

В. В. Пинчук, В. К. Шелег

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ
АГРЕГАТНО-МОДУЛЬНЫХ ГИДРОБЛОКОВ
УПРАВЛЕНИЯ ГИДРОПРИВОДОВ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Гомель
ГГТУ им. П. О. Сухого
2010

УДК 62-82-112.6

Пинчук, В. В. Расчет и конструирование агрегатно-модульных гидроблоков управления гидроприводов технологических машин / В. В. Пинчук, В. К. Шелег. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2010. – 270 с. : ил. – ISBN 978-985-420-923-4.

Монография посвящена теории и методике расчета агрегатно-модульных гидроблоков управления гидроприводов технологических машин. Приведены конструкции, гидросхемы и основные технические параметры компонентов агрегатно-модульного конструирования гидроблоков управления гидроприводов. Изложены общие вопросы оптимального проектирования гидроблоков управления.

Рассчитана на научных и инженерно-технических работников, занимающихся гидроприводами и автоматикой, а также может быть использована студентами технических вузов, изучающими дисциплины «Элементы и системы гидроавтоматики» и «Гидроприводы и автоматика».

Табл. 25, ил. 84, список лит. – 159 назв.

Рецензенты: профессор кафедры авиационного факультета доктор технических наук, профессор *В. С. Шевченко* (Военная академия Республики Беларусь, г. Минск); заведующий кафедрой «Экология и рациональное использование водных ресурсов» кандидат технических наук, доцент *Р. Н. Вострова* (Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель)

*Рекомендовано к изданию Советом ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 7 от 15.03.2010 г.)*

ISBN 978-985-420-923-4

© Пинчук В. В., Шелег В. К., 2010

© Оформление. Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого», 2010

Научное издание

Пинчук Владимир Владимирович
Шелег Валерий Константинович

**РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ
АГРЕГАТНО-МОДУЛЬНЫХ ГИДРОБЛОКОВ
УПРАВЛЕНИЯ ГИДРОПРИВОДОВ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН**

Монография

Редакторы: *Н. Г. Мансурова*
Н. И. Жукова
Компьютерная верстка *Н. Б. Козловская*

Подписано в печать 18.10.10.
Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».
Ризография. Усл. печ. л. 15,81. Уч.-изд. л. 15,3.
Тираж 100 экз. Заказ № /46.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Издательский центр учреждения образования
«Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого».
ЛИ № 02330/0549424 от 08.04.2009 г.
246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.

Оглавление

Предисловие.....	6
Перечень условных обозначений.....	8
Глава 1. Проблема создания агрегатно-модульных гидроблоков управления и пути ее решения	9
1.1. Классификация и типовая последовательность разработки гидроприводов	13
1.2. Управление скоростью рабочих органов гидроприводов.....	16
1.3. Независимое одновременное регулирование скоростей рабочих органов гидроприводов технологического оборудования...	27
1.4. Принципы построения гидросхем приводов технологического оборудования.....	35
1.5. Систематизация принципиальных гидросхем приводов технологического оборудования.....	40
1.6. Классификация конструктивных решений в области создания агрегатно-модульных гидроблоков управления.....	65
1.7. Тенденции развития элементной базы для конструирования агрегатно-модульных гидроблоков управления	71
1.8. Перспективы создания агрегатно-модульных гидроблоков управления	73
Глава 2. Основы структурного синтеза агрегатно-модульных гидроблоков управления	87
2.1. Иерархическая последовательность этапов решения проблемы синтеза гидроблоков управления агрегатно-модульного типа	87
2.2. Топологические модели элементарных схем принципиальных гидросхем приводов.....	92
2.3. Задача параметрической оптимизации агрегатно-модульных гидроблоков управления	98
2.4. Структурная математическая модель монтажного корпуса агрегатно-модульных гидроблоков управления	104
2.5. Расчетно-графическое моделирование структур гидроблоков управления.....	108
2.6. Структурный синтез гидроблоков управления на основе «узлов соединений»	111
2.7. Оптимизация процесса проектирования агрегатно-модульных гидроблоков управления	112

Глава 3. Разработка компоновок гидроблоков управления агрегатно-модульного типа	115
3.1. Исследование эффективности компоновочных решений при проектировании гидроблоков управления	115
3.2. Разработка компоновочного решения агрегатно-модульных гидроблоков управления и формы монтажного корпуса	116
3.2.1. Типизация блоков элементарных схем принципиальных гидросхем приводов	120
3.2.2. Унификация инвариантных структур присоединительных размеров гидроаппаратов	127
3.3. Моделирование функциональных схем гидросхем приводов на основе комбинированных математических моделей	130
3.4. Разработка структуры гидравлических каналов монтажного корпуса и структурных схем узла реверса и замыкающих блоков...	133
Глава 4. Разработка компоновок гидроблоков управления агрегатно-модульного типа	140
4.1. Унификация гидравлических схем соединительно-монтажных корпусов на основе метода вариаций	140
4.2. Синтез универсальной структуры агрегатно-модульных гидроблоков управления	144
4.3. Параметрический синтез агрегатно-модульных гидроблоков управления	148
4.4. Обоснование геометрических параметров присоединительных размеров компонентов агрегатно-модульных гидроблоков управления	151
4.5. Оптимизация геометрических параметров соединительно-монтажного корпуса	156
4.6. Алгоритм проектирования системы компонентов агрегатно-модульных гидроблоков управления	159
Глава 5. Структурный синтез агрегатно-модульных гидроблоков управления	165
5.1. Разработка математических моделей гидроблоков управления на стадии функционального проектирования	165
5.2. Оптимизация структурных решений гидроблоков управления на основе морфологического анализа	169
5.3. Построение рациональных конструктивных схем гидроблоков управления на основе элементарных гидравлических схем	173

5.4. Разработка структурных схем гидроблоков управления методами автоматизированного проектирования	182
5.5. Разработка математических моделей принципиальных гидросхем приводов технологических машин и соединительно-монтажных корпусов на основе разреженных матриц	189
5.6. Разработка алгоритмов автоматизированного проектирования агрегатно-модульных гидроблоков управления.....	196
5.7. Автоматизированное преобразование принципиальной гидравлической схемы в схему соединений	204
Глава 6. Освоение промышленного производства агрегатно-модульных гидроблоков управления	210
6.1. Разработка системы компонентов агрегатно-модульных гидроблоков управления с использованием стандартизированных гидроаппаратов.....	210
6.2. Результаты испытаний и промышленного освоения системы компонентов с использованием стандартизированных гидроаппаратов.....	220
6.3. Разработка и результаты испытаний системы компонентов агрегатно-модульных гидроблоков управления на основе гидроаппаратуры встраиваемого исполнения	226
6.4. Разработка и внедрение в гидроприводах технологического оборудования агрегатно-модульных гидроблоков управления	236
6.5. Перспективные области применения результатов работы	242
Литература	244
Приложение А	257
Приложение Б	261

Предисловие

В последние годы гидравлические системы широко применяются в технике, в том числе в системах управления и автоматики. Расширение использования гидропривода привело к качественным изменениям в конструкциях гидрооборудования и принципиальных построениях приводов. Возникшее противоречие между все возрастающим объемом и сложностью конструкторских работ по созданию новых машин и оборудования и необходимостью постоянного сокращения сроков их создания и внедрения потребовало новых принципов построения, конструирования и изготовления как самих машин и оборудования, так и его составных частей, в том числе гидроблоков управления приводов. Наиболее полно современным требованиям развития машиностроения с этой точки зрения соответствует агрегатно-модульная система их построения, обеспечивающая реализацию различных видов машин и оборудования на основе унифицированных узлов.

Теория и методика агрегатно-модульного конструирования гидроблоков управления освещена в работах Ф. А. Наумчука, А. Я. Оксененко, С. Стрицека, Р. А. Филатова, Х. Эберстхойзера, В. Я. Скрицкого и др.

Многими проектными организациями выполняется проектирование гидроблоков управления машин и механизмов, работы которых, как правило, взаимно не увязаны. Отсутствует и единый подход при создании конструкций гидроблоков управления, что существенно снижает эффективность работ, удлиняются сроки проектирования и постановки на производство. Курс «Элементы и системы гидропневмоавтоматики» излагается в ряде высших учебных заведений, однако агрегатно-модульному конструированию гидроблоков управления уделяется недостаточно внимания вследствие ограниченности информации, что существенно снижает качество подготовки специалистов. По этому разделу дисциплины нет учебника или учебного пособия, объем и содержание которых отвечали бы требованиям сегодняшнего дня.

Цель настоящего издания – восполнить данный пробел. Предполагается, что с курсом гидравлики и гидравлических машин читатели знакомы. Сведения, необходимые для понимания теории и методики агрегатно-модульного проектирования гидроблоков управления, приведены в главе 1.

Глава 2 посвящена общей теории разработки элементной базы агрегатно-модульного конструирования и гидроблоков управления на ее основе.

В главах 3–5 излагаются методики структурного и параметрического синтеза гидроблоков управления, алгоритмы проектирования системы компонентов агрегатно-модульных гидроблоков управления гидроприводов технологических машин и гидроблоков управления на ее основе. Основное внимание уделено правилам построения структурных и монтажных схем, оптимизации конструкций гидроблоков управления. В кратком виде приведены некоторые сведения и требования к изготовлению и функционированию гидроблоков управления.

В книге приведен список литературы, ознакомление с которым позволит читателю более глубоко изучить те или иные вопросы, рассматриваемые в монографии.

Перечень условных обозначений

Аббревиатуры

БВ – блок на основе вставных элементов
БЗ – блок замыкающий
БП – блок присоединительный
БР – блок распределителей
БФ – блок функциональный
ГУ – гидроблок управления
КО – клапан обратный
КП – клапан предохранительный
ПС – принципиальная гидросхема
РП – регулятор потока
СММ – соединительно-монтажный модуль
СТС – структурная схема
ЭСС – элементная структурная схема

Буквенные обозначения

A – канал выхода к исполнительному органу
B – канал выхода к исполнительному органу
M – магистральный канал СММ
N – магистральный канал СММ
K – магистральный канал СММ
C – магистральный канал СММ
P – канал подвода рабочей жидкости, магистральный канал
T – канал слива рабочей жидкости, магистральный канал
У – магистральный канал БР
X – магистральный канал БР

ГЛАВА 1

ПРОБЛЕМА СОЗДАНИЯ АГРЕГАТНО-МОДУЛЬНЫХ ГИДРОБЛОКОВ УПРАВЛЕНИЯ И ПУТИ ЕЕ РЕШЕНИЯ

Задача коренного улучшения качества выпускаемой продукции на основе широкого внедрения высокопроизводительного оборудования и прогрессивных технологических процессов подразумевает необходимость осуществления мероприятий по созданию машин, оборудования и приборов на основе унифицированных блочных, блочно-модульных и базовых конструкций, по увеличению выпуска многофункциональных видов техники, комплектующих изделий для гибких производственных систем, промышленных роботов и средств автоматизации. В сущности, стоит вопрос о переходе к технике нового поколения на базе агрегатов и модулей, т. е. унифицированных узлов, состоящих из взаимозаменяемых деталей массового производства и выполняющих относительно самостоятельную функцию в различного рода технических устройствах.

