу (min., номинальную) $Q_{\text{НОМ}} = Q_{\text{ИЗМ}} \frac{n_{\text{НОМ}}}{n}$;
- коэффициент подачи $K_Q = \frac{Q_{\text{ИЗМ}}}{V_0 \cdot n_{\text{ИЗМ}}}$;
- КПД (полный) $\eta = \frac{P_э}{P} \approx 159,1 \frac{P \cdot Q_{\text{ИЗМ}}}{M_{\text{кр}} \cdot n}$;

$P_э$ - номинальная эффективная мощность,

P - выходная (гидравлическая) мощность;

- номинальную мощность, $N_{\text{НОМ}}$ (при $P_{\text{НОМ}}$, $Q_{\text{НОМ}}$, $n_{\text{НОМ}}$);

- удельную массу $\bar{M} = \frac{M}{N_{\text{НОМ}}}$;

- уровень звуковой мощности;

- ресурс;

- наработку на отказ;

- вибрационную характеристику;

- виброустойчивость;

- вибропрочность;

- функциональные зависимости параметров.

При приемо-сдаточных испытаниях проверяется:

- функционирование;
- наружную герметичность;
- подачу $Q_{\text{НОМ}}$;
- номинальную мощность;
- коэффициент подачи.

Стандарт определяет:

1) Общие требования к измерению параметров:

- погрешности частоты $\pm 3\%$;
- время на реверс $\pm 0,02\text{с}$;
- параметров вибрации $\pm 15\%$.

2) Условия испытаний:

- тепловой режим испытаний;
- чистоту рабочей жидкости.

3) Принципиальная схема и состав испытательного стенда показаны на рис. 2.3. В состав стенда включают следующие узлы и агрегаты: 1 - гидробак; 2 - испытываемый насос; 3 – гаситель пульсаций давления; 4 – нагрузочное устройство; 5 – гидродроссель; 6 – предохранительный гидроклапан; 7 – электрический мотор; 8 – измеритель крутящего момента; 9 – измеритель частоты вращения; 10 – измеритель давления; 11 – измеритель амплитуды пульсаций давления; 12 – измеритель расхода; 13 – термометр.

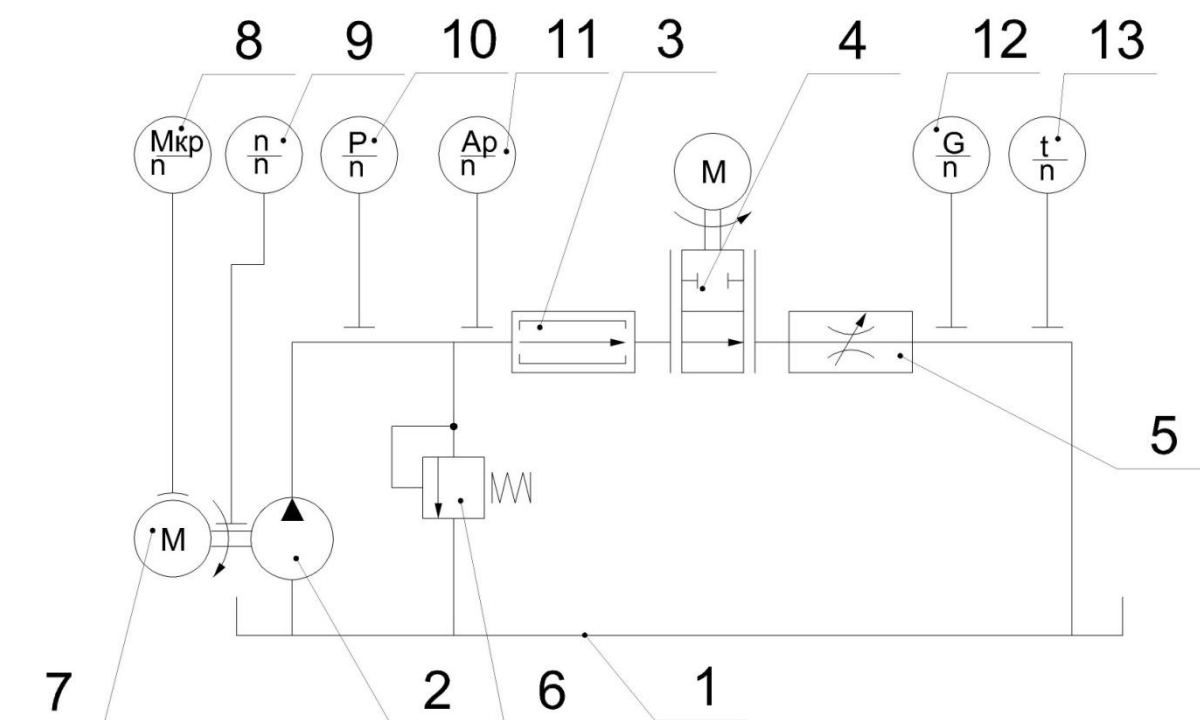


Рис. 2.3. Принципиальная схема и состав испытательного стенда

4) Проведение испытаний. Условия применения и поддержания

параметров стан­дов (давление на входе, выходе, частота вращения).

5) Измеряемые параметры:

основные:

- давление на выходе из насоса;
- расход жидкости;
- работа вращения;
- момент крутящий на валу насоса.

параметры вспомогательные:

- температура рабочей жидкости;
- давление на входе в насос (давление подкачки).

В соответствии с определенными параметрами стан­д оснащается необходимыми средствами измерения.

Подачу насоса 2 (рис. 2.3) проверяют при отсутствии противо­давления, то есть при полностью открытом дросселирующем распределителе 5.

Расходомером определяют подачу насоса $Q_{нзн}$ на определенной частоте вращения. Номинальную подачу определяют по формуле:

$$Q_n = Q_{изм} \cdot \frac{n}{n_{изм}} \quad (2.1)$$

Характеристику насоса $Q=A(P)$ (рис. 2.4) строят по измеренным значениям подачи насоса при различном давлении на выходе.

Мощности на выходе из насоса и на валу насоса вычисляют по формулам:

На выходе из насоса $N_{пол} = PQ$,

где P – давление на выходе насоса;

Q – суммарная подача всех потоков.

На валу насоса $N_{потр} = M_{кр}n$.

КПД насоса определяют по формуле:

$$\eta = \frac{N_{пол}}{N_{потр}} = \frac{P \cdot Q}{M_{кр} \cdot n} \quad (2.2)$$

Коэффициент подачи:

$$K_Q = \frac{Q_{\text{изм}}}{V_0 \cdot n_{\text{изм}}}, \quad (2.3)$$

где V_0 - рабочий объем, м^3 .

Объемный КПД насоса:

$$\eta_v = \frac{Q_{\text{ном}}}{Q_{\text{х.х}}} \text{ - при номинальном давлении.} \quad (2.4)$$

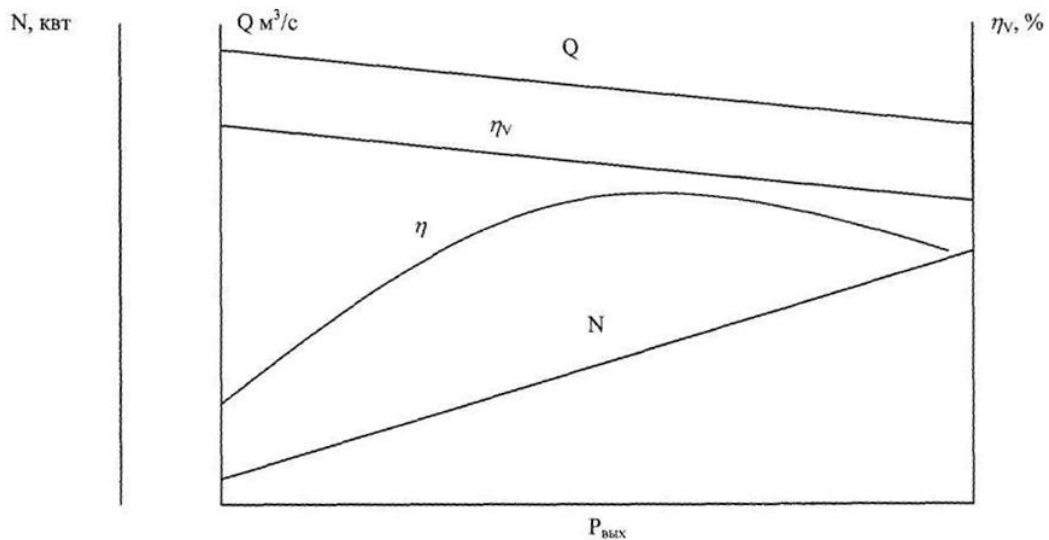


Рис.2.4. Характеристика насоса

В целом рассматриваемый стандарт определяет функциональные характеристики насоса и не учитывает нестационарность протекания рабочих процессов насосов и взаимодействие динамических характеристик насосов с присоединенной стендовой системой.

Однако, к настоящему времени, благодаря исследованиям Шорина В.П., Шахматова Е.В., Орлова Ю.Н. и ряда других авторов, установлено, что работоспособность и ресурс современных насосов и стендовых агрегатов в значительной степени определяются колебаниями давления и расхода жидкости в выходных магистралях насосов и установленных за ними агрегатах.

Известно, что колебания давления рабочей жидкости являются результатом взаимодействия насоса с присоединенной системой в соответствии со схемами, представленными на рис. 2.5.

На схемах обозначено:

$Z_{и}$ - внутренний импеданс источника колебаний;

$Z_{н}$ - внутренний импеданс стендовой системы;

$P(Q)$ - производительность источника колебаний давления (расхода) жидкости.

$P_{и}$ - амплитуда колебаний давления на выходе из источника.

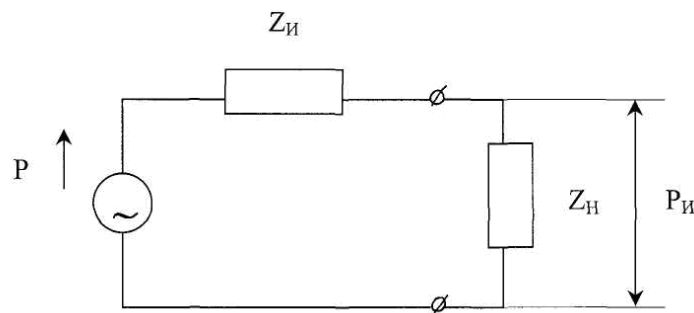
Амплитуда колебаний давления на выходе из насоса имеет вид:

- для эквивалентного источника давления:

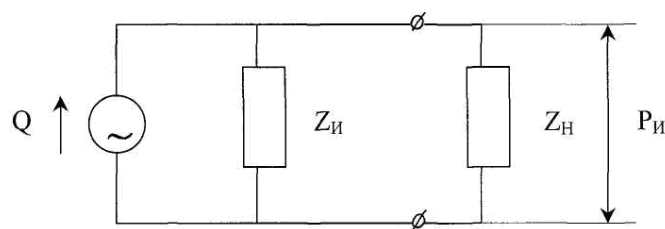
$$P_{и} = P \frac{Z_{н}}{Z_{и} + Z_{н}} \quad (2.5)$$

- для эквивалентного источника расхода:

$$P_{и} = Q \frac{Z_{и} + Z_{н}}{Z_{и}Z_{н}} \quad (2.6)$$



а)



б)

Рис. 2.5. Схемы для расчета параметров колебательного течения жидкости на выходе из насоса: а) - с эквивалентным источником колебаний давления; б) - с эквивалентным источником колебаний расхода.

Приведенные выражения показывают, что колебания давления на выходе из насоса зависят в равной степени от характеристик насоса и присоединенной системы.

При этом использование стендов в комплектации рекомендуемой рассматриваемым стандартом имеет целый ряд недостатков:

1) Не представляется возможным оценить собственные характеристики насоса, так как не определены динамические характеристики стендовой системы.

2) Испытания одного и того же насоса на различных стендах не будут давать однозначного результата по измерению колебаний давления на выходе.

3) Испытания различных насосов на одном и том же стенде так же будут приводить к разбросу измерений колебаний.

С целью устранения указанных недостатков в стендовые системы различных стенов должно быть введено специальное устройство (блок граничных условий) с известным импедансом, которое должно стабилизировать входной импеданс стендовой системы на заранее заданном уровне. С этой целью могут быть использованы различные устройства:

- комбинации отрезков трубопроводов различных длин и диаметров в совокупности с емкостью (рис. 2.6. а);
- "бесконечно длинный трубопровод";
- линейного гидравлического сопротивления, установленного на входе в емкость достаточных размеров (рис. 2.6. б);
- гасителя колебаний с активным волновым сопротивлением.

Необходимо отметить, что применение двух последних вариантов связано с использованием сосредоточенных линейных гидравлических сопротивлений. Точный подбор и фиксация величины таких сопротивлений на практике достаточно трудоемки, как в силу сложности их конструктивного оформления, так и вследствие зависимости сопротивления от температуры жидкости.

Если в процессе испытаний не требуются данные о точных величинах нагрузочных импедансов, а требуется только вариация их характера и величины, задача формирования блока граничных условий значительно упрощается. Появляется возможность непрерывного изменения величины и характера нагрузочного импеданса.

Характер нагрузочного импеданса формируется соответствующим подбором и схемой соединения основных элементов (емкости, инерционности, активного сопротивления), а непрерывное изменение величины импеданса наиболее просто осуществить изменением гидравлического сопротивления, несколько сложнее - изменением емкости.

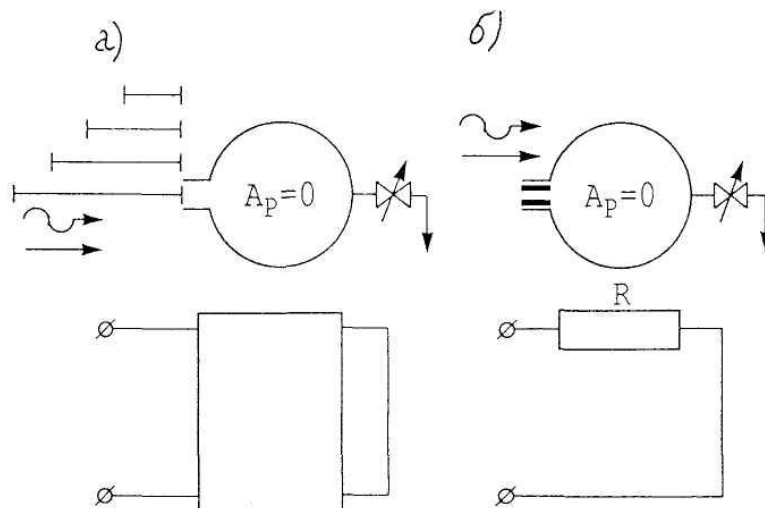


Рис. 2.6. Схемы блоков граничных условий:
 а - реализация частотно зависимого нагрузочного сопротивления;
 б - вариант реализации "бесконечно длинного трубопровода"

Примеры реализации блоков граничных условий с изменяемыми величиной и характером нагрузочного импеданса приведены на рис. 2.7.

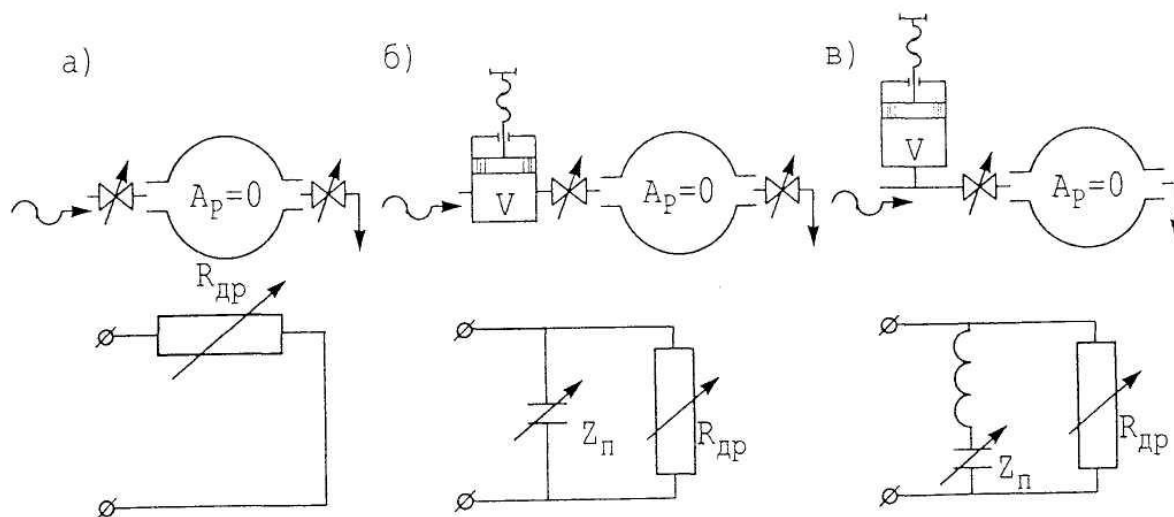


Рис. 2.7. Схемы блоков граничных условий с регулируемыми параметрами:
 а - активная изменяемая нагрузка; б - емкостная изменяемая нагрузка;
 в - знакопеременная изменяемая нагрузка

3.2.1.2 Функциональные испытания гидромоторов

Проводят в соответствии с ГОСТ 20719. (Рис. 2.8)

При проверке функционирования следует проверять:

- осуществление вращения выходного звена гидромотора;
- изменение частоты вращения выходного звена гидромотора путем подвода рабочей жидкости переменного расхода к рабочим полостям гидромотора;
- изменение направления вращения выходного звена гидромотора при изменении подвода рабочей жидкости и рабочим полостям гидромотора (при испытаниях реверсивных гидромоторов);
- отсутствие повышенной вибрации, ударов, стуков, резкого шума, толчков давления в магистралях, повышенного нагрева;
- характер выхода рабочей жидкости из-под пробок, крышек, фланцев по валу и т.п.

Проверку функционирования следует проводить в два этапа: в начале испытаний без нагрузки не менее двух кратковременных включений гидромотора на 5-10 с, а затем под нагрузкой до максимального значения давления.

Гидромоторы должны функционировать с сохранением заданных параметров после испытаний давлением до максимального включительно при продолжительности испытаний, установленной в стандартах или технических условиях на изделия конкретного типа.

При предварительных, приемочных, периодических и типовых испытаниях функционирование следует проверять при максимальной температуре рабочей жидкости, а также при других температурах, указанных в стандартах или технических условиях на изделия конкретного типа.

Проверке на прочность следует проверять все полости, в которых во время работы гидромотора может быть создано рабочее давление.

Прочность гидромоторов следует проверять путем подвода рабочей

жидкости к полости гидромотора при давлении не менее 1,25 номинального (но не менее максимального) с выдержкой не менее 3 мин.

При испытании потение наружных поверхностей, течь по резьбам и стыкам не допускаются.

Функционирование гидромоторов при предельных температурах проверяют при минимальной и максимальной температурах окружающей среды и соответственно максимальной и минимальной вязкостях рабочей жидкости при номинальных перепадах давления и частоте вращения.

Если температура рабочей жидкости меньше минимального значения, указанного в стандартах или технических условиях на гидромоторы конкретного типа, необходимо до начала испытаний температуру рабочей жидкости довести до установленного значения.

Основные измеряемые параметры:

- давление и расход жидкости;
- крутящий момент.

Крутящий момент на валу гидромотора определяют при номинальном перепаде давления, измеряемом МН1 и МН3 или МН2 и МН3 (дроссель открыт), с помощью балансирующего динамометра нагружаемого устройства НУ.

Момент страгивания на валу ГМ определяют при номинальном перепаде давления, что достигается регулированием клапана К1 (дроссель открыт). С помощью НУ вал ГМ нагружают до полной его остановки. Затем, плавно снимая нагрузку, определяют момент страгивания.

Номинальную частоту вращения ГМ определяют при $\Delta P_{\text{ном}}$. При этом неравномерность частоты вращения не должна превышать заданного значения:

$$\delta = 2 \frac{n_{\text{max}} - n_{\text{min}}}{n_{\text{max}} + n_{\text{min}}} \quad (2.7)$$

Полный КПД гидромотора рассчитывают по формуле:

$$\eta = \frac{M \cdot n}{0,159 \cdot \Delta P \cdot Q} \quad (2.8)$$

В состав стенда для испытания гидромоторов включают следующие узлы и агрегаты (рис. 2.8): 1 – испытываемый гидромотор; 2, 3, 5, 6, 8 – отсечные вентили; 4, 7 – нагрузочные устройства; 9, 10 – предохранительные клапана давления; 11, 14, 15 – измерители давления; 12, 16 – измерители расхода; 13 – измеритель крутящего момента; 17 – измеритель температуры.

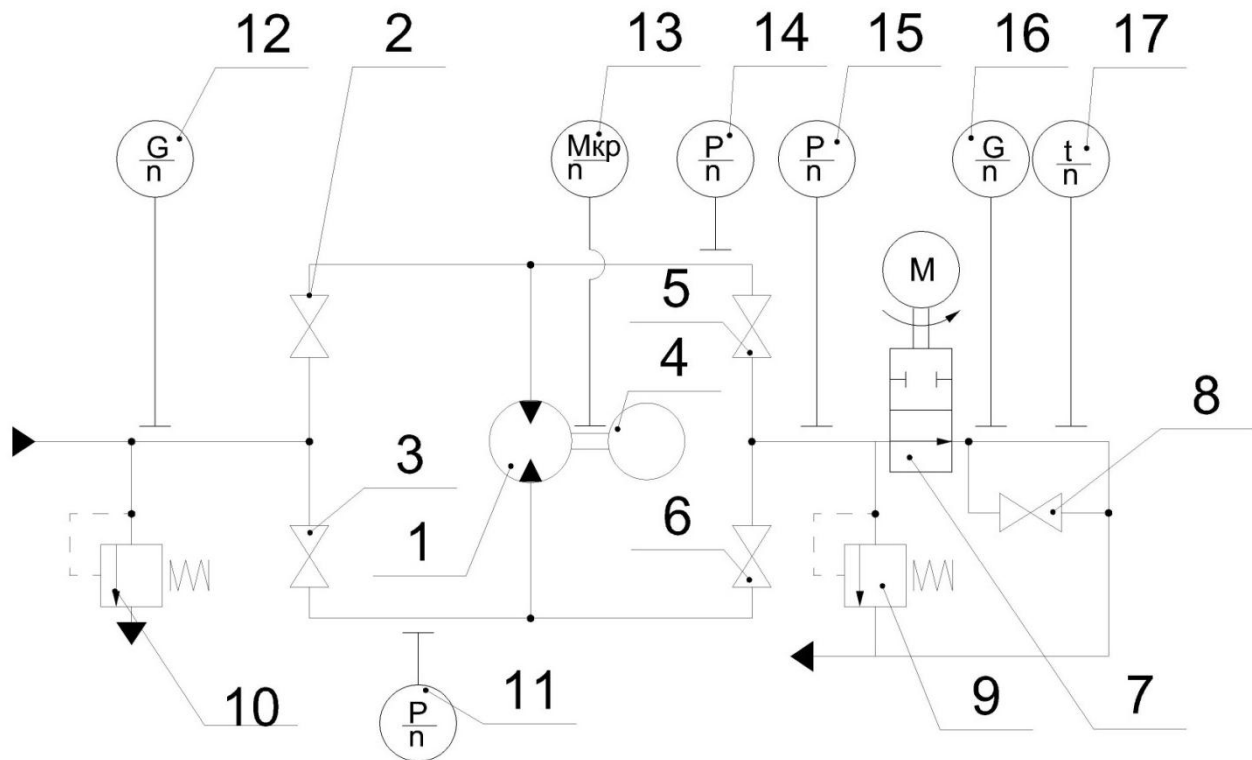


Рис. 2.8. Стенд для испытания гидромоторов

Стенд функционирует следующим образом: для осуществления вращения гидромотора 1 в одну из сторон открывают вентили 2 и 6 при этом вентили 3 и 6 закрыты. Для реализации вращения в другую сторону вентили 2 и 6 закрывают, а вентили 3 и 5 открывают. Механическая нагрузка на валу гидромотора 1 меняется с помощью нагрузки 4. Гидравлическая нагрузка в выходной магистрали гидромотора 1 меняется с помощью нагрузочного устройства 7. Повышение давления в подводящей и отводящей магистралях ограничивается предохранительными клапанами 10 и 9 соответственно. Расход рабочей

жидкости на входе в гидромотор и на его выходе регистрируется с помощью измерителей расхода 12 и 13 соответственно. Давление на входе и выходе испытуемого гидромотора регистрируется с помощью измерителей давления 11 и 14, 15. Крутящий момент, развиваемый на валу гидромотора 1 регистрируется с помощью измерителя крутящего момента 13. Температура в отводящей магистрали регистрируется с помощью измерителя температуры 17.