Известные преимущества гидропривода перед приводами других типов предопределили его стремительное развитие и широкое внедрение в различных областях техники. В настоящее время гидропривод является одним из основных средств автоматизации и механизации различных технологических процессов.

Из литературы, посвященной принципам конструирования гидропривода [1, с. 6, 9, 10, 118, 128], следует, что наибольшее распространение он получил в системах технологического оборудования. Широко применяется гидропривод в современных металлорежущих и деревообрабатывающих станках, особенно в шлифовальных, агрегатных и некоторых других. Гидравлические системы сравнительно простыми средствами приводятся к автоматическому цикловому действию. По сравнению с механическим гидравлический привод более компактен и менее металлоемок; обеспечивает бесступенчатое регулирование скорости движения рабочих органов станка, обладает лучшими динамическими характеристиками и позволяет осуществить реверсирование прямолинейного движения; упрощает решение вопроса надежной смазки всех механизмов и направляющих станка, не требует специальных устройств для защиты деталей механизмов от пере-

грузок; позволяет легко перестраивать станок на различные структуры цикла и режимы работы. При современных повышенных скоростях перемещения рабочих органов привод обеспечивает легко регулируемое плавное и активное гашение инерционных сил.

Кроме того, применение гидропривода в станках и автоматических линиях обусловлено его относительно высокой надежностью при длительной работе в заводских условиях, высоким быстродействием, замечательными компоновочными свойствами, простотой осуществления линейных перемещений, широким диапазоном и простотой регулирования скоростей и усилий, простыми возможностями остановки исполнительных органов в нужном положении, простотой логических схем, позволяющей компоновать гидравлические приводы и их системы управления из ограниченного набора стандартных элементов и узлов.

Недостатками гидравлического привода, которые ограничивают его применение в станках, являются нестабильность работы привода из-за неизбежных температурных колебаний рабочей жидкости в процессе работы станка и более низкий КПД, обусловливаемый утечками и особенностью работы насосов постоянной подачи; невозможность точного соблюдения передаточного отношения при согласовании движений рабочих органов станка; необходимость применения устройств для очистки и охлаждения рабочей жидкости и дополнительного ухода за рабочим местом. Следует отметить, что эффективность скоростного проектирования и внедрения передовой технологии, комплексной механизации и автоматизации процессов производства металлорежущих станков обеспечивается широко развитой специализацией производства на основе агрегатирования, унификации и нормализации деталей и целых узлов. Это направление развития станкостроения позволило перейти к более совершенному типу производства. Агрегатирование и унификация являются в настоящее время основой проектирования и производства станков. Однако вопросы агрегатно-модульного построения гидроприводов решены не в полной мере.

Гидравлический привод содержит следующие элементы: источник гидравлического потенциала; аппаратуру, регулирующую давление и расход циркулирующей жидкости, а также направление ее движения; гидродвигатель, осуществляющий движение рабочего органа станка; соединительные магистрали, связывающие между собой элементы привода.

Приводы современных машин, как правило, состояются из наукоемких компонентов: нормализованных аппаратов и агрегатов, серийно изготавливаемых специализированными заводами. Это позволило упростить процесс проектирования, монтаж гидравлических систем и их эксплуатацию. Применение оригинальных устройств, отличных от нормализованных, ограничивается из экономических и эксплуатационных соображений, так как их введение удлиняет сроки проектирования машины и изготовления и нередко требует тщательных исследований и экспериментальных проверок разработанных устройств.

Основное место в гидросистемах станков занимает гидравлическая аппаратура, предназначенная для управления направлением, скоростью и усилием исполнительных механизмов машин, осуществления функций управления и контроля в гидроприводе и всего цикла работы привода. В большинстве случаев гидроаппаратура должна обеспечивать автоматическое осуществление этого цикла работы. Поэтому технический уровень, качество и надежность гидравлических приводов различных видов оборудования в значительной степени зависят от уровня, качества и надежности гидроаппаратуры, которой оснащен данный привод.

В настоящее время находит применение гидроаппаратура различных видов монтажа: резьбового присоединения, притычная гидроаппаратура, модульная и встраиваемая [1, с. 4, 9, 118, 128, 167, 168], что, в свою очередь, определяет способ ее соединения в соответствии с принципиальной гидросхемой (ПС). Существующие способы соединения гидроаппаратов в гидроблоки управления (ГУ) не могут обеспечить решения всего многообразия конструктивных и схемных исполнений приводов на основе унифицированных узлов и создания гибких переналаживаемых приводов на базе агрегатов и модулей. Кроме того, проектирование ГУ осуществляется многими проектными организациями (НИИ, КБ, ОГК заводов), работы которых из-за отсутствия единых подходов, как правило, не увязаны между собой и носят самостоятельный характер. Составные части проектируемого ГУ рассматриваются как оригинальные, присущие только данной конструкции, в результате чего появилось огромное количество конструктивных и схемных решений гидроприводов. Расширение использования гидропривода привело к качественным изменениям в конструкциях гидрооборудования и принципах построения приводов. Возникшее противоречие между все возрастающим объемом и слож-

ностью конструкторских работ по проектированию новых машин и оборудования и необходимостью постоянного сокращения сроков их создания и внедрения потребовало иных подходов при конструировании и изготовлении гидроблоков управления приводов. Наиболее полно современным требованиям развития машиностроения, как отмечено выше, соответствует агрегатно-модульная система их построения, обеспечивающая реализацию различных видов машин и оборудования на основе унифицированных узлов.

В работах Ф. А. Наумчука, А. Я. Оксененко, С. Стрицека, Р. А. Филатова, Х. Еберстхойзера, В. Я. Скрицкого и др. [88], [89], [112], [117], [118] выполнены исследования различных способов монтажа ГУ и методик их конструирования, даны оценки и рекомендации по оптимизации конструкций ГУ.

В большинстве случаев в них показано, что наиболее эффективным с точки зрения концентрации мощности в единице объема являются блочные способы монтажа ГУ, а требованию унификации и агрегатно-модульному их построению наиболее полно соответствуют системы продольного монтажа и унифицированных функциональных блоков. При этом следует отметить, что сложившиеся взгляды на агрегатно-модульное конструирование ГУ ориентированы преимущественно на конструктивное устройство элементной базы (гидроаппаратов) и носят несистематизированный характер.

Предпринятые попытки решения проблемы агрегатно-модульного конструирования ГУ привели к созданию гаммы модульной гидроаппаратуры, системы продольного монтажа [117], [128], [168] и унифицированных функциональных блоков вертикального (башенного) монтажа [88], [89], которые, однако, не в полной мере удовлетворяют запросам проектировщиков, изготовителей и потребителей ГУ. В настоящее время разработаны и изготавливаются серийно элементы системы продольного монтажа и модульная гидроаппаратура только на малые условные проходы ($D_y = 6$ и 10 мм). При больших D_y значительно увеличиваются габаритные размеры, металлоемкость и стоимость ГУ. Унифицированные функциональные блоки вертикального монтажа не обладают в достаточной степени уровнем унификации входящих элементов, что практически исключает возможность централизованного их производства. В свою очередь, при создании конструкций гидроаппаратов наиболее полную реализацию находит стремление получить наивысшие показатели по отдельным гидроаппаратам, без учета их совместного использования в ГУ. С целью обеспечения взаимозаменяемости

аппаратов различных фирм-производителей элементная база стандартизирована по присоединительным размерам (международные рекомендации по стандартизации SETOP, ISO4401, DIN24340, СТ СЭВ85195, ГОСТ26890, ГОСТ 27790) [97]–[99], что, учитывая вышеперечисленное, оказывает консервативное влияние на решение настоящей проблемы. В то же время ситуация в Беларуси в области компонентов, таковыми являются и гидроаппараты, характеризуется все расширяющимися масштабами применения импортной продукции, что, по утверждению Л. Г. Красневского, способно низвести любую страну до уровня стран третьего мира [94].

Отсутствие научных принципов агрегатно-модульного конструирования ГУ и совместимости модульных составных частей ограничивает потенциальные возможности этого приоритетного направления. В результате проектируемые ГУ обладают увеличенными габаритными размерами, ухудшаются показатели материало- и энергоемкости, увеличиваются сроки и затраты на проектирование и освоение изделий в производстве.

В связи с вышеизложенным и учетом ключевых направлений в разрезе специализации промышленности республики в области станкостроения «Высококачественные гидро- и пневмоприводы» [94] можно утверждать, что потребности современного машиностроительного комплекса в более совершенной технике и технологии, автоматизации конструирования и производства гидрооборудования ставят перед специализированными организациями проблему разработки научных основ агрегатно-модульного конструирования и оптимизации параметров как гидроблоков управления машин и механизмов, так и их компонентов – стандартизированной элементной базы (гидроаппаратов).

1.1. Классификация и типовая последовательность разработки гидроприводов

Проектирование гидроприводов в машиностроении осуществляется многими проектными организациями. Накоплен значительный опыт в данной области и разработано множество гидравлических схем для решения определенных задач в приводе.

Создание конструкций гидроблоков управления машин и механизмов на основе гидравлической схемы привода является одной из основных задач при его проектировании. Решение данной задачи на

современном этапе развития народного хозяйства страны должно предусматривать как обеспечение выпуска стабильных по качеству устройств, так и сокращение периодов и сроков их создания и постановки на производство. Эта научно-техническая задача может быть успешно решена только при условии применения новых, более прогрессивных методов в организации проектирования и производства ГУ.

Рациональное проектирование является предпосылкой того, чтобы ГУ, с одной стороны, мог выполнять свои задачи, а с другой – функционировал с необходимой эксплуатационной надежностью. Большое количество требований при постановке задачи, а также многочисленные граничные условия и воздействующие факторы, исходящие от используемых в ГУ аппаратов и устройств при их функционировании, вынуждают становиться на путь системного подхода. В связи с чем, естественно, при проектировании ГУ имеются различные варианты, которые необходимо выбирать.

Гидроприводы машин можно классифицировать по давлению, способу регулирования, виду циркуляции, методу управления и контроля [128, с. 450].

По давлению различают гидроприводы низкого (до 1,6 МПа), среднего (1,6–6,3 МПа) и высокого (6,3–20 МПа) давлений. Первые применяются главным образом в станках для чистовой обработки (шлифовальные, расточные), где имеются незначительные нагрузки и требуется низкий уровень колебаний давления. Приводы среднего давления мощностью до 20 кВт применяются наиболее часто, обеспечивая высокие жесткость и точность. Приводы высокого давления применяют преимущественно в мощных протяжных и строгальных станках, где они позволяют получить большую выходную мощность при ограниченных размерах гидродвигателей.

С учетом классификации гидроприводов в источнике [128, с. 452] приводится следующая типовая последовательность этапов их разработки.

Конструкция гидропривода и его основные параметры определяются типом машины, для которого он предназначен, поэтому разработка должна начинаться с анализа технического задания (ТЗ). Данный документ содержит общее описание машины, включая механическую часть, электрические и гидравлические узлы (функционально) с предварительной компоновкой на станке гидродвигателей, насосной установки, а также указанием возможных мест размещения гидроаппаратуры. В ТЗ приводятся: методы управления и контроля;

требуемые блокировки; нагрузочные характеристики и режимы движения (перемещения, скорости, ускорения, пути торможения и разгона) каждого рабочего органа; циклограмма рабочего цикла станка; необходимые средства диагностики технического состояния; основные требования надежности, а также, при необходимости, другие сведения (точности, дискретности перемещений, жесткость, вибрации, шум, качество переходных процессов, температура масла, точность гидравлического уравнивания, возможности регулировок, необходимость остановок гидродвигателей в промежуточных положениях, время выстоя и др.).

Далее анализируются различные варианты ПС. При этом решаются вопросы техники безопасности, в том числе при различных нарушениях в работе гидрооборудования (случайные падения давления, сгорание обмотки электромагнита, засорение малых отверстий и т. п.); вводятся блокировки, исключающие возможность несовместимых движений, падения вертикально расположенных рабочих органов, включения движений при отсутствии смазки и т. п.; обеспечивается необходимый минимум регулировок.

Особое внимание уделяется сокращению энергетических потерь. Обычно в гидросистемах станков температура не превышает 55 °С и лишь в простейших гидроприводах, к стабильности работы которых не предъявляется высоких требований, может достигать 70 °С. Поддержание теплового режима гидропривода, в котором имеются значительные потери мощности вследствие дросселирования масла, – весьма сложная техническая проблема, требующая существенного увеличения объема бака или применения эффективной системы искусственного охлаждения.

После составления принципиальной схемы приступают к подбору гидроаппаратов и других узлов гидропривода по их функциональному назначению и величине условного прохода, рассчитывают проходные сечения трубопроводов в зависимости от расхода масла Q , проходящего по тому или иному участку гидросистемы, и рекомендуемой скорости потока рабочей жидкости. На основе принципиальной гидросхемы и выбранных гидроаппаратов и узлов выполняют проектирование гидропривода.

При этом гидравлические схемы приводов современных машин, как правило, составляются из нормализованных аппаратов и агрегатов серийно изготавливаемых специализированными заводами. Это позволило упростить процесс проектирования, монтаж гидравлических систем

и их эксплуатацию. Из нормализованных аппаратов (или функциональных узлов) создаются разнообразные системы, обеспечивающие работу по сложным циклам с широким диапазоном регулирования скорости.

1.2. Управление скоростью рабочих органов гидроприводов

Как известно, существуют два основных способа управления скоростью рабочего органа гидропривода – дроссельный и машинный. Суть дроссельного регулирования скорости рабочего органа заключается во введении в гидросистему регулируемого сопротивления, величина которого тем или иным способом определяет величину расхода рабочей жидкости.

Наиболее распространенные схемы дроссельного регулирования скорости приведены на рис. 1.1, а–в.

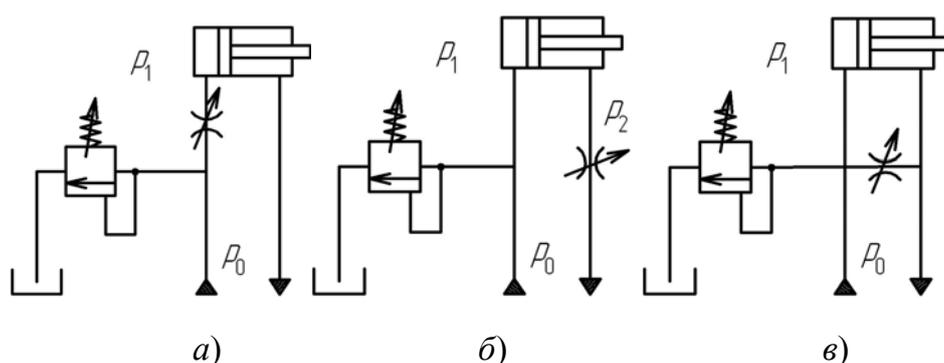


Рис. 1.1. Схемы дроссельного регулирования скорости

На рис. 1.1, а, б приведены схемы последовательной установки сопротивления (дросселя) соответственно на входе и выходе исполнительного органа, а на рис. 1.1, в – схема параллельной установки («в ответвлении»). Регулирование скорости в каждой из этих схем имеет свои особенности, определяющие характер регулирования, давление и энергетические потери в системе. В связи с этим сравнительный анализ каждой из этих схем позволяет установить:

- условия, при которых происходит регулирование скорости рабочего органа;

- зависимость скорости исполнительного органа от нагрузки на нем. Этот фактор определяет точность регулирования и его независимость от внешних условий;

- уровень энергетических потерь при регулировании. Актуальность этого фактора определяется экономическими показателями

привода, поскольку при проектировании и эксплуатации оборудования экономическая эффективность является одним из основных критериев. Чрезмерно высокий уровень энергетических потерь не только повышает эксплуатационные затраты за счет роста стоимости энергоносителей, расходуемых при работе гидропривода, но и может вызвать необходимость оснащения гидропривода дополнительными устройствами кондиционирования рабочей жидкости – теплообменниками – либо привести к росту стоимости уже установленных устройств. В некоторых случаях, например, в мобильных машинах, где применение мощных стационарных теплообменников исключено, длительное регулирование скорости с низким КПД может привести к перегреву рабочей жидкости и выходу системы из строя.

Анализ схем дроссельного регулирования проводится на основе известной формулы для расхода, протекающего через дроссель:

$$Q = k\sqrt{\Delta p}, \quad (1.1)$$

где k – коэффициент, определяемый проходным сечением и формой проточной части дросселя; Δp – перепад давлений на дросселе (разность давлений между его входом и выходом).

Исходя из этого, для схемы, представленной на рис. 1.1, *a*, расход, протекающий через дроссель и определяющий скорость движения исполнительного органа, равен

$$Q = k\sqrt{p_0 - p_1} = k\sqrt{p_0 - \Delta p_A}, \quad (1.2)$$

где p_0 – давление на входе в дроссель; p_1 – давление в полости подвода рабочего органа (гидроцилиндра).

Принимая здесь и далее сливное давление равным нулю, можно считать, что давление p_1 определяется только нагрузкой на исполнительном органе и равняется перепаду давлений на последнем Δp_A , который, в свою очередь, равен:

– для гидромотора с рабочим объемом V_0 , нагруженного моментом M :

$$\Delta p_A = \frac{2\pi M}{V_0};$$

– для гидроцилиндра с площадью входной полости S_1 , нагруженного силой F :

$$\Delta p_A = \frac{F}{S}.$$

Анализ формулы (1.2) позволяет сделать несколько важных выводов.

Прежде всего рассмотрим процесс закрытия дросселя при постоянной нагрузке на рабочем органе, а следовательно, при неизменном p_1 , а также при некотором входном расходе Q_0 , определенном, например, подачей насоса. При этом нетрудно видеть, что до определенного предела уменьшение проходного сечения дросселя вообще не будет сказываться на величине расхода через него. Действительно, закрывая дроссель, что равносильно уменьшению коэффициента k в формулах (1.1) и (1.2), мы можем добиться только повышения входного давления p_0 и соответственно потерь давления и мощности в гидросистеме. До тех пор пока входное давление будет меньшим, чем величина давления настройки переливного клапана, вся поступающая в систему рабочая жидкость будет проходить через дроссель в гидроцилиндр, и расход на гидроцилиндре будет оставаться неизменным. И только когда входное давление достигнет величины настройки переливного клапана, т. е. станет максимально возможным в данной системе, клапан откроется и начнет перепускать часть входящего потока на слив. После этого при дальнейшем закрытии дросселя давление на его входе перестанет изменяться (оно поддерживается постоянным посредством переливного клапана) и в соответствии с формулой (1.2) начнет снижаться величина расхода, проходящего через дроссель на рабочий орган. При этом излишек рабочей жидкости сливается через переливной клапан. Таким образом, регулирование скорости исполнительного органа будет происходить при максимальном давлении на входе гидросистемы.

Если теперь рассмотреть случай переменной нагрузки на рабочем органе, т. е. изменения величины p_1 при постоянном (и максимальном) p_0 , нетрудно видеть, что при этом величина расхода, проходящего через дроссель, и соответственно скорость рабочего органа также будут существенным образом изменяться – при падении нагрузки расход будет возрастать до максимальной величины Q_0 , а с ее ростом падать практически до нуля. Так, при изменении нагрузки от $0,8p_0$ до $0,2p_0$ скорость гидроцилиндра может измениться согласно формуле (1.2) в два раза – от $0,45Q_0$ до $0,89Q_0$. Очевидно, что для точного управления скоростью рабочего органа такой способ регулирования может оказаться неприменимым.

Наконец, рассмотрим эффективность такого способа регулирования с точки зрения энергетики привода. Для этого определим КПД гидросистемы и величину энергетических потерь при регулировании.

Поскольку регулирование расхода в такой системе возможно только при максимальном входном давлении, равном давлению настройки переливного клапана p_k , входная мощность системы равна

$$N_{\text{вх}} = p_0 Q_0.$$

Выходная (полезная) мощность при величине расхода через дроссель Q_1 определяется как

$$N_{\text{вых}} = p_1 Q_1.$$

Отсюда КПД такой системы равен

$$\eta = \frac{p_1 Q_1}{p_0 Q_0}. \quad (1.3)$$

Нетрудно понять, что множитель Q_1/Q_0 в правой части формулы представляет собой ту часть потребляемой мощности, которой разработчик системы вынужден поступиться для того, чтобы иметь возможность регулировать скорость рабочего органа, не изменяя подачу насоса. Множитель p_1/p_k характеризует несовершенство самой схемы – он отражает тот факт, что регулирование осуществляется только при максимальном давлении независимо от реальной величины нагрузки на исполнительном органе. Очевидно, что величина энергетических потерь в такой системе оказывается зависящей от нагрузки, и при малой нагрузке, когда p_1 оказывается существенно меньшим, чем p_k , может достигать недопустимо больших значений.

Анализ схемы, приведенной на рис. 1.1, б, показывает, что здесь возможны два случая. Если исполнительный орган представляет собой гидромотор или гидроцилиндр, площади входной и выходной полостей которого S_1 и S_2 равны между собой, то расход Q_2 , протекающий через дроссель, равен расходу Q_1 на входе исполнительного органа, а давление во входной полости исполнительного органа p_1 равняется входному давлению системы p_0 и определяется по формуле

$$p_1 = p_2 + \Delta p_A. \quad (1.4)$$

Рассматривая для данного случая процесс закрытия дросселя, нетрудно видеть, что, как и при установке дросселя на входе в исполнительный орган, до тех пор пока входное давление, определяемое формулой (1.4), не достигнет величины давления настройки переливного клапана, уменьшение проходного сечения дросселя не будет сказываться на скорости исполнительного органа и будет лишь вызывать рост энергетических потерь и падение КПД системы. Только после того как клапан откроется и пропустит часть рабочей жидкости на слив, давление p_1 перестанет изменяться и начнет изменяться расход, проходящий через исполнительный орган и дроссель. При этом давление на входе в дроссель будет равным

$$p_2 = p_0 - \Delta p_A = p_k + \Delta p_A. \quad (1.5)$$

Таким образом, в данном случае, как и при установке дросселя на входе, регулирование скорости исполнительного органа происходит при максимальном давлении на входе гидросистемы.