По результатам испытаний ГМ строят графики функциональных зависимостей $M=A(n)$ $\eta=A(n)$ (Рис.2.9).

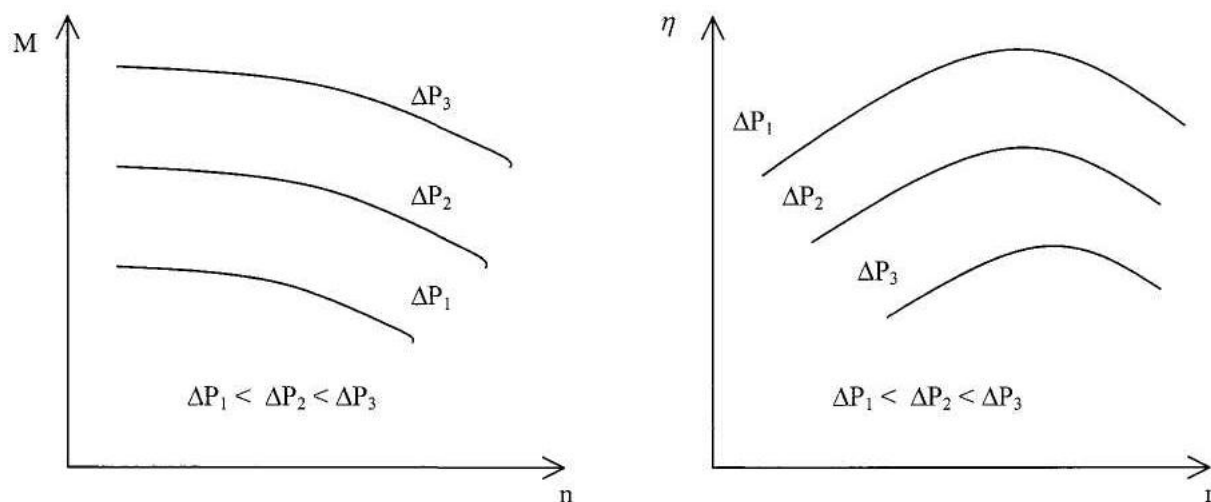


Рис 2.9. Графики функциональных зависимостей $M=A(n)$ $\eta=A(n)$

3.2.1.3 Функциональные испытания гидроаппаратуры

Функциональные испытания гидроаппаратуры проводят в соответствии с ГОСТ 20245 (Рис. 2.10).

Испытания аппаратов начинают с проверки функционирования, прочности и герметичности.

В зависимости от типа гидроаппарата проверяют:

- проход рабочей жидкости в линиях, предусмотренных схемой гидроаппарата;
- характер и величину перемещения рабочих элементов гидроаппарата;
- регулирование расхода, давления, времени и т. д.

Проверка функционирования должна проводиться в два этапа:

1 - в начале испытаний при минимальном давлении;

2 - после проверки наружной герметичности и прочности при минимальном и максимальном давлениях управления и номинальном давлении в основных гидролиниях.

При типовых и периодических испытаниях функционирование необходимо проверять при максимальной температуре рабочей жидкости, а также при других температурах, указанных в стандартах или технических условиях на конкретные аппараты.

В состав стенда для проведения функциональных испытаний гидроаппаратуры включают следующие узлы и агрегаты:

1 – обратный гидроклапан; 2 - фильтр; 3 – испытываемый гидроаппарат; 4, 7, 9 – отсечные вентили; 5 – мерная ёмкость; 6 – гидродроссель; 8 – предохранительный гидроклапан; 10 – пневмогидроаккумулятор; 11, 12 – измерители давления; 13 – измеритель расхода.

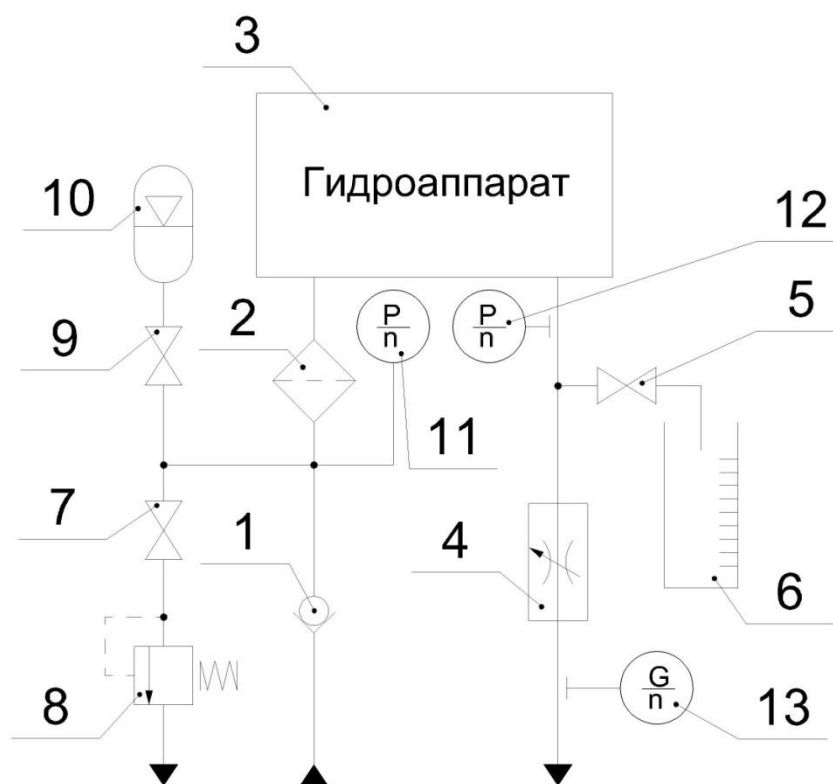


Рис. 2.10. Схема стенда для проведения функциональных испытаний гидроаппаратуры

Стенд функционирует следующим образом: рабочая жидкость поступает в испытуемый гидроаппарат 3 через обратный клапан 1 и фильтр 2. При резком падении давления в подводящей магистрали давление в ней будет восстановлено с помощью пневмогидроаккумулятора 10. Повышение давления в подводящей магистрали ограничивается предохранительным клапаном 8. Измерение утечек через испытуемый гидроаппарат производится с помощью мерной ёмкости 5. Расход рабочей жидкости, прошедшей через испытуемый гидроаппарат, регистрируется с помощью измерителя расхода 13. Давление на входе и выходе испытуемого гидроаппарата регистрируется с помощью измерителей давления 11 и 12.

Измерения параметров проводят по ГОСТ 17108.

Испытания должны проводиться на рабочей жидкости вязкостью 30-35 мм²/с (сСт).

Если испытания аппарата проводят на рабочей жидкости, вязкость которой обеспечить в указанном интервале невозможно (вода, эмульсия), параметры проверяют при температуре этой жидкости 20-50°С.

Если в стандартах или технических условиях параметры указаны при вязкости рабочей жидкости, отличной от установленной выше, допускается проводить испытания на рабочей жидкости с вязкостью, оговоренной в стандартах или технических условиях.

Комбинированные аппараты, состоящие из двух или нескольких аппаратов, выполняющих самостоятельные функции (например, регулятор расхода с предохранительным клапаном), следует испытывать по методике, установленной для каждого аппарата.

Испытания аппаратов должны проводиться на стендах, оборудованных кондиционерами рабочей жидкости. Класс чистоты рабочей жидкости по ГОСТ 17216 при испытании должен быть указан в стандартах или технических условиях на аппарат. Вязкость и класс чистоты рабочей жидкости должны проверяться не реже чем через 750 ч работы стенда (но не реже одного раза в

три месяца). Стенды должны иметь формуляр и техническое описание по ГОСТ 2.601.

Примечание. Приемосдаточные испытания допускается проводить на изделиях, на которые устанавливаются аппараты, если аппараты и изделия изготовлены одним и тем же предприятием.

Требования к средствам измерений - по ГОСТ 17108.

Перед проведением типовых испытаний должно быть проверено соответствие деталей и сборочных единиц гидроаппаратов рабочим чертежам, а также проведен микрометрический обмер основных деталей.

Перед проведением испытаний должны быть определены перепады давлений на участках гидролиний гидросистемы стенда, которые должны учитываться при измерении параметров испытываемого аппарата.

Испытательные стенды и условия проведения испытаний должны удовлетворять требованиям безопасности по ГОСТ 12.2.086.

3.2.2 Испытания на герметичность

Некоторые сведения из теории герметичности уплотнений.

Уплотнения, то есть устройства, предотвращающие проникновение сред, непременно присутствуют в любых агрегатах. Сравнение уплотнений осуществляется по величине утечки рабочих сред, которая определяется по эмпирическим и теоретическим формулам, включающим определяющие размеры (D , l , δ) и параметры режима (μ , ν , p).

Утечки образуются в результате:

- диффузий сред сквозь материал уплотнения;
- проникновения по зазорам и микронеровностям поверхностей;
- проникновения пленок смазывающего материала между перемещающимися контактирующими поверхностями.

Утечки вследствие диффузии Q_d определяются свойствами материала и его размерами:

$$Q_d = -D \cdot \frac{dc}{dx} \cdot F, \quad (2.9)$$

где D - коэффициент диффузии $\text{см}^2/\text{с}$, c - концентрация жидкости в материале уплотнения, F - площадь уплотнения в поперечном направлении, x - толщина материала.

Утечка Q по зазорам и микронеровностям:

$$Q = K \frac{B}{l} \cdot \frac{\Delta P}{\mu} \delta^3 \quad (2.10)$$

где K - коэффициент формы щели,

B , l , δ - ширина, длина, высота,

μ - коэффициент вязкости щели.

В принципе, расчету поддается и утечка пленки смазочного материала. Но на герметичность и трение существенно влияют многочисленные случайные факторы - загрязнение жидкости, старение материалов, температуры, деформации и так далее.

Их можно оценить при статистическом подходе к изучаемой проблеме, а для этого необходимо установить общие критерии - классы негерметичности. Устанавливаются они с учетом следующих соображений:

Утечки пропорциональны размерам соединений, поэтому целесообразно сравнивать уплотнения по величине утечки за килосекунду отнесенной к периметру уплотнения B ; $\bar{Q} = \frac{Q}{B} \left[\frac{\text{см}^3}{\text{дм} \cdot \text{кс}} \right]$, либо по объему утечки V , отнесенному к площади штока F : $\bar{V} = \frac{V}{F}$.

Поскольку теоретически установлена зависимость величины утечки от рабочих параметров (μ , ν , p) величина утечки может быть выражена в относительных единицах и по отношению к ним. Это дает возможность установить математическое ожидание \bar{Q}_m и дисперсию утечки σ_m (Рис. 2.11).

Утечки \bar{Q} и \bar{V} на единицу поверхности уплотнителя позволяют сравнивать различные конструктивные схемы уплотнения.

Для оценки утечек \bar{Q} и \bar{V} применяют классы и группы герметичности.



Рис. 2.11 Математическое ожидание утечек в зависимости от типа уплотнения

Количественная оценка утечек при эксплуатации изделий затруднена или даже невозможна. Поэтому в эксплуатации используется визуальная оценка.

При испытаниях в производстве, особенно при создании новых изделий используются специальные методы оценки герметичности (рис. 2.12).

Применяют гидростатические, пневматические и вакуумные методы.

Перед контролем герметичности изделия проводят подготовку конструкции к испытаниям: выдержку изделий при контрольных нагрузках и подготовку к измерениям.

Контроль герметичности, кроме случаев, особо оговоренных в ТУ, проводят при нормальных климатических условиях.

Методы контроля герметичности по способу индикации первичной информации подразделяют на сорбционные, пузырьковые, манометрические, масс-спектрометрические и т.д. (ГОСТ 18353).