Для анализа поведения скорости исполнительного органа при переменной нагрузке определяем расход, протекающий через дроссель. В рассматриваемом случае он равен

$$Q_1 = k\sqrt{p_2}. \quad (1.6)$$

Учитывая выражение (1.5), формулу (1.2) запишем в следующем виде:

$$Q_1 = k\sqrt{p_0 - \Delta p_A}$$

при условии регулирования $p_0 = p_k$.

Очевидно, что при изменении нагрузки скорость исполнительного органа изменяется таким же образом, как и при установке дросселя на входе в исполнительный орган.

Наконец, поскольку полезная мощность системы при величине расхода через дроссель Q_1 равняется

$$N_{\text{вых}} = \Delta p_A Q_1 = (p_k - p_2) Q_1,$$

то КПД такой системы определяется выражением

$$\eta = \frac{\Delta p_A}{p_k} \frac{Q_1}{Q_0} = \left(1 - \frac{p_2}{p_k}\right) \frac{Q_1}{Q_0}. \quad (1.7)$$

Из формулы (1.7) следует, что при установке дросселя на выходе из исполнительного органа величина энергетических потерь также зависит от нагрузки и при малых величинах этой нагрузки может оказаться недопустимо большой.

Если исполнительным органом является дифференциальный гидроцилиндр, площади входной и выходной полостей которого S_1 и S_2 не равны друг другу, то расход Q_2 , протекающий через дроссель, определяется выражением

$$Q_2 = Q_1 \frac{S_2}{S_1}$$

и не равен расходу Q_1 на входе исполнительного органа. Давление во входной полости исполнительного органа p_1 для данного случая, как и для предыдущего, равняется входному давлению системы, но теперь будет определяться по формуле

$$p_1 = p_2 \frac{S_2}{S_1} + \frac{F}{S_1}. \quad (1.8)$$

Очевидно, что и в данном случае при закрытии дросселя в первоначальный момент давление p_2 будет расти без изменения расхода рабочей жидкости, до тех пор пока входное давление p_1 не станет равным величине настройки переливного клапана p_k . При этом давление на входе в дроссель становится равным

$$p_2 = p_k \frac{S_1}{S_2} - \frac{F}{S_2}. \quad (1.9)$$

Начиная с этого момента, дальнейшее закрытие дросселя приводит к уменьшению расхода, протекающего через исполнительный орган, а давления в системе стабилизируются.

Расход на исполнительном органе в данном случае равен

$$Q_1 = k\sqrt{p_2} = k\sqrt{p_k \frac{S_1}{S_2} - \frac{F}{S_2}}. \quad (1.10)$$

Нетрудно видеть, что и в этом случае при изменении нагрузки F скорость исполнительного органа существенно изменяется.

Поскольку полезная мощность равна произведению силы F , действующей на исполнительный орган, на его скорость v , которая рав-

няется отношению расхода, поступающего в полость гидроцилиндра, к площади этой полости, имеем

$$N_{\text{вых}} = F \frac{Q_1}{S_1} = F \frac{Q_2}{S_2},$$

откуда, с учетом формулы (1.8), полезная мощность равняется

$$N_{\text{вых}} = (p_k - p_2 \frac{S_2}{S_1}) Q_1 = (p_k \frac{S_1}{S_2} - p_2) Q_2. \quad (1.11)$$

Следовательно, КПД системы равен

$$\eta = \frac{N_{\text{вых}}}{p_k Q_0} = (1 - \frac{p_2 S_2}{p_k S_1}) \frac{Q_2}{Q_0}. \quad (1.12)$$

Рассматривая формулы (1.9) и (1.12), легко видеть, что, поскольку p_2 зависит от нагрузки F , то в данном случае КПД и энергетические потери также оказываются зависимыми от нагрузки. Если нагрузка достаточно мала и в формуле (1.9) p_2 оказывается достаточно близким к величине $p_k S_1 / S_2$, то выражение в скобках также оказывается малым, а следовательно, как и в предыдущих случаях, КПД оказывается низким, а энергетические потери – большими.

Проведенный анализ позволяет сделать выводы о том, что при дроссельном регулировании посредством дросселя, установленного последовательно с исполнительным органом:

- 1) регулирование расхода возможно только при постоянном и максимальном входном давлении;
- 2) энергетические потери в системе и ее КПД также зависят от величины нагрузки на исполнительном органе, причем с падением нагрузки КПД падает, стремясь к нулю, а энергетические потери растут;
- 3) расход, протекающий через дроссель, а следовательно, и скорость исполнительного органа привода, существенно зависят от нагрузки на исполнительном органе.

Случай параллельной установки дросселя, приведенный на рис. 1.1, в, принципиально отличается от предыдущих тем, что, поскольку входящий поток рабочей жидкости разветвляется, то регулирование расхода оказывается возможным при любом положении дросселя.

Анализ этой схемы в данном случае целесообразно проводить, начиная с закрытого положения дросселя. В этом случае расход через дроссель равен нулю и входящий расход Q_0 равен расходу на испол-

нительном органе Q_1 . Давление на входе в гидроцилиндр определяется только нагрузкой на нем и равняется для гидроцилиндра $p_0 = F/S_1$, а для гидромотора $p_0 = 2\pi M/V_0$. Давление на сливе здесь, как и ранее, считается равным нулю.

По мере открытия дросселя через него начинает протекать расход Q_2 , величина которого, согласно формуле (1.1), равняется

$$Q_2 = k\sqrt{p_0}. \quad (1.13)$$

При этом расход на исполнительном органе Q_1 становится равным $Q_1 = Q_0 - Q_2$, а давление p_0 на входе в исполнительный орган не изменяется и определяется только нагрузкой. Падение расхода Q_1 и скорости исполнительного органа длится до тех пор, пока в определенном положении дросселя расход Q_2 не становится равным Q_0 . При этом исполнительный орган останавливается и при дальнейшем открытии дросселя входное давление p_0 начинает падать.

Таким образом, регулирование расхода в схеме с параллельно установленным дросселем происходит при давлении, определяемом нагрузкой на исполнительном органе и меньшем, чем максимальное давление в системе. С точки зрения энергетики данный способ регулирования оказывается более предпочтительным.

Для анализа влияния изменения нагрузки на скорость исполнительного органа запишем величину протекающего через него расхода:

$$Q_1 = Q_0 - k\sqrt{p_0} = Q_0 - k\sqrt{\Delta p_A}, \quad (1.14)$$

где Δp_A , как и в формуле (1.2), – перепад давлений на исполнительном органе.

Сравнивая это выражение с формулами (1.2) и (1.10), определяющими расход на исполнительном органе при различных случаях параллельной установки дросселя, можно сделать два вывода.

Во-первых, в отличие от схем последовательной установки дросселя, открытие последнего (увеличение коэффициента k) вызывает торможение исполнительного органа.

Во-вторых, формула (1.14) определяет более выраженную зависимость расхода и скорости от нагрузки. Это нетрудно увидеть, если задаться вопросом, при каком значении нагрузки происходит остановка рабочего органа при заданном положении дросселя (значении коэффициента k).

При последовательной установке дросселя (рис. 1.1, *a* или 1.1, *б*) в любом его положении, т. е. при том или ином значении коэффициента k , остановка гидроцилиндра не может произойти ни при каком значении нагрузки, до тех пор пока нагрузка находится в пределах рабочего диапазона. Иными словами, независимо от положения дросселя или даже его наличия в гидросистеме, а также вне зависимости от значений любых других величин, скорость исполнительного органа становится нулевой, только когда нагрузка на нем достигает максимальных величин:

– для гидроцилиндров

$$F_{\max} = \frac{p_k}{S_1}; \quad (1.15)$$

– для гидромоторов

$$M_{\max} = \frac{p_k V_0}{2\pi}, \quad (1.16)$$

где p_k – давление настройки переливного клапана.

Если теперь рассмотреть схему параллельного дросселирования, нетрудно видеть, что, в зависимости от настройки дросселя (значения коэффициента k), возможны два случая. В первом случае при заданном значении k расход, протекающий через дроссель при максимальной нагрузке на исполнительном органе, т. е. при входном давлении, равном давлению настройки переливного клапана, является меньшим, чем входной расход Q_0 . Второй случай имеет место, когда при данном k и максимальной нагрузке на исполнительном органе через дроссель должен протекать расход, больший Q_0 . Критическая величина $k_{кр}$, при которой расход через дроссель при нагрузке Δp_A оказывается в точности равным входному расходу, определяется формулой

$$k_{кр} = \frac{Q_0}{\sqrt{\Delta p_A}}. \quad (1.17)$$

При открытии дросселя на величину, большую критической, исполнительный орган будет остановлен.

Принимая в формуле (1.17) перепад давлений на исполнительном органе равным давлению настройки переливного клапана p_k , получаем условие регулирования скорости при любой, в том числе максимальной нагрузке:

$$k_{кр0} = \frac{Q_0}{\sqrt{p_k}}. \quad (1.18)$$

При открытии дросселя на величину, большую $k_{кр0}$, диапазон нагрузок, в котором возможно регулирование скорости исполнительного органа без его торможения, для параллельного дросселирования окажется меньшим, чем для последовательного дросселирования.

В общем случае, если при параллельном дросселировании нагрузка может меняться в диапазоне от Δp_{Amin} до Δp_{Amax} , то максимально допустимое открытие дросселя задается выражением

$$k_{max} = \frac{Q_0}{\sqrt{\Delta p_{Amax}}}. \quad (1.19)$$

Таким образом, независимо от диапазона изменения нагрузки на величину открытия дросселя в системе с параллельным дросселированием накладываются существенные ограничения.

Для иллюстрации зависимости скорости исполнительного органа от нагрузки при параллельном дросселировании рассмотрим случай изменения нагрузки Δp_A в диапазоне от $0,2p_k$ до $0,8p_k$. Поскольку диапазон изменения расходов на исполнительном органе, как следует из выражения (1.14), при параллельной установке дросселя зависит от настройки последнего, принимаем, что дроссель настроен на величину, заданную формулой (1.18). При последовательном дросселировании, как отмечено выше, в данных условиях расход и скорость исполнительного органа изменяются в два раза – диапазон изменения расхода составляет от $0,45Q_0$ до $0,89Q_0$. Подставляя выражение (1.18) в формулу (1.14), получаем, что в этих же условиях при параллельном дросселировании диапазон изменения расхода составит от $0,11Q_0$ до $0,55Q_0$, т. е. окажется значительно большим.

Это – существенный недостаток схемы параллельного дросселирования, особенно характерный для систем с большим диапазоном изменения нагрузки. В данном случае не только скорость исполнительного органа оказывается зависящей от нагрузки в большей степени, чем при последовательном дросселировании, но и степень этой зависимости оказывается зависящей от настройки, причем в некоторых положениях дросселя исполнительный орган может останавливаться при нагрузке, находящейся в области рабочего диапазона.

Наконец, если рассмотреть энергетические потери и КПД схемы параллельного дросселирования, легко видеть, что, поскольку в ней давление на входе в исполнительный орган оказывается равным входному давлению системы, то ее полезная мощность определится выражением

$$N_{\text{вых}} = p_0 Q_1,$$

а КПД равен

$$\eta = \frac{Q_1}{Q_0}. \quad (1.20)$$

Сравнивая выражение (1.20) с формулами (1.3), (1.7) и (1.12), легко видеть, что КПД для схемы параллельного дросселирования выше, чем для схемы последовательного дросселирования, причем при больших нагрузках величины КПД оказываются близкими, а при малых нагрузках КПД схемы параллельного дросселирования оказывается значительно большим.

Этот вывод, в сущности, следует из того, что при установке дросселя параллельно исполнительному органу регулирование скорости последнего осуществляется не при максимальном входном давлении, а при давлении, определяемом нагрузкой.

Таким образом, анализ схемы параллельного дросселирования показывает, что при установке дросселя параллельно рабочему органу:

1) регулирование скорости происходит при давлениях, меньших по сравнению со схемами последовательного дросселирования и зависящих от нагрузки на исполнительном органе;

2) энергетические потери в системе оказываются меньшими, а КПД соответственно более высоким, чем при последовательной установке гидродросселя, что особенно проявляется при малых нагрузках;

3) скорость исполнительного органа, как правило, зависит от нагрузки в большей степени, чем при последовательной установке дросселя. При определенных условиях при возрастании нагрузки возможно торможение исполнительного органа вплоть до его остановки.

Таким образом, преимущественной областью применения схемы параллельного дросселирования должны являться системы с незначительной, слабопеременной или постоянной нагрузкой исполнительных органов, где она является предпочтительной по сравнению со схемой последовательного дросселирования.

Выполненные аналитические исследования гидравлических схем дроссельного регулирования позволили сделать ряд практических рекомендаций, которые могут быть использованы разработчиками гидросистем приводов при их проектировании [5], [6].

1.3. Независимое одновременное регулирование скоростей рабочих органов гидроприводов технологического оборудования

Для современного уровня развития техники характерно существенное увеличение количества гидрофицированных машин и технологического оборудования, к гидроприводам которых предъявляются требования одновременного осуществления нескольких операций исполнительных органов. Это вызвано как экономическими требованиями к гидрофицированному оборудованию (очевидно, что при совмещении операций растет производительность оборудования), так и функциональными требованиями к машинам. Существует целый ряд машин и технологического оборудования, в частности, манипуляторы, системы со стабилизацией положения, автоматические линии и т. п., работа которых принципиально требует одновременной работы нескольких исполнительных органов.

Кроме этого в таких системах практически всегда необходимо обеспечивать точное регулирование скоростей в ходе работы, например, с целью поддержания заданной кинематики их движения, причем точность регулирования должна обеспечиваться даже при переменных нагрузках на рабочих органах.

Как правило, основной проблемой, возникающей при независимом одновременном регулировании скоростей нескольких рабочих органов гидропривода, является чрезмерный уровень энергетических потерь и недопустимо низкий КПД гидросистемы. Причина этого состоит в том, что в системе, принципиальная схема которой приведена на рис. 1.2, входное давление p_0 постоянно является максимальным и не зависит от нагрузки на рабочих органах, определяющей величины давлений p_1 – p_2 . При этом потребляемая гидроприводом мощность равняется произведению p_0Q_0 , где Q_0 – входящий расход, а КПД определяется выражением

$$\eta = \frac{\sum_{i=1}^n p_i Q_i}{p_0 Q_0}, \quad (1.21)$$

где n – количество исполнительных органов; p_i и Q_i – соответственно расход и давление на i -м исполнительном органе.

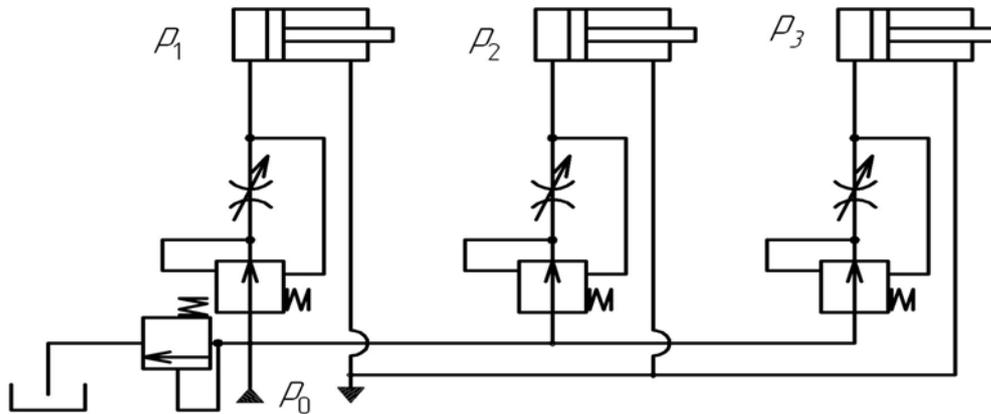


Рис. 1.2. Гидросхема независимого одновременного регулирования скоростей нескольких исполнительных органов

Здесь и далее давление в сливной гидролинии считается равным нулю. Энергетику такой системы можно наглядно представить в виде диаграммы, построенной в координатах «давление – расход» (рис. 1.3). На этой диаграмме потребляемая мощность численно равна площади большого прямоугольника, полезная мощность – сумме площадей малых прямоугольников (двойная штриховка), а площадь участка, заштрихованного однократной штриховкой, численно равна величине энергетических потерь в системе.

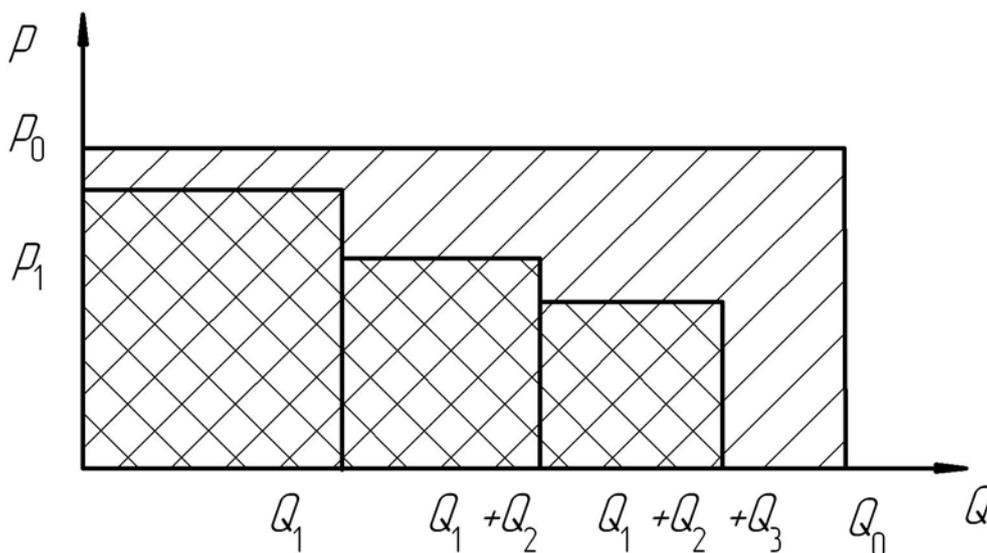


Рис. 1.3. Диаграмма «давление – расход»

Очевидно, величина энергетических потерь оказывается непосредственно зависящей от разности рабочих давлений на различных исполнительных органах, которая обусловлена характером работы последних, носит в известной степени случайный характер и определяется как

$$\Delta N = (p_0 - p_1)Q_0 + (p_1 - p_2)(Q_0 - Q_1) + (p_1 - p_2)(Q_0 - Q_1 - Q_2) + p_3(Q_0 - Q_1 - Q_2 - Q_3). \quad (1.22)$$

Учитывая, что, как правило, нагрузки на исполнительных органах могут изменяться в достаточно широком диапазоне, а давление настройки переливного клапана p_0 должно превышать наибольшую из возможных уровней рабочих давлений в системе, становится ясно, что наибольший вклад в выражение (1.22) вносит первое слагаемое, определяемое разностью между входным давлением системы и давлением на наиболее нагруженном органе, причем его величина обычно такова, что по уровню энергетических потерь такая схема в большинстве случаев оказывается непригодной для практического использования.

На практике в современной технике объемного гидропривода задача одновременного, точного и независимого дроссельного управления несколькими исполнительными органами в большинстве случаев решается за счет использования специального схемотехнического принципа, известного как адаптация гидропривода к нагрузке [7]. Использование данного принципа позволяет снизить величину $p_0 - p_1$ в выражении (1.22) до приемлемого уровня.

Суть принципа адаптации к нагрузке видна из рассмотрения типовой гидросхемы, приведенной на рис. 1.4, и энергетической диаграммы системы (рис. 1.3). В системе (рис. 1.4) полости исполнительных органов связаны с входным гидроклапаном разности давлений через систему элементов ИЛИ таким образом, что входы последнего (крайнего правого) элемента ИЛИ подсоединены к цилиндрическим гидролиниям последних исполнительных органов, а остальные элементы ИЛИ подсоединяются одним входом к выходу предыдущего элемента, а вторым – к соответствующей цилиндрической гидролинии.

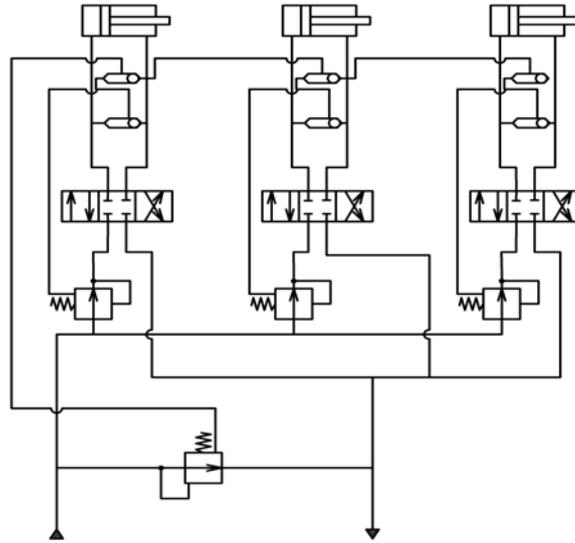


Рис. 1.4. Типовая гидросхема дроссельного регулирования несколькими исполнительными органами

Давление на выходе последнего элемента ИЛИ равняется большему из давлений p_2 и p_3 . Так как его выход соединен с одним из входов первого элемента ИЛИ, а второй вход первого элемента соединен с цилиндрической гидролинией первого исполнительного органа, давление в которой равняется p_1 , давление на выходе первого элемента ИЛИ оказывается равным наибольшему из давлений p_1 , p_2 и p_3 на исполнительных органах. Это давление подается на управляющий вход гидроклапана разности давлений, настроенного на небольшой перепад Δp . Так как давление на входе гидроклапана разности давлений превосходит давление на его управляющем входе на величину настройки гидроклапана, получаем, что в этой схеме входное давление p_0 равняется

$$p_0 = \max(p_1; p_2; p_3) + \Delta p \quad (1.23)$$

или, в общем случае,

$$p_0 = \max(p_i) + \Delta p = \max(p_i) + \text{const}, \quad (1.24)$$

а потери мощности определяются как

$$\Delta N = \Delta p Q_0 + (p_1 - p_2) Q_2 + (p_1 - p_3) Q_3 + p_1 (Q_0 - Q_1 - Q_2 - Q_3) \quad (1.25)$$

или, в общем случае, как

$$\Delta N = \Delta p Q_0 + \sum_{i=1}^n (\max(p_i) - p_i) Q_i + \max(p_i) \sum_{i=1}^n Q_i, \quad (1.26)$$

где p_i – давления в рабочих полостях исполнительных органов гидропривода; Q_i – величины расходов на исполнительных органах.