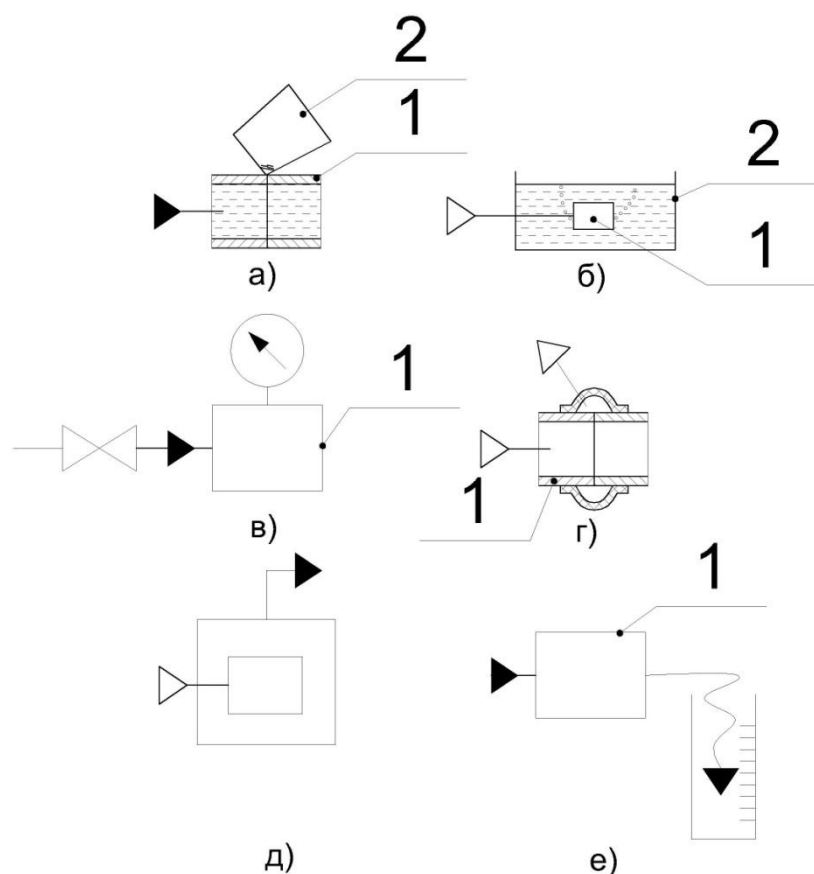


Рис. 2.12. Методы испытаний на герметичность

Сорбционный метод контроля (рис. 2.12, а) основан на поглощении сорбентом (например, фильтровальной бумагой) рабочей жидкости, проникающей через уплотнение. Утечки при этом методе определяют двумя способами: по размеру пятна жидкости на фильтровальной бумаге (способ пятен) или по разности массы фильтровальной бумаги.

Бумагу прикладывают по периметру соединения контролируемого изделия в течение 30 с. Герметичность оценивают по таблицам по ширине мокрого пятна, либо взвешиванием бумаги.

Пузырьковый метод (рис. 2.12, б) основан на регистрации пузырьков индикаторного газа, проникающего через уплотнения. Степень герметичности определяют по количеству пузырьков газа в единицу времени.

Манометрический метод (рис. 2.12, в) контроля основан на измерении падения давления рабочей среды в полости изделия в течение определенного времени.

Масс-спектрометрический метод (рис. 2.12, г) контроля основан на регистрации ионов индикаторного газа, попавшего в вакуумную камеру через контролируемого изделия. Контроль при этом осуществляется по специальным приборам - течеискателям, которые представляют собой простейшие масс-спектрометры.

Контроль течи индикаторного газа определяют накоплением при атмосферном давлении и накоплением в вакуум (рис. 2.12, д).

Метрический метод основан на измерении объема количества утечек с помощью прямого измерения (рис. 2.12, е).

3.2.3 Климатические испытания

Проводятся в термокамерах, где могут быть созданы различные условия окружающей среды. (Рис. 2.13)

Испытания на устойчивость к воздействию повышенных температур проводят в камере тепла. Изделие выдерживают при рабочей температуре $6 \div 24$ ч, после чего испытывают на функционирование. Затем изделие выключают, температуру в камере повышают до заданного предельного значения (до $150 \dots 160^\circ\text{C}$). В этих условиях изделие выдерживают в течение 4-х часов. По окончании выдержки, проверяют параметры изделия и осматривают его.

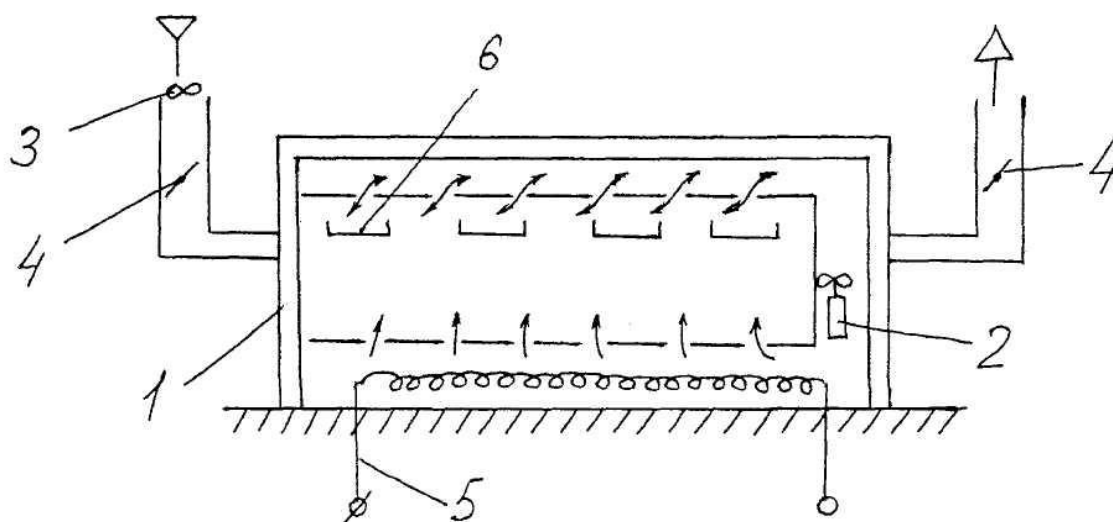


Рис. 2.13 Термобарокамера

В состав термобарокамеры (рис. 2.13) входят следующие узлы: 1 – корпус;

2 – внутренний вентилятор; 3 – внешний вентилятор; 4 – заслонки; 5 – нагреватель; 6 – ванночки для «сухого льда».

Испытания на устойчивость и воздействию пониженных температур проводят по аналогичным программам.

При температурных испытаниях важным является создание циклов изменения температур, соответствующих циклам изменения температур в эксплуатации или периоде хранения. Испытания проводят в термобронекерах. Такая камера представляет собой силовой шкаф, оснащенный системой подогрева воздуха, охлаждения воздуха, вентиляции.

Повышенные температуры реализуются с использованием электронагревателя 5. Для получения пониженных температур в камеру помещают ванночки с "сухим льдом", а регулирование температуры обеспечивается системами вентиляции.

К климатическим испытаниям тесно примыкают биологические испытания. Эти испытания организуют при подготовке оборудования и работе в условиях тропического климата. При этом в камерах для увеличения роста грибковых микроорганизмов поддерживается температура $+25 \div +60^{\circ}\text{C}$, влажность от 60 до 100%. Испытуемые объекты опрыскиваются суспензией из различных спор микроорганизмов. Период прорастания микроорганизмов ~28 дней.

После окончания испытаний изделие извлекается из камеры и испытывается на соответствия физических параметров требованиям ТЗ и ТУ.

Испытания в камерах вакуума - так называемые высотные испытания - необходимы для электрического и электронного оборудования агрегатов из-за потенциально неблагоприятного влияния таких характерных повреждений, как электрический пробой, утечка смазочных материалов и т.д. Поэтому при испытаниях электрических систем в вакууме стремятся к имитации реальных колебаний ионизации за счет применения специальных разрядников.

Испытания на воздействие песка и пыли проводят в специальных камерах, в которых воздуходувкой создают в воздушном потоке высокую концентрацию

песка и пыли.

Для проверки качества функционирования изделия в процессе испытаний предусматривают подачи гидро- и электроэнергии и контроль параметров на соответствие ТУ.

3.2.4 Механические испытания [5]

В программах испытаний устройств гидроприводов могут быть предусмотрены следующие механические испытания: на устойчивость и прочность к воздействию синусоидальной вибрации; на прочность к воздействию механических ударов, на устойчивость к воздействию линейных ускорений.

Испытания на устойчивость к воздействию синусоидальной вибрации проводят с целью проверки способности изделий выполнять свои функции и сохранять свои параметры в пределах значений, указанных в ТУ на изделие, в условиях воздействия синусоидальной вибрации в заданном диапазоне частот и ускорений. Такие испытания проводят на различных вибростендах. Наибольшее распространение нашли электродинамические вибростенды (рис. 2.14).

В воздушном зазоре постоянного магнита 1 находится подвижная катушка 2, которая жестко соединена с платформой 3. На платформе крепится испытуемое устройство 4. Платформа крепится на магните плоскими пружинами 5. При пропускании переменного тока в ней возникает магнитное поле, которое взаимодействует с полем постоянного магнита. Это вызывает синусоидальные колебания платформы с используемым изделием в вертикальной плоскости. Амплитуда колебаний зависит от массы испытуемого изделия, электромагнитной силы и свойств пружины 5. Частота колебаний определяется частотой переменного тока.

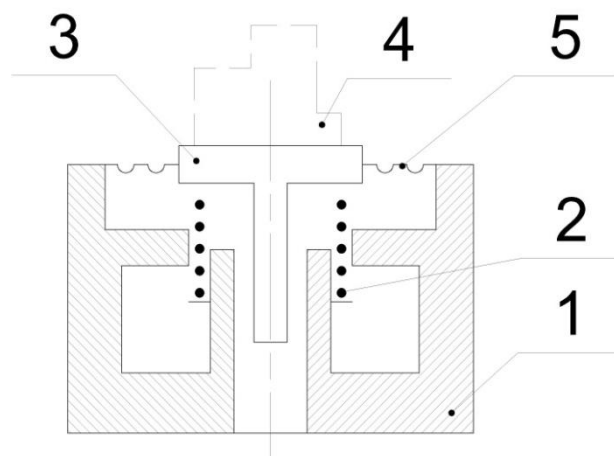


Рис. 2.14 Электродинамический вибростенд:
 1 – постоянный магнит; 2 – подвижная катушка; 3 – платформа; 4 –
 испытательное устройство; 5 – плоские пружины

Испытания проводят в широком диапазоне частот с выдержкой изделия во включенном состоянии при функционировании изделия. Во время испытания измеряют основные параметры изделия на каждой частоте.

Испытания на прочность к воздействию синусоидальной вибрации проводят с целью проверки способности изделий противостоять разрушающему действию вибрации и сохранять свои параметры в пределах значений, указанных в ТУ на изделие, после воздействия вибрации.

Испытания проводят на тех же вибростендах, что и для испытаний на устойчивость. Но изделие не функционирует (в выключенном состоянии). Испытания проводят в течение длительного времени согласно ТУ. Крепление изделий к платформе должно по жесткости соответствовать креплению в эксплуатации. При этом особое внимание обращают на появление резонансных явлений, при которых резко растут вибрационные нагрузки и ухудшаются характеристики изделий. Для исключения резонансов проводят доработку крепления и конструкции изделия.

Испытания на прочность и устойчивость к воздействию механических ударов проводят на ударных стендах. При этом изделие периодически поднимают на определенную высоту и бросают на стол с амортизаторами. Варьируя высоту свободного падения H и высоту сжатия U подбором амортизаторов по жесткости можно установить необходимую перегрузку при ударе.

Коэффициент перегрузки:

$$K_i = \frac{2\dot{I}}{6} \quad (2.11)$$

При проверке на устойчивость к воздействию механических ударов измеряют параметры изделия во время воздействия ударов.

Испытания на устойчивость к воздействию линейных ускорений проводят на центрифугах (рис. 2.15).