Таким образом, в системе, приведенной на рис. 1.4, входное давление поддерживается не постоянным, а «плавающим», и изменяется, следуя за изменением давления на наиболее нагруженном исполнительном органе. Это решение позволяет значительно снизить энергетические потери.

Разумеется, реальные гидравлические схемы приводов являются более сложными и могут включать в себя разнообразные дополнительные элементы. В частности, в большинстве случаев роль элемента, поддерживающего перепад Δp , выполняет регулируемый насос специальной схемы. Преимуществом подобных систем является отсутствие составляющей энергетических потерь, обусловленной наличием «избыточной» подачи, т. е. разности между подачей насоса и суммой расходов, настроенных на исполнительных органах.

Энергетические потери в такой системе определяются как

$$\Delta N = \Delta p Q_0 + \sum_{i=1}^n (\max(p_i) - p_i) Q_i. \quad (1.27)$$

Принцип адаптации гидропривода к нагрузке, т. е. регулирования входного давления системы по давлению на наиболее нагруженном исполнительном органе, позволяет обеспечить возможность независимого одновременного управления при приемлемом уровне энергетических потерь, т. е. позволяет решить задачу дроссельного управления несколькими рабочими органами машины.

Однако необходимо отметить, что само по себе применение принципа адаптации к нагрузке отнюдь не гарантирует обеспечения приемлемого уровня КПД и энергетических потерь гидропривода.

Действительно, рассматривая формулы (1.22) и (1.24), легко видеть, что в данной системе уровень энергетических потерь существенным образом определяется разностью рабочих давлений на исполнительных органах. Если эта разность велика, то применение данного принципа практически не дает выигрыша в энергетике привода, особенно в тех случаях, когда расходы на менее нагруженных исполнительных органах оказываются большими, чем на более нагруженных. Максимальный КПД привода, близкий к единице, обеспечивается при равенстве давлений на исполнительных органах, что может быть достигнуто соответствующим выбором их параметров.

Так, рассматривая рис. 1.3, можно видеть, что наибольшие потери мощности в системе в момент времени, для которого приведена энергетическая диаграмма, имеют место на наименее нагруженном исполнительном органе. Если эта диаграмма является характерной для всего рабочего цикла машины или для наибольшей его части, то выбор типоразмера рабочего органа следует признать нерациональным. При проектировании этого гидропривода типоразмер органа (диаметр гидроцилиндра либо рабочий объем гидромотора) должен быть уменьшен с соответствующим увеличением уровня рабочего давления.

Рациональный выбор типоразмера исполнительного органа, осуществляемый по критерию приблизительного равенства давлений на исполнительных органах, позволяет существенно снизить уровень энергетических потерь гидропривода.

Математически указанный критерий выбора параметров исполнительных органов может быть сформулирован следующим образом.

Для набора из n исполнительных органов считаем определенными функции зависимости нагрузок на i -м исполнительном органе от времени $F_i(t)$, где F – усилие на штоке для гидроцилиндров или момент на валу для гидромоторов.

Считая давление на выходе исполнительного органа равным нулю, получаем, что давление на входе i -го исполнительного органа равняется

$$p_i(t) = \frac{F_i(t)}{x_i}, \quad (1.28)$$

где x_i – размерный параметр исполнительного органа, который, в свою очередь, определяется как

$$x_i = S \text{ для гидроцилиндра}$$

$$\text{или } x_i = \frac{V_0}{2\pi} \text{ для гидромотора,}$$

где S – площадь входной полости гидроцилиндра; V_0 – рабочий объем гидромотора.

Одновременно считаем заданными функции зависимости скоростей i -х исполнительных органов от времени $v_i(t)$, где v – линейная скорость гидроцилиндра или угловая скорость вала гидромотора.

В таком случае расход на i -м исполнительном органе задается выражением

$$Q_i = v_i x_i. \quad (1.29)$$

Энергетические потери в гидроприводе с адаптацией к нагрузке за интервал времени T будут минимальными для такого набора размерных параметров исполнительных органов x_i , для которых выражение

$$\sum_{i=1}^n \int_0^T \left(\max_{k=1} \left[\frac{F_k(t)}{x_k} \right]^n - \frac{F_i(t)}{x_i} \right) v_i(t) x_i dt \quad (1.30)$$

является минимальным.

При этом требования по максимально допустимому уровню давлений на исполнительных органах накладывают на величины параметров x_i дополнительные условия – для любого момента времени должно выполняться требование

$$\frac{F_i(t)}{x_i} \leq p_{\max}, \quad (1.31)$$

где p_{\max} – максимально допустимое давление в гидросистеме.

Выражения (1.30) и (1.31) определяют критерий выбора параметров исполнительных органов гидропривода с адаптацией к нагрузке, обеспечивающий минимум энергетических потерь в системе. На практике выбор значений параметров исполнительных органов должен осуществляться исходя из ограниченного дискретного набора их возможных значений. Эти значения определяются стандартами, регламентирующими ряды диаметров гильз и штоков гидроцилиндров и рабочих объемов гидромашин.

Анализ выражений (1.26) и (1.27) позволяет выявить еще один критерий выбора параметров исполнительных органов гидроприводов с адаптацией к нагрузке. Рассматривая их, нетрудно видеть, что энергетические потери в системе имеют постоянную составляющую $\Delta p Q_0$. Учитывая, что перепад Δp в подавляющем большинстве случаев является константой, определяемой конструкцией соответствующего элемента схемы, минимизация этой составляющей возможна только за счет снижения величины входного расхода Q_0 . В свою очередь, входной расход системы при заданной полезной мощности, а также скоростях и нагрузках на исполнительных органах может быть уменьшен только за счет повышения уровня рабочих давлений в сис-

теме. То есть при прочих равных условиях из двух гидроприводов, реализующих равные скорости исполнительных органов при равных нагрузках, более высокий КПД и меньший уровень энергетических потерь будет иметь тот, уровень рабочих давлений в котором будет более высоким, а величины расходов – меньшими. Таким образом, для повышения энергетической эффективности гидропривода типоразмеры его исполнительных органов должны уменьшаться, а их рабочее давление – повышаться.

Для системы с объемной адаптацией к нагрузке доля входной мощности, расходуемая на поддержание перепада Δp , равна

$$\frac{\Delta N}{N} = \frac{\Delta p Q_0}{p_0 Q_0} = \frac{\Delta p}{p_0} = \frac{\Delta p}{\max(p_i) + \Delta p} \quad (1.32)$$

и является практически обратно пропорциональной максимальной нагрузке.

Учитывая, что практически для всех подобных систем в мировой практике величина Δp находится в пределах от 0,8 до 2,5 МПа, отсюда следует, что в норме уровень рабочих давлений гидроприводов с адаптацией к нагрузке не должен быть меньшим 10–16 МПа, а построение систем с меньшим давлением следует считать нерациональным.

Следует подчеркнуть, что потери мощности, определяемые перепадом Δp , определяются только принципиальным схмотехническим решением систем и не имеют отношения к потерям давления в трубопроводах и на местных сопротивлениях, поскольку в выражениях (1.26) и (1.27) последние не учитывались.

Таким образом, при проектировании любого гидропривода, основанного на принципе адаптации к нагрузке, разработчик должен предпринимать конструктивные меры, обеспечивающие приблизительное равенство давлений на исполнительных органах в течение всего или хотя бы большей части рабочего цикла машины. В первую очередь по этому критерию должны выбираться типоразмеры исполнительных органов (рабочие объемы гидромоторов или диаметры штоков и поршней гидроцилиндров). Результатом неправильного выбора размеров исполнительных органов может явиться либо неработоспособность привода, обусловленная перегревом рабочей жидкости, либо его неэкономичность. Исходя из этого, следует вывод о том, что проектирование данных систем должно проводиться на основе детального анализа параметров работы всех исполнительных органов на всех этапах рабочего цикла.

Помимо этого при разработке гидропривода следует обеспечивать достаточно высокий уровень рабочих давлений за счет соответствующего выбора элементной базы привода, в первую очередь насосной группы, гидроаппаратуры и исполнительных органов. Построение гидросистем с адаптацией к нагрузке с рабочими давлениями, меньшими 10–16 МПа, является нежелательным [7].

Таким образом, существующее количество вариантов гидравлических схем является следствием общих подходов при их разработке, которыми являются удовлетворение технических требований со стороны гидрофицированной машины (усилия, скорости, ускорения, регулирования скорости и т. п.).

1.4. Принципы построения гидросхем приводов технологического оборудования

Исследования, проведенные во ВНИИГидроприводе, Харьковском филиале ВНИИЛитмаш и Краматорском НИИПТмаш, позволили выявить и сформулировать основные принципы построения гидравлических схем приводов машин. Работы выполнялись методом проведения теоретических исследований гидравлических приводов оборудования, изготавливаемого заводами СНГ, лучших образцов импортного оборудования, эксплуатируемого на различных заводах, а также научно-технической информации по гидроприводам и узлам гидропривода. Определялись технологические и конструктивные параметры исполнительных механизмов как результат анализа характеристик перемещения и технологической нагрузки механизмов. К этим параметрам относятся тип привода, необходимость регулировки скорости перемещения и изменения действующего усилия в процессе перемещения. По каждому виду технологического оборудования выбирались представители, подлежащие анализу по следующим признакам:

- максимальный охват заводов-изготовителей оборудования;
- серийность оборудования;
- соответствие технологической и конструктивной схемы современному техническому уровню.

При этом проводилась классификация исполнительных механизмов каждого вида оборудования по двум критериям: функциональному назначению; особенностям выполняемого технологического процесса. Результаты анализа, полученные в Харьковском филиале

ВНИИЛитмаш, показали, что работа исполнительных механизмов гидроприводов машин может быть оценена циклограммами (рис. 1.5).

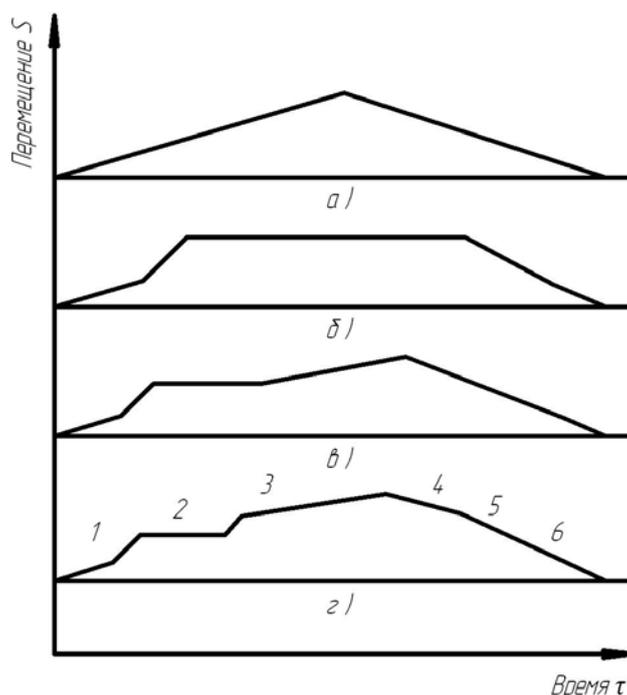


Рис. 1.5. Циклограмма работы исполнительных механизмов

Из рис. 1.5 видно, что наиболее простым случаем является работа механизма по циклограмме «а». В данном случае механизмы из исходного положения перемещаются в конечное и сразу же возвращаются в исходное. Такая циклограмма характерна для большинства транспортных устройств (толкатели, переталкиватели и т. п.). При работе по циклограмме (рис. 1.5, б) механизм некоторое время стоит в одном из крайних положений, а по циклограмме (рис. 1.5, в) – выставляется в промежуточном положении. Наиболее сложной является работа механизмов по циклограмме (рис. 1.5, г). После участка 1 быстрого перемещения следует остановка (участок 2). Для машин опочной формовки быстрое перемещение необходимо для подвода пресового стола с опокой к бункеру с формовочной смесью или к пескодувному узлу. На участке 3 производится уплотнение формовочной смеси, а на участке 4 – допрессовка. Участки 5 и 6 соответствуют операциям протяжки и быстрого отвода с замедлением в конце хода. Часто для пресовых механизмов циклограмма работы усложняется за счет введения процесса пресования последовательно двумя и даже тремя уровнями давления рабочей жидкости.

Отмечается, что в большинстве гидрофицированных механизмов для привода применяются гидроцилиндры. В качестве задатчика перемещения в подавляющем большинстве механизмов используются гидрораспределители с электрическим или электрогидравлическим управлением. В том случае если необходимо обеспечить постоянную скорость перемещения механизма при переменной внешней нагрузке, то применяются регуляторы расхода. Для обеспечения регулирования скорости используются дроссели. Остановка механизма в промежуточном положении при работе осуществляется установкой в среднее положение гидрораспределителя, запирающего подводы к цилиндру. Для вертикальных цилиндров находят применение гидрозамки, устанавливаемые на линии гидрораспределитель–цилиндр. К механизмам, имеющим возможность самопроизвольного перемещения под действием внешней силы, относятся в основном механизмы вертикального перемещения. В большинстве рассматриваемых механизмов устанавливаются либо односторонние гидрозамки на линиях связи гидрораспределитель–цилиндр, либо обратный клапан на линии подвода рабочей жидкости к гидрораспределителю. Последнее решение применяется для механизмов, которые могут самопроизвольно опускаться при незначительном падении давления в гидросистеме во время ее работы вследствие одновременного срабатывания группы соседних механизмов. В оборудовании с единым насосно-аккумуляторным приводом в ряде механизмов предусматривается ограничение действующего усилия по сравнению с максимальным при номинальном уровне давления в гидросистеме. Это достигается установкой редуционного клапана на входе в гидрораспределитель или на линии, соединяющей гидрораспределитель и соответствующую полость гидроцилиндра. В ряде случаев, исходя из условий динамических характеристик, используется клапан давления по схеме редуционного клапана. Здесь для обеспечения поддержания заданного уровня давления, при статическом положении механизмов на выходе из аппарата, обеспечивается постоянный слив масла через отверстие малого диаметра для отвода утечек через нормально закрытый аппарат. В ряде механизмов из-за особенностей выполняемого технологического процесса необходимо получение электрического сигнала об окончании операции. В этих случаях используются реле давления. При необходимости длительного повышения давления в системе применяется насос высокого давления, подключаемый непосредственно в магистраль подвода жидкости к рабочей полости механизма.

Таким образом, вышеизложенное позволяет заключить, что выбор ПС исполнительного механизма зависит в основном от следующих факторов:

- расположения цилиндра (вертикальное или горизонтальное);
- циклограммы работы механизма (треугольная без выстоя, трапециевидная с выстоем в определенных положениях);
- технологических требований, предъявляемых к работе механизма (необходимость регулирования скорости перемещения и усилия, необходимость торможения в конце хода и др.). При этом в подавляющем большинстве случаев ПС решаются на основе стандартной гидроаппаратуры.

ВНИИГидроприводом проводилась работа по анализу схем следующих видов оборудования [105]:

- 1) станки токарной группы (29 моделей);
- 2) станки сверлильные и расточные (20 моделей);
- 3) станки шлифовальной группы (25 моделей);
- 4) протяжные станки (13 моделей);
- 5) станки отрезные, фрезерные и др. (39 моделей).

Результаты анализа показали, что, несмотря на большое разнообразие гидросистем, в их принципиальных и конструктивных решениях много общего. В первую очередь это относится к гидросистемам машин определенного целевого назначения. Так, гидросистемы внутришлифовальных станков, работающих по полуавтоматическому циклу, имеют много общего в конструкции. Также подобны гидросистемы станков для наружного круглого шлифования, агрегатных станков, токарных полуавтоматов, станков со следящими системами и с программным управлением.

Несмотря на специфику гидросистем станков для обработки колчатых валов, в них используется много типовых узлов, применяемых и в гидросистемах других групп машин.

Оценка гидросистем по группам машин целевого назначения позволяет свести все их разнообразие к ограниченному числу разновидностей. Однако и это не предел для выявления общих свойств. Группы отличаются между собой некоторыми признаками. Поэтому появляется возможность классифицировать гидросистемы на основании их структуры независимо от групповых признаков.

Структура гидросистемы характеризуется присутствием в ней элементов, которые могут входить в разные гидросистемы, но выполнять одни и те же функции. Любой существующий или вновь проек-

тируемый станок, пресс или другая машина автоматического действия работают по сложным циклам. Но независимо от конструкции машины ее общий цикл работы, т. е. действие всех механизмов от начала до завершения процесса формообразования изделия, состоит из нескольких частных циклов – автоматических циклов работы отдельных механизмов целевого назначения. Частные циклы складываются из простых, представляющих собой совокупность линейных перемещений траверс, салазок, столов с изделиями, головок с инструментом и т. д. В свою очередь, простой цикл состоит из рабочих, холостых перемещений и остановок. Причем в пределах цикла длина и скорость отдельных перемещений могут изменяться.

Таким образом, если задается рабочий цикл машины, то построение или структура ее гидросистемы становятся известными. Каждый элемент рабочего цикла реализуется посредством срабатывания определенных гидравлических аппаратов и механизмов, объединяемых в контуры. Каждому элементу рабочего цикла соответствует свой магистральный контур или несколько контуров, структура которых остается во всех сочетаниях неизменной.

С учетом вышеизложенного сделаны следующие выводы:

1. При классификации и группировании гидросистем за основу берется структурный контур, реализующий элемент цикла работы машины. Группа структурных контуров составляет гидросистему. Общая идея построения гидросистемы состоит в том, что все разнообразие гидросистем сводится к разнообразию и количеству контуров, определяемых элементами рабочего цикла гидрофицированной машины.

2. Тщательное изучение, анализ и классификация гидравлических приводов машин позволяет выявлять и группировать отдельные типовые элементы схем (структурные контуры), общие для приводов различных машин независимо от их целевого назначения. Это является основой создания отдельных унифицированных функциональных блоков, реализующих типовые структурные контуры гидросистем, определения их потребности для отраслей народного хозяйства и налаживания серийного производства модульных блоков и унифицированных панелей на их базе, что, в свою очередь, позволит выполнять ГУ приводов машин методом агрегатирования [56].

1.5. Систематизация принципиальных гидросхем приводов технологического оборудования

Проведенный анализ гидравлических схем приводов [8] позволил установить, что цикл работы конкретного исполнительного органа (гидромотора или гидроцилиндра) реализуется функциональной схемой (структурным контуром), включающей в себя набор гидроаппаратуры, соединенной между собой в определенной последовательности.

Так, для изменения скорости при поступательном движении существует несколько способов, из которых наиболее распространены машинный и дроссельный.

Скорость поршня и связанного с ним устройства зависит от расхода жидкости в силовом цилиндре и от его эффективной площади.

При машинном способе регулирования скорости расход жидкости в силовом цилиндре устанавливается насосом переменной подачи. В системах, оснащенных насосом постоянной подачи, расход жидкости в цилиндре определяется настройкой дросселирующего устройства.

Выбор способа регулирования скорости зависит от многих факторов, в частности, от характера изменения нагрузки, скорости исполнительного механизма, необходимого давления, мощности и др.

В гидравлической схеме (рис. 1.6) от регулируемого нереверсивного насоса 1 жидкость направляется к распределителю 3, а от него, в зависимости от расположения золотника в распределителе, к левой или правой полостям цилиндра 4. Предохранение системы от перегрузки выполняется клапаном 2, а небольшой подпор на сливной магистрали устанавливается подпорным клапаном 6. На рис. 1.6 позиция 5 – объект управления.

В данном случае левая полость цилиндра через распределитель подключена к насосу, а правая – к баку. Регулирование скорости производится насосом, за счет изменения величины эксцентриситета, или наклоном шайбы (в насосах аксиально-поршневых). В гидравлических агрегатах системы даже при тщательной подгонке подвижных соединений возможно обратное течение жидкости (внутренние утечки). Так, в силовом цилиндре происходит утечка между поршнем и цилиндром, равная $q_{ц}$, в распределителе между полостями, находящимися под разными давлениями, – q_p , в насосе из полости нагнетания в полость всасывания – q_n (рис. 1.6).

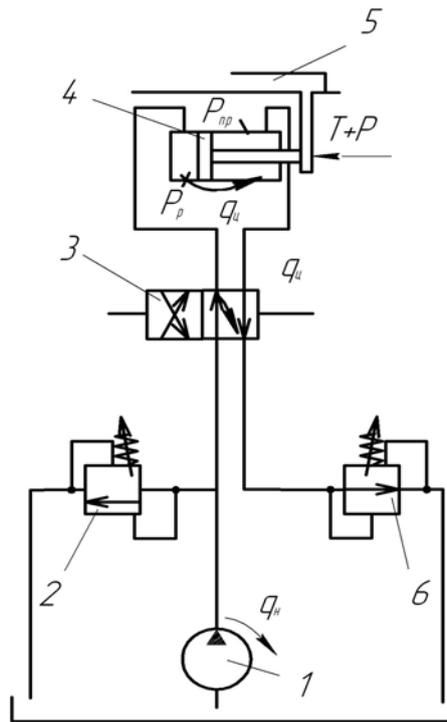


Рис. 1.6. Принципиальная схема машинного способа регулирования скорости [59]

Утечки главным образом в регулируемом насосе (так как в нем независимо от конструктивных особенностей имеется большое количество подвижных соединений) уменьшают количество жидкости, которое должно было бы поступить от насоса к цилиндру. Поэтому при определенной настройке насоса действительный расход жидкости

$$Q = Q_T - q_y,$$

где Q_T – теоретическая подача насоса; $q_y = q_u + q_p + q_n$ – утечки в агрегатах системы.