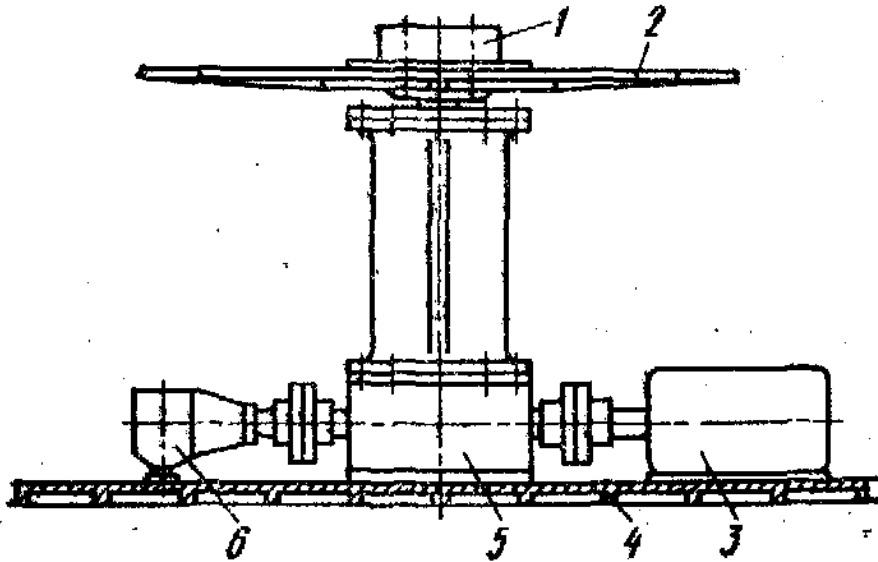


Рис. 2.15 Центрифуга

На рисунке 2.15 показана схема центрифуги, смонтированной на основании 4. Платформа 2 вращается от электродвигателя 3, который связан с платформой-редуктором 5. Плата 1 с зажимом позволяет укрепить испытуемое изделие на платформе на различных расстояниях от оси вращения. Тахометрический преобразователь 6 предназначен для измерения частоты вращения платформы. Кроме испытуемого изделия на платформе закрепляют противовес.

Коэффициент K_j перегрузки при линейном ускорении определяют по формуле:

$$K_j = \frac{a_{л.б}}{g} = \frac{4\pi^2 n^2}{g} L, \quad (2.12)$$

где:

a - центробежное ускорение;

g - ускорение свободного падения;

n - частота вращения;

L - расстояние от оси вращения до центра тяжести изделия.

Для получения необходимой перегрузки можно изменять частоту вращения n или расстояние L .

Изделие считают выдержавшим испытание, если в процессе и после испытания оно удовлетворяет требованиям, установленным в ТУ.

3.3 Стенды для испытаний гидрооборудования

Технические характеристики стендового технологического оборудования определяют качественный технологический, экологический и социальный уровень всего производства агрегатов.

В настоящее время разработка контрольно-испытательного оборудования (КИО) регламентируются целым рядом нормативно-технических документов: СТП, ОСТов, ГОСТов.

Техническое задание разрабатывается в соответствии с ГОСТ 15.001, ГОСТ 8.326.

Стадии разработки конструкторской документации по ГОСТ 2.103.

Виды и комплектность конструкторской документации по ГОСТ 2.102.

Разработка и оформление конструкторской и эксплуатационной документации по стандартам Единой системы конструкторской документации (ЕСКД).

Разработка измерительных систем стендов в соответствии с отраслевой системой обеспечения единства измерений.

При разработке КИО рекомендуется принять модульный принцип - создавать унифицированные блоки и агрегаты:

- блоки подготовки жидкости (БПЖ);
- гидравлические блоки;
- блоки электрооборудования;
- блоки управления и т.д.

3.3.1 Блок подготовки жидкости

включает в себя:

- гидравлический бак;
- насосную станцию;
- агрегаты кондиционирования рабочей жидкости (фильтры, охладители, клапаны, и т.д.);
- арматуру.

Кроме того, блок подготовки жидкости должен включать в себя:

- средства сбора проб и средства экспресс-анализа чистоты рабочей среды;
- устройства закрытой заправки жидкостью;
- устройство, обеспечивающее промывку от технологических загрязнений.

В передвижном КИО блок подготовки жидкости располагается внутри него.

БПЖ стационарного КИО выносят, как правило, в отдельное помещение централизованных насосных станций.

3.3.1.1 Гидравлический бак

Объем бака должен быть не менее 3-х минутного расхода насосной станции. Бак должен быть закрыт, для исключения попадания частиц, содержащихся в атмосфере, в жидкость. Для этого, на баке, работающем без наддува, должен быть установлен дыхательный клапан с фильтром. На баке, работающем с наддувом, должен быть установлен предохранительный клапан, чтобы в баке не могло образоваться давление, превышающее рабочее более чем на 49 кПа (0,5 атм.).

Бак должен иметь:

- всасывающую арматуру, обеспечивающую забор жидкости выше уровня сливаемого отстоя;
- мерные стекла или датчики уровня жидкости;
- сливную арматуру;
- кран сливного отстоя;
- технологические люки и крышки для промывки внутренних полостей;
- внутренние перегородки или устройства гашения струи для уменьшения пенообразования.

Принципиальные схемы баков, работающих под наддувом и без наддува,

представлены на рис. 3.1. Неотъемлемыми частями баков являются агрегаты: 1 – собственно бак; 2 – сливной вентиль; 3 – воздушный фильтр; 4 – воздушный редуктор; 5 – предохранительный клапан; 6 – измеритель уровня; 7 – измеритель давления.

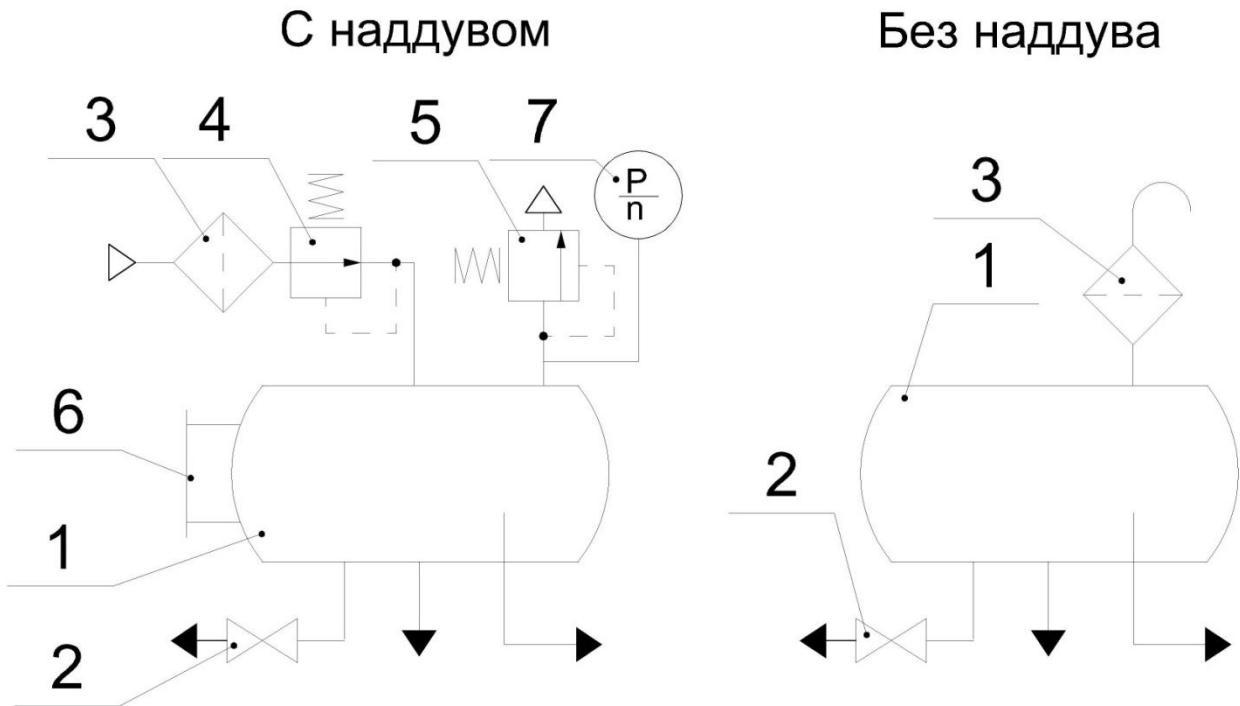


Рис. 3.1. Принципиальные схемы баков, работающих под наддувом и без наддува

3.3.1.2 Насосная станция

Включает в себя насос с электродвигателем, а в случае необходимости и насос подкачки с автономным приводом.

Насосная станция, как и весь блок подготовки жидкости, может располагаться внутри стенда, так и отдельно от него.

Насос БПЖ выбирается в соответствии с ТУ КИО. Привод насоса (электродвигатель) выбирается исходя из обеспечения заданной частоты вращения и мощности. Мощность привода рассчитывается по формуле:

$$N = \frac{P \cdot Q}{612 \cdot \eta_{\text{общ}}} \quad (3.1)$$

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{привода}} \cdot \eta_{\text{насоса}} \cdot \eta_{\text{передачи}}$$

3.3.1.3 Агрегаты кондиционирования

Фильтры

К основным параметрам фильтров относят:

- номинальную тонкость фильтрования δ , мкм;
- номинальное давление $P_{\text{НОМ}}$;
- номинальный расход $Q_{\text{НОМ}}$;
- условный проход d_y ;
- допустимый перепад давления на фильтроэлементе;
- ресурс работы фильтроэлемента.

Под тонкостью фильтрации понимают возможности фильтра удерживать частицы определенного размера. Различают абсолютную и номинальную тонкость фильтрации. Абсолютная тонкость фильтрации характеризуется минимальным размером частиц, полностью задерживаемых фильтром. Под номинальной тонкостью фильтрации понимают минимальный размер частиц, задерживаемых фильтром на 90-95%. Существует ряд номинальных тонкостей фильтрации $\delta = 1, 2, 5, 10, 16, 25, 40, 63$ и 80 мкм. Фильтры грубой очистки (до 15 мкм), нормальной (до 10 мкм), тонкой (до 5 мкм), особо тонкой очистки (до 1 мкм).

Под номинальным расходом через фильтр понижают расход через фильтр с чистым фильтроэлементом при определенной вязкости жидкости и определенном перепаде давления.

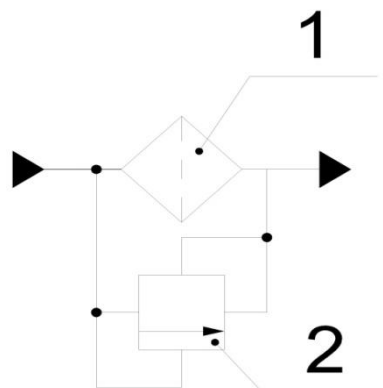
Фильтр состоит из корпуса, фильтроэлемента, клапанов (перепускных и отсечных) и арматуры.

Схемы фильтров представлены на рис. 3.2.:

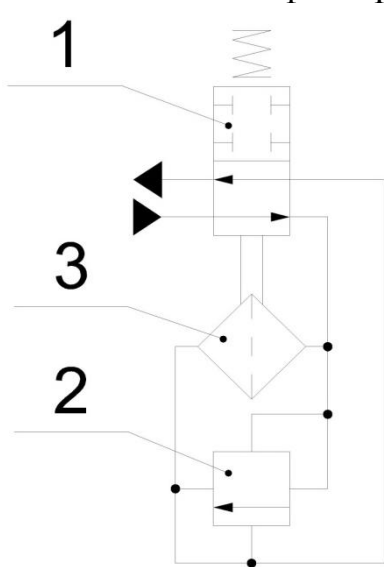
- схема фильтра с перепускным клапаном (рис. 3.2.а) – при засорении фильтра повышается его гидравлическое сопротивление, это может привести к уменьшению расхода или даже прекращению подачи рабочей жидкости, для предотвращения этого применяют перепускной клапан;

- схема фильтра с отсечным клапаном (рис. 3.2.б) - при замене фильтра происходит перекрытие магистрали для предотвращения протекания жидкости из системы;

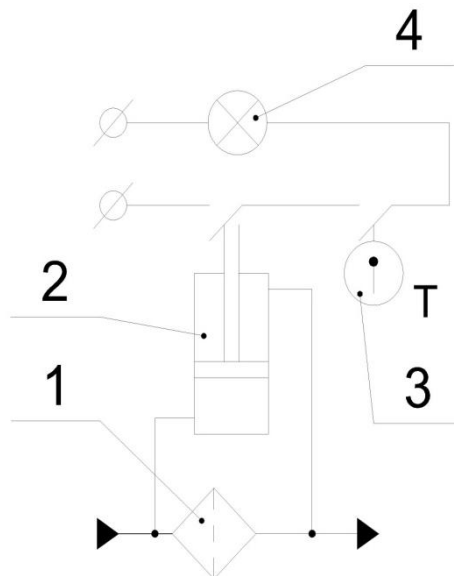
- схема фильтра с сигнализатором засорённости (рис. 3.2.в) - при засорении фильтра включается сигнализация.



а) - схема фильтра с перепускным клапаном:
1 – фильтр; 2 – перепускной клапан



б) - схема фильтра с отсечным клапаном: 1 – отсечной клапан; 2 – перепускной клапан; 3 - фильтр



в) - схема фильтра с сигнализатором засорённости: 1 – фильтр; 2 – элемент перепада давления; 3 – реле температуры; 4 – средства индикации

Рис. 3.2 Схемы фильтров

Размещение фильтров в стендовых системах (рис. 3.3):

- во всасывающих линиях насосов (фильтры грубой очистки) рис. 3.3а);

- на выходе насоса высокого давления (фильтры тонкой очистки) (рис.3.3б);

- на сливе жидкости в бак (рис. 3.3 в).

На рисунке обозначено рис. 3.3: 1 – гидравлический бак; 2 – фильтр; 3 – насос; 4 – предохранительный гидроклапан.

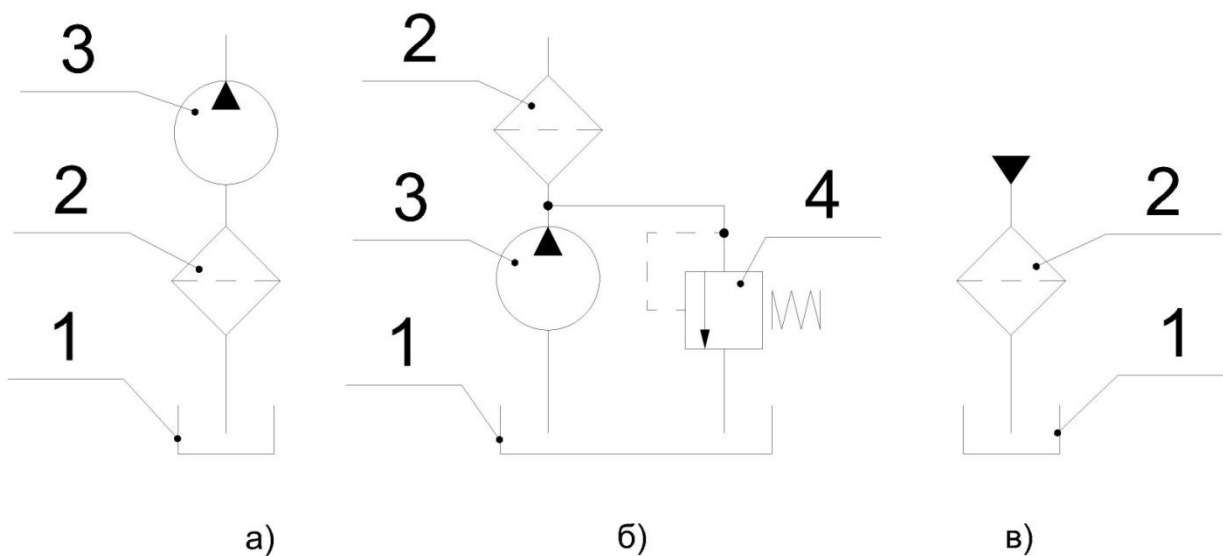
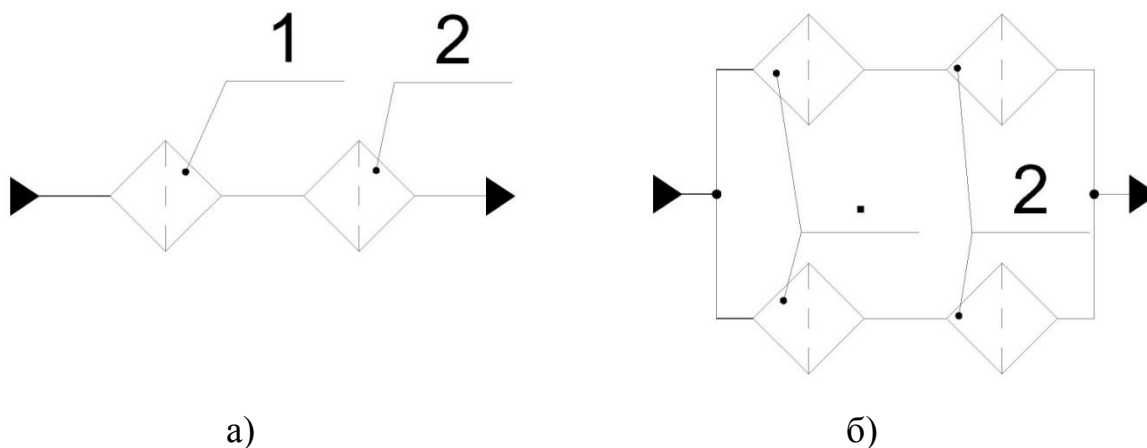


Рис. 3.3 Схемы размещения фильтров в стендовых системах:
 а) – на входе в насос; б) – на выходе из насоса; в) – на сливе жидкости в бак.

На рис. 3.4 показано последовательное (а) и параллельное (б) включение фильтров грубой (поз. 1) и тонкой (поз. 2) очистки. При последовательном включении фильтров происходит поэтапная очистка жидкости: грубая очистка, тонкая очистка. За счет этого продлевается срок службы фильтров тонкой очистки. При параллельном соединении фильтров увеличивается пропускная способность фильтров и грязеемкость системы фильтрации.



- Рис. 3.4 Схемы включения фильтров:
а) – последовательное размещение фильтров;
б) – параллельное размещение фильтров.

Охладители рабочей жидкости

В процессе работы стендов рабочая жидкость нагревается, т.к. непроизводительная мощность, т.е. разность между расходуемой приводным двигателем и полезной отдаваемой мощностью превращается в тепло.

В гидросистемах небольшой мощности (до 3-5 кВт) при достаточно больших объемах баков процесс охлаждения рабочей жидкости осуществляется за счет теплового излучения и конвекции. При этом используют увеличение поверхности бака за счет оребрения, обдув вентилятором, разбрызгивание воды на охлаждаемую поверхность.

В более мощных установках, когда температура жидкости за один проход повышается на 6... 10 градусов используются специальные теплообменники. На транспортных и самоходных машинах в этих целях применяют воздушные радиаторы. В стационарных установках охлаждение жидкости осуществляют водяными радиаторами помещаемыми прямо в баки, либо в виде автономного агрегата на входе в бак.

В тех случаях, когда требуется не охлаждение, а нагрев жидкости применяют нагреватели (как правило, электрические).

Принципиальная схема БПЖ имеет вид, представленный на рис. 3.5. В состав БПЖ входят: 1, 11 – пробоотборники; 2 – теплообменник; 3, 4, 8 – фильтры; 5 - гидравлический бак; 6 – теплообменник; 7, 9 – подкачивающие насосы; 10 – основной насос; 12 – предохранительный клапан; 13 – отсечной вентиль; 14 – воздушный фильтр; 15 – воздушный редуктор; 16 – воздушный предохранительный клапан; 17 – уровнемер бака; 18, 19 – измерители давления; 20 - измеритель температуры; 21 - вентиль.

Блок подготовки жидкости функционирует следующим образом: рабочая жидкость проходит через входной пробоотборник 1, теплообменник 2 и фильтра 3 и 4 поступает в бак 5, в котором установлен

для подогрева рабочей жидкости теплообменник 6. Подкачивающий насос 7 и фильтр 8, объединенные в установку для очистки жидкости типа СОГ, осуществляют очистку жидкости в гидробаке. Проходя подкачивающий насос 9 и основной насос 10 рабочая жидкость попадает через пробоотборник 11 в выходную магистраль. Давление в выходной магистрали ограничивается при помощи предохранительного клапана 12. Воздух, создающий избыточного давления в гидравлическом баке, проходя через воздушный фильтр 14 редуцируется с помощью воздушного редуктора 15. Избыточное давление в гидравлическом баке ограничивается воздушным предохранительным клапаном 16. Уровень рабочей жидкости в баке 5 определяется по уровнемеру 17. Избыточное воздушное давление в гидравлическом баке определяется измерителем давления 18. Давление после подкачивающего насоса 9 регистрируется измерителем давления 19. Температура рабочей жидкости регистрируется измерителем температуры 20. Вентиль 13 регулирует температуру жидкости в баке. Через вентиль 21 осуществляется заправка и слив жидкости в баке.

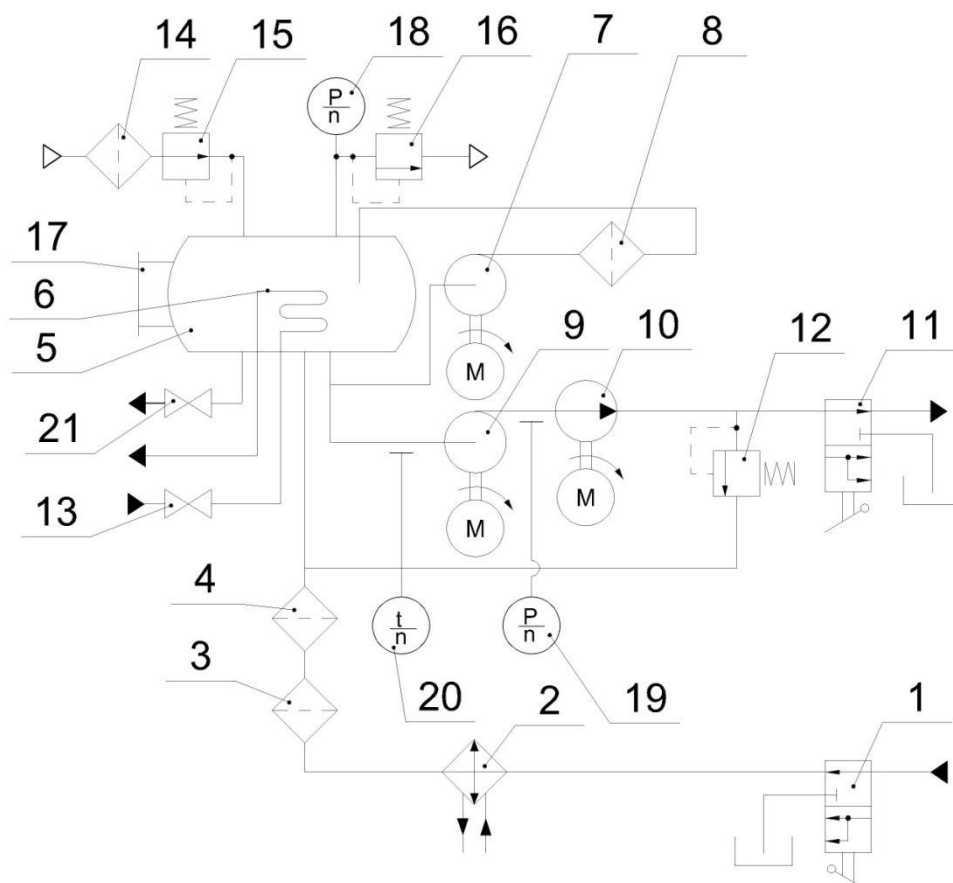


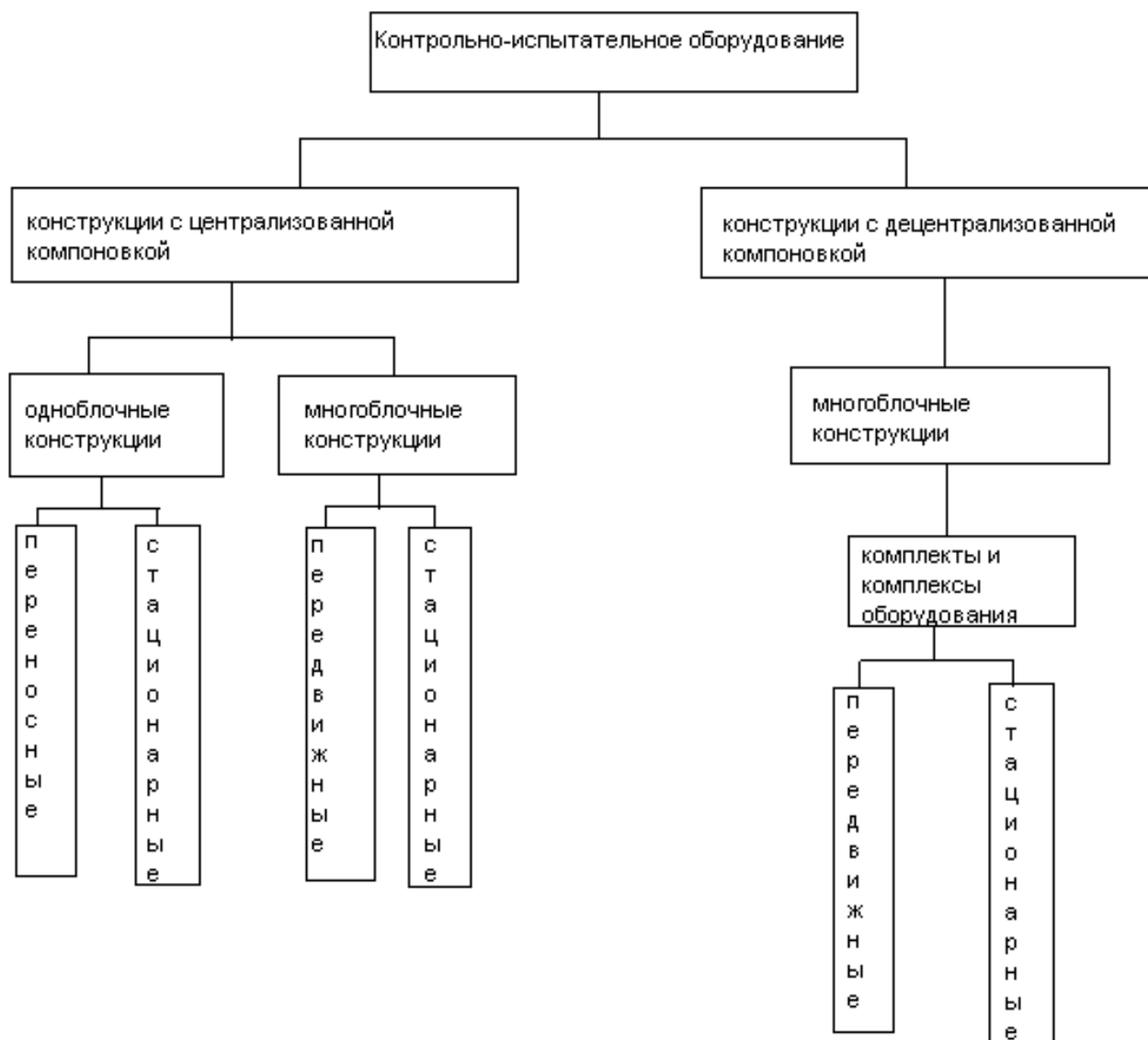
Рис. 3.5 Блок подготовки жидкости

3.3.2 Компонровка и оформление контрольно-испытательного оборудования

По способу компоновки КИО классифицируется на:

- конструкции с централизованной компоновкой, в которой все комплектующие элементы (агрегаты и блоки) заключены в общем корпусе;
- конструкции с децентрализованной компоновкой, в которых отдельные комплектующие элементы устанавливаются в конструктивно обособленных объемах. При этом выделенные из общего корпуса пульты управления, насосные станции и различные блоки часто значительно удалены друг от друга.

Классификация КИО по способу компоновки:



При компоновке КИО следует находить такое расположение комплектующих агрегатов и блоков при котором достигаются:

- наименьшие габаритные размеры КИО;
- максимальное использование объемов;
- максимальное сокращение кинематических, гидравлических и пневматических связей между агрегатами и блоками;
- оперативность обслуживания – минимальные затраты времени на подготовку КИО к работе, быстрое выполнение рабочих манипуляций и т.п.;
- удобство обслуживания – легкий доступ к комплектующим агрегатам и блокам в условиях эксплуатации, возможность быстрого осмотра, рациональная компоновка органов управления и устройств отображения

информации;

- безопасность обслуживания.

Компоновку КИО целесообразно проводить начиная с габаритных комплектующих агрегатов и блоков, а также элементов выходящих на лицевые панели.

Начиная компоновку, необходимо определить зону компоновки лицевых панелей.

Наиболее тяжелые комплектующие агрегаты и блоки КИО должны помещаться на нижнюю часть каркасов, рам и других несущих конструкций. Центр тяжести скомпонованных элементов должен совпадать с геометрическим центром тяжести корпуса КИО.

Компоновка лицевых панелей.

По назначению лицевые панели классифицируются на:

- панели управления;
- панели информации;
- смешанные панели.

При компоновке лицевых панелей следует использовать 5 принципов:

- принцип функциональной компоновки, когда группируются органы управления (ОУ) и устройства отображения информации (УОИ), идентичные по своим функциям или используемые совместно;

- принцип значимости, когда наиболее важные ОУ и УОИ располагаются в оптимальных (центральных) зонах видимости и досягаемости;

- принцип частоты использования, когда наиболее часто используемые ОУ и УОИ располагаются в самых удобных для восприятия и манипулирования зонах;

- принцип последовательности, когда ОУ и УОИ располагаются в порядке последовательности их использования слева направо и сверху вниз;

- принцип оптимального расположения, когда ОУ и УОИ располагаются в зависимости от особенностей каждого из элементов лицевых панелей.

Размещение органов управления.

К органам управления относятся маховика поворотные, кнопочные и клавишные выключатели и переключатели, переключатели типа «Гумблер» и т.д.

Количество органов управления должно быть минимальным, но достаточным для эффективного управления. Функции управления максимально должны перекладываться на автоматические устройства.

При размещении органов управления необходимо обеспечить равномерное распределение работы между правой и левой руками. При этом правой рукой должны выполняться более ответственные операции, требующие большей скорости, точности и силы.

При размещении органов управления необходимо учитывать размеры зон досягаемости.

Основные (наиболее важные, постоянно или часто используемые) органы управления должны размещаться спереди и справа от оператора в зоне легкой досягаемости на расстоянии до 600 мм от плечевых суставов оператора, находящегося в основной рабочей позе.

Вспомогательные органы управления должны размещаться в зоне максимальной досягаемости рук на расстоянии до 700 мм от плечевых суставов оператора.

Органы управления, не используемые в процессе работы оператором, должны размещаться за пределами зоны досягаемости.

Необходимо учитывать распределение нагрузки между руками оператора и привычные направления движений:

движение «от себя» и «к себе» для оператора легче, чем в сторону (вбок);

движение рук, «к себе» быстрее, чем «от себя»;

скорость движения рук в вертикальной плоскости выше, чем горизонтальной;

наиболее быстрое движение – «сверху вниз»;

для правой руки скорость движения «слева направо» выше, чем «справа

налево».

Положение органов управления должно соответствовать взаимному положению связанных с ними устройств отображения информации (например, если УОИ располагаются в горизонтальном порядке, то и соответствующие органы управления должны располагаться в том же порядке).

В горизонтальной и накладной плоскостях органы управления должны размещаться слева направо, в вертикальной плоскости - сверху вниз; при размещении органов управления рядами последние должны размещаться сверху вниз, а в каждом ряду – слева направо.

Если предусматривается определенная последовательность в действии с органами управления, то их размещение должно совпадать последовательностью использования.

При размещении органов управления рядом с теми УОИ, к которым они относятся, необходимо, чтобы рука оператора в момент выполнения переключения не загромождала показаний УОИ. Для этого органы управления для правой руки следует располагать ниже и правее, а для левой руки – ниже и левее соответствующих ОУИ.

Не следует располагать органы управления так, чтобы возникла необходимость перекрестной работы двумя руками.

Органы управления должны быть расположены таким образом, чтобы предотвратить их случайное включение или выключение, при этом они могут быть снабжены предохранительными устройствами (блокировками, ограничителями, фиксаторами).

Особое внимание необходимо обращать на те органы управления, неосторожное или случайное воздействие на которые может привести к повреждению КИО, травмированию операторов или ухудшению работы КИО. Необходимо предусматривать защиту таких органов управления таким образом, чтобы оператор при нормальном выполнении своих функций не мог случайно задеть или перевернуть их.

К органам регулировки, предназначенным для периодической настройки,

должен быть обеспечен удобный доступ. Одновременно с этим органы настройки должны быть изолированы от основных органов управления.

Размещение устройств отображения информации.

К устройствам отображения информации относятся контрольно-измерительные приборы, сигнальные устройства, индикаторы потока жидкости и т.п.

Устройства отображения информации должны группироваться и располагаться на панели относительно друг друга в соответствии с последовательностью их использования и с учетом функциональных связей элементов системы, которые они представляют. Например, приборы, относящиеся к одному и тому же технологическому процессу должны располагаться вместе. Если почему-либо этого сделать нельзя, то их можно объединить единым по цвету фоном, при этом цветовой фон не должен создавать пестроту на рабочей плоскости панели.

Приборы, измеряющие сходные параметры, рекомендуется группировать в вертикальные ряды, а приборы, контролирующие различные параметры одного процесса – в горизонтальные ряды.

При числе ОУИ на панели свыше 20 их следует разбивать на две и более визуально отличные группы, причем расположение приборов в группах должно быть таким, чтобы наблюдение велось последовательно слева направо или сверху вниз.

УОИ, информирующие о нормальной работе КИО, должны располагаться в левой верхней части центральной зоны панели. Наиболее важные УОИ, требующие к себе постоянного внимания, необходимо располагать в центре панели.

Второстепенные УОИ, не используемые оператором в процессе управления, должны располагаться в периферийной части панели.

УОИ, информирующие о критической ситуации, должны располагаться в верхней части панели.

При одновременном контрольном считывании по нескольким стрелочным приборам, приборы должны устанавливаться так, чтобы при

нормальных условиях работы стрелки имели одинаковое положение.

Приборы, имеющие круговую шкалу и подвижную стрелку должны так сочетаться с вращающимися органами управления, чтобы поворот органа управления и стрелки прибора. Вообще поворот органа управления и стрелки прибора по часовой стрелке должен, как правило, соответствовать увеличению численного значения регулируемого параметра, а поворот против часовой стрелки – уменьшению значения параметра.

Сигнальные устройства должны располагаться в одной плоскости и на одном уровне с поверхностью панели. Количество одновременно действующих сигнальных ламп на панели не должно превышать 5-10.

Размещение надписей на лицевых панелях.

На лицевых панелях следует располагать только те надписи, которые необходимы для работы оператора.

Надписи должны быть максимально краткими (не более двух – трех слов) и четкими. Следует использовать только общепринятые обозначения и сокращения.

Примечание: В случае большего количества надписей на панели или большего количества знаков в надписях последние рекомендуется заменять символами в соответствии с ГОСТ 12.4.040.

Надписи должны выполняться прописными буквами по ГОСТ 2930. Их размеры должны позволять чтение на расстоянии 300-500 мм.

Размеры шрифтов следует выбирать по таблице:

Оптимальная высота букв и цифр в зависимости от расстояния до глаз оператора.

Расстояние от надписи до глаз оператора, м.	Оптимальная высота букв и цифр, мм.
0,1 – 0,5	2,5
0,5 – 0,9	5
0,9 – 1,8	8
1,8 – 3,7	18

Во всех случаях буквы, цифры и символы не должны быть менее 2,5 мм по высоте.

Вертикальные надписи (читаемые сверху вниз) можно использовать только тогда, когда информация несут существенна или при крайне ограниченном месте.

Надписи следует располагать выше органов управления и устройств отображения информации, к которым они относятся. Если надписи загораживаются ОУ и УОИ, то их для лучшей видимости необходимо располагать под обозначениями элементами.

Каждый текст должен использоваться для обозначения только одного элемента. Элементы, выполняющие одни и те же функции, но размещенные в разных местах, должны иметь одинаковые подписи.

Расстояние от надписи до ближайшего к ней края обозначаемого элемента не должно быть менее 0,25 высоты буквы (цифры).

Расстояние между строками одной надписи должно быть равным 0,5 высоты прописных букв (цифр).

Расстояние между строками, которые относятся к разным надписям, не должно быть меньше высоты прописных букв (цифр).

Надписи на сигнальных световых табло должны читаться при включенной и выключенной сигнальной подсветке, однако контрастность между этими состояниями должна быть совершенно отчетливой.

Следует использовать темные изображения букв и цифр на светлом фоне. Допускается и обратный контраст – светлые буквы и цифры на темном фоне. В целом яркость знака (цифр, надписей) должна быть примерно в 2 раза выше яркости фона.

Надписи выполняются гравировкой непосредственно на панелях или на трафаретах, а также фотохимическими способами или способом фотооксидирования на трафаретах.

На лицевых панелях допускается располагать трафарет с принципиальной схемой, кратким описанием работы на стенде и инструкцией по эксплуатации.

Цветовое решение контрольно-испытательного оборудования.

При разработке цветовой схемы КИО следует учитывать, что различные цвета оказывают различное психофизическое воздействие на человека:

красный – возбуждающий цвет, энергичный;

оранжевый – цвет воспринимается человеком как раскаленный, горячий.

Он бодрит, стимулирует к активной деятельности;

коричневый – теплый, создает спокойное настроение, крепость, устойчивость;

желтый – цвет тепла и солнечного света, способствует поднятию жизненного тонуса;

зеленый – успокаивающе действует на нервную систему;

синий – ассоциируется с прохладой и покоем. Под его воздействием снижается физическое напряжение;

фиолетовый – вызывает ощущение беспокойства;

серый – строгий, деловой, он имеет много оттенков, вызывающих различное эмоциональное воздействие;

черный – мрачный, тяжелый, понижает настроение.

Окраска КИО должна производиться с учетом следующих закономерностей:

Работе, требующей большей физической активности, соответствует красные, желтые и желто-зеленые стимулирующие тона.

При работах, требующих повышенной концентрации внимания, наиболее благоприятными считаются спокойные цвета синего и сине-зеленого оттенков.

При однообразной работе оптимальными являются зеленые тона, предусматривающие наличие тоновых и цветовых контрастов для снижения монотонности.

Для окраски КИО рекомендуется преимущественное применение светлых тонов, что стимулирует поддержание КИО в чистоте.

Лицевые панели в КИО рекомендуется решать в нейтральных тонах по отношению к корпусу оборудования.

Для облегчения ориентирования рабочих в процессе обслуживания и эксплуатации КИО следует применять сигнальную окраску элементов КИО по ГОСТ 12.4.026.

Выбор декоративных и защитных покрытий.

Лакокрасочные покрытия.

При выборе лакокрасочных покрытий следует руководствоваться назначением покрытия, условиями эксплуатации, материалом окрашиваемой поверхности и требованиями к классу покрытия.

Классификация лакокрасочных покрытий в зависимости от условий эксплуатации приведена в ГОСТ 9.104 и ГОСТ 9.032.

Для окраски КИО рекомендуется применять следующие эмали:

- меламино-алкидные эмали МП-12, МЛ-152, МЛ-165;
- пентафталевые эмали ПФ-115 и ПФ-223.

Эмали МЛ-12 и МЛ-152 обеспечивают хороший внешний вид покрытия и высокие защитные свойства. Рекомендуются для окраски формообразующих поверхностей КИО (панелей, обшивок, кожухов и т.д.).

Эмаль МЛ-165 («молотковая эмаль») образует полуглянцевое покрытие с характерным рисунком и обеспечивает высокие защитные свойства. По декоративным свойствам уступает гладкофактурным эмалям. Рекомендуется для окраски элементов КИО из литья и сложных профилей.

Эмаль ПФ-115 образует глянцевое покрытие с защитными свойствами. Рекомендуется для окраски каркасов, шасси, строек и т.п.

Эмаль ПФ-233 рекомендуется для втирания в гравировку надписей на лицевых панелях КИО.

Для покрытия наружных поверхностей элементов КИО, подвергающихся воздействию жидкости НГЖ-4 рекомендуется:

- для стальных деталей – система покрытий из эпоксидных грунтов и эмалей;
- для деталей и алюминиевых сплавов – система покрытий из эпоксидных грунтов и полиуретановых эмалей.

При подготовке поверхностей КИО под окраску следует руководствоваться ГОСТ 9.402.

Для улучшения защитных свойств адгезии лакокрасочных покрытий в качестве грунта следует использовать анодно-оксидные пленки. Для получения анодно-оксидных пленок рекомендуется:

- для стали – фосфатирование;
- для алюминия и его сплавов – анодное оксидирование.

Металлическое покрытие.

К металлическим покрытиям относятся покрытия никелем, хромом, цинком, кадмием и т.д.

Металлические покрытия применяются как для наружных поверхностей элементов КИО, так и для внутренних.

Основные требования к выбору металлических покрытий приведены в ГОСТ 14623.

Требования к металлическим покрытиям – согласно ГОСТ 3002.

Внутреннее защитное покрытие для стальных сосудов назначается в зависимости от рабочего тела:

для топлива – оксифосфатирование с гидрофобизированием;

для воды – цинкование и кадмирование;

для воздуха - оксифосфатирование с гидрофобизированием;

для спирта – изготовление из нержавеющей сталей с пассивацией внутренней поверхности.

Металлические и лакокрасочные покрытия должны не только отвечать комплексу требований, определяющих их эстетические, технологические и эксплуатационные свойства, но и быть экономически целесообразными по стоимости.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Стенды ОАО "ОРТЭК", г. Ковров.

Стенд для испытания гидроаппаратуры

Стенд предназначен для проверки приборов давлением до 14,5 МПа и расходом до 45 л/мин.

Стенд стационарного типа.



габаритные размеры	1300x900x1800 мм
максимальный расход	45 л/мин
давление напорной гидролинии max	14,5 МПа
напряжение питания	380 В, 50 Гц
мощность электродвигателя	7,5 кВт

Универсальный стенд для испытания гидравлических приборов.

Стенд-бокс предназначен для испытаний приборов давлением до 35 МПа, с расходом до 130 л/мин. Одновременно на стенде можно испытывать только один прибор. Гидравлическая схема стенда может меняться в зависимости от требований на прибор.

Стенд стационарного типа.



габаритные размеры	3200x1500x1600 мм
масса	3000 кг
потребляемая мощность	80 кВт
напряжение питания	380 В, 50 Гц

Стенд для периодических испытаний насосов и гидромоторов

Стенд-бокс предназначен для испытаний приборов давлением до 35 МПа, с расходом до 130 л/мин. Одновременно на стенде можно испытывать только один прибор. Гидравлическая схема стенда может меняться в зависимости от требований на прибор.

Стенд стационарного типа.



габаритные размеры	2000x1500x1000 мм
масса	800 кг
максимальное давление в напорной линии	4 МПа
максимальный расход	96 л/мин
мощность электродвигателя	11 кВт, 3000 об/мин
напряжение питания	380 В, 50 Гц

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

БПЖ – блок подготовки жидкости;
ТЗ – техническое задание;
ТУ – технические условия;
УОИ - устройство отображения информации;
КИО - контрольно-испытательное оборудование;
ОУ – органы управления;
 Q – расход рабочего тела;
 P – давление рабочего тела;
 N – мощность устройства;
 η - коэффициент полезного действия;
 V_o - номинальный рабочий объем;
 K_Q - коэффициент подачи;
 n – частота вращения;
 \bar{M} - удельная масса;
 $N_{ном}$ - номинальная мощность;
 Z_u - внутренний импеданс источника колебаний;
 Z_n - внутренний импеданс стендовой системы;
 P_u - амплитуда колебаний давления на выходе из источника;
 Q_d - утечки вследствие диффузии ;
 D - коэффициент диффузии;
 c - концентрация жидкости в материале уплотнения;
 F - площадь уплотнения в поперечном направлении;
 x - толщина материала;
 K - коэффициент формы щели;
 B, l, δ - ширина, длина, высота щели;
 μ - коэффициент вязкости щели;
 Γ - коэффициент перегрузки;
 K_j - коэффициент перегрузки при линейном ускорении;
 a - центробежное ускорение;
 g - ускорение свободного падения;
 L - расстояние от оси вращения до центра тяжести изделия;
 δ - номинальная тонкость фильтрования, мкм;
 $P_{НОМ}$ - номинальное давление;
 $Q_{НОМ}$ - номинальный расход;
 d_y - условный проход.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вакулич Е.А., Жуков Д.Г., Жуковский А.Е. и др. Автоматизированные испытания насос-регулятора НР-30АР – Самара: Изд-во СГАУ, 1995. – 63с.
2. Голубев В.И. Монтаж испытания и эксплуатация гидроприводов - М: Изд-во МЭИ, 2000. - 132 с.
3. Динамические измерения и обработка экспериментальных данных при испытаниях гидросистем: учеб. пособие / М. С. Гаспаров, А. Н. Крючков, А. Б. Прокофьев [и др.] – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. – 128 с.
4. Зарин А.А., Логинов В.Е. Оптимизация процессов сборки, регулировки и испытания топливной аппаратуры двигателей. – М: «Машиностроение», 1989. – 80 с.
5. Никитин О.Ф., Холин К.М. Объемные гидравлические и пневматические приводы. – М.: «Машиностроение», 1981. – 269 с. Ил.
6. Санчугов В.И. Технологические основы динамических испытаний и отработки гидросистем и агрегатов: учебное пособие – Самара: СНЦ РАН, 2003. – 96 с.
7. Судаков Р.С., Тескин О.И. Надежность и эффективность в технике. Том 6. Экспериментальная отработка и испытания. – М: "Машиностроение", 1989. - 376 с.
8. ГОСТ 2.102 ЕСКД. Виды и комплектность конструкторских документов.
9. ГОСТ 2.103 ЕСКД. Стадии разработки.
10. ГОСТ 2.601 ЕСКД. Эксплуатационные документы
11. ГОСТ 8.326 ГСИ. Метрологическая аттестация средств измерений.
12. ГОСТ 9.032 ЕСЗКС. Покрyтия лакокрасочные. Группы, технические требования и обозначения
13. ГОСТ 9.104 Единая система защиты от коррозии и старения. Покрyтия лакокрасочные. Группы условий эксплуатации. Взамен ГОСТ 9.009-73

14. ГОСТ 9.402 Название. Единая система защиты от коррозии и старения. Покрытия лакокрасочные. Подготовка металлических поверхностей перед окрашиванием. Взамен. ГОСТ 9.025
15. ГОСТ 12.2.086 ССБТ. Гидроприводы объемные и системы смазочные. Общие требования безопасности к монтажу, испытаниям и эксплуатации
16. ГОСТ 12.4.026 Система стандартов безопасности труда. Цвета сигнальные и знаки безопасности
17. ГОСТ 12.4.040 Система стандартов безопасности труда. Организация обучения безопасности труда. Общие положения
18. ГОСТ 2930 Приборы измерительные. Шрифты и знаки.
19. ГОСТ 3002 Покрытия металлические и неметаллические неорганические.
20. ГОСТ 14623 ГОСТ 9.303 Единая система защиты от коррозии и старения. Покрытия металлические и неметаллические неорганические. Общие требования к выбору
21. ГОСТ 14658 Насосы объемные гидроприводов. Правила приемки и методы испытаний.
22. ГОСТ 15.001 Система разработки и постановки продукции на производство. Продукция производственно-технического назначения.
23. ГОСТ 17108 Гидропривод объемный и смазочные системы. Методы измерения параметров.
24. ГОСТ 17216 Промышленная чистота. Классы чистоты жидкостей
25. ГОСТ 18353 Контроль неразрушающий. Классификация видов и методов.
26. ГОСТ 18464 Гидроприводы объемные. Гидроцилиндры. Правила приемки и методы испытаний.
27. ГОСТ 20245 Гидроаппаратура. Правила приемки и методы испытаний.
28. ГОСТ 20719 Гидромоторы. Правила приемки и методы испытаний.

Контрольные вопросы

1. Что такое функциональные испытания?
2. Какие параметры работы стенда измеряются при испытаниях насосов (гидромоторов)?
3. Какие особенности имеют обратимые гидромоторы?
4. В чем особенности испытаний шестеренных и плунжерных насосов?
5. От чего возникают колебания жидкости на выходе насоса шестеренного (плунжерного)?
6. Какие параметры работы гидроцилиндров необходимо измерять при функциональных испытаниях?
7. Какие виды гидроаппаратов Вам известны?
8. Какие методы испытаний на герметичность применяют в производстве агрегатов?
9. С какой целью проводят климатические испытания гидрооборудования?
10. Какие задачи решаются в ходе механических испытаний агрегатов?
11. Что такое блок подготовки жидкости?
12. Какие способы фильтрации жидкости могут быть использованы в стендах?
13. Как подключаются гидравлические поверхностные фильтры в системы стендов?
14. Как осуществляется выбор гидронасоса для испытательного стенда?
15. Какие требования предъявляются к бакам испытательных стендов?
16. Какие агрегаты составляют систему кондиционирования испытательного стенда?
17. Какие требования предъявляются к компоновке испытательного стенда?
18. Как осуществляется выбор электродвигателя для привода гидронасоса в стенде?
19. Как размещаются органы управления испытательного стенда?