Из анализа работы гидравлической системы с машинным способом регулирования скорости следует, что при малых скоростях и переменных нагрузках перемещение поршня неравномерно из-за утечек (особенно в регулируемом насосе).

Для уменьшения относительного изменения скорости следует идти по пути устранения обратного течения жидкости за счет уменьшения зазоров в сопрягаемых парах или введения надежных уплотнительных устройств в подвижных соединениях. Благоприятно сказывается увеличение диаметра цилиндра, однако такое решение может оказаться неприемлемым, так как приведет к увеличению габаритов и веса всего механизма.

Следует отметить, что гидросистема с регулируемым насосом дает возможность бесступенчато изменять скорость (в диапазоне, который оговорен в технической характеристике этих насосов) без потерь энергии, связанных с отводом избытка жидкости под давлением через предохранительный клапан.

Машинный способ регулирования скорости применяется в протяжных, отрезных, продольно-строгальных, шлифовальных станках портального типа, предназначенных для шлифования станин и громоздких корпусных деталей, в термопластавтоматах, прессах и других машинах. Этот вид регулирования широко применен для вращательного движения [59].

В системах с дроссельным способом регулирования подача насоса, а следовательно, и мощность, потребляемая им, постоянны. Характерным для этого способа является неравенство

$$Q_n > Fv_p,$$

где Q_n – подача насоса; F – эффективная площадь; v_p – скорость исполнительного механизма.

При таком условии избыточная часть жидкости от насоса отводится через напорный золотник в бак, не выполнив никакой полезной работы. Расход жидкости в цилиндре определяется настройкой дросселя, который может быть установлен «на входе» в цилиндр, «на выходе» из него и параллельно ему (рис. 1.7). В гидросистеме между насосом 1 и распределителем 3 установлен дроссель 5, от настройки которого зависит скорость поршня в цилиндре 4 (рис. 1.7, а). Избыток жидкости отводится через напорный золотник 2, при этом в нагнетательной полости насоса и перед дросселем удерживается постоянное давление, соответствующее настройке клапана 2.

Для стабилизации сил трения на сливной магистрали установлен подпорный клапан 6 (или демпфер), создающий противодействие $p_{пр}$ в нерабочей полости цилиндра. Давление подпора не должно быть больше 0,2–0,3 МПа.

В схемах (рис. 1.7, а, б) насос работает при постоянном давлении независимо от характера движения и нагрузки, поэтому КПД системы изменяется, но всегда меньше, чем при машинном способе регулирования. Так как подача насоса выше расхода жидкости в системе, то утечки мало влияют на кинематическую жесткость системы (на скорость поршня).

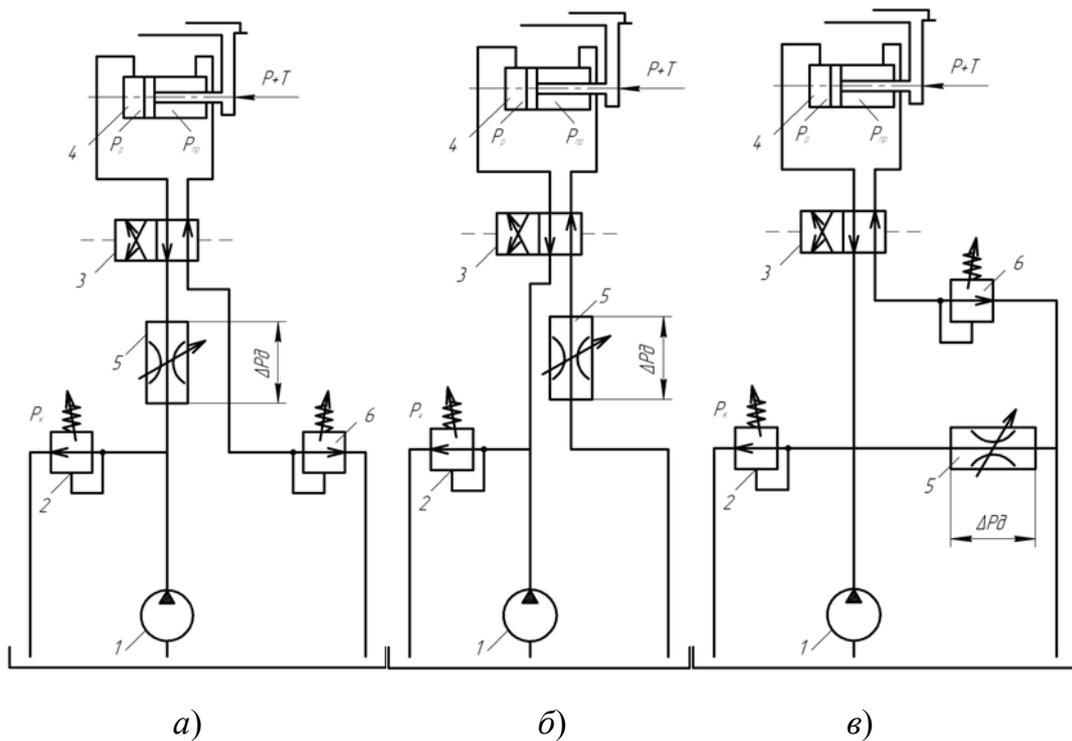


Рис. 1.7. Принципиальная схема с дроссельным способом регулирования скорости:
 а – дроссель подключен «на входе»; б – дроссель подключен «на выходе»; в – дроссель расположен параллельно силовому цилиндру [59]

На рис. 1.7, в показан третий возможный способ подключения дросселя в систему. Поток жидкости, идущий от насоса 1, разделяется по двум направлениям: к цилиндру 4 через распределитель 3 и дроссель 6, который установлен в ответвлении параллельно силовому цилиндру. Скорость поршня, как и в системах (рис. 1.7, а, б), определяется настройкой дросселя 6. При закрытом дросселе скорость поршня максимальна; по мере открытия щели в дросселе часть жидкости начинает поступать в бак, а скорость поршня соответственно уменьшается. Если при полном открытии дросселя сопротивление, оказываемое им и магистралью после дросселя, меньше, чем в цилиндропоршневой группе и клапане 5, то вся жидкость от насоса будет отводиться через дроссель в бак и поршень остановится.

Как отмечено в источнике [59], анализ зависимости экономической эффективности машинного и дроссельного гидропривода в металлорежущих станках от мощности показывает, что, несмотря на малые капиталовложения при создании системы с дроссельным регулированием, целесообразно их применять для малой мощности в пределах до 2000–3000 Вт. При мощности привода до 5000 Вт народно-

хозяйственные расходы, обусловленные использованием гидропривода с машинным и дроссельным регулированием скорости в станках, существенно не отличаются по величине; при большей мощности привода разница в расходах за год существенно уменьшается для гидропривода с машинным регулированием.

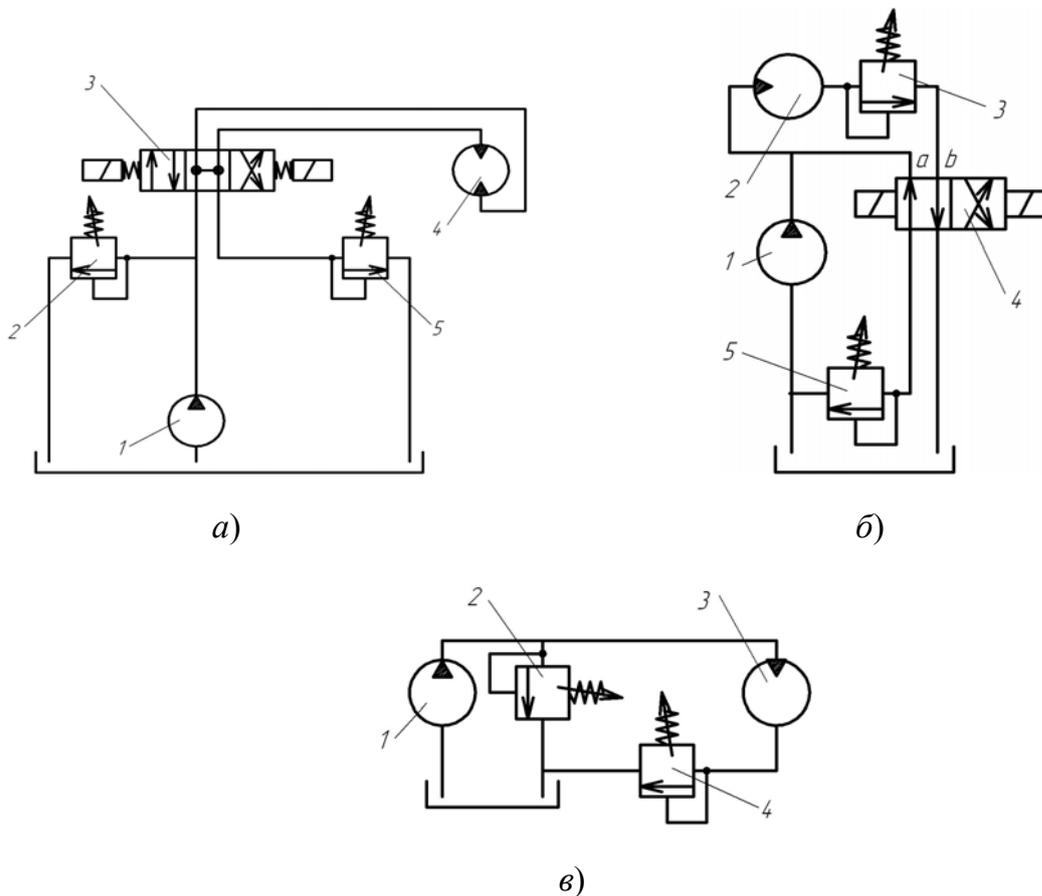


Рис. 1.8. Принципиальные схемы подключения в систему гидромоторов (открытые передачи) [59]

В зависимости от режима работы исполнительного механизма в практике машиностроения получили применение различные схемы подключения гидромотора в систему.

Примеры открытых передач с насосом постоянной подачи приведены на рис. 1.8. Насос 1 непосредственно подключен к гидромотору 3 (рис. 1.8, а). Клапан 2 предохраняет систему от перегрузки, клапан 4 выполняет функцию подпорного золотника. Его пружина настраивается на небольшое давление, до 0,2 МПа. Гидромотор вращается с постоянной скоростью только в одном направлении.

Для получения разностороннего вращения выходного вала гидромотора в схеме между насосом 1 и гидромотором 4 установлен рас-

пределитель 3 (рис. 1.8, б). Подпорное давление в гидромоторе независимо от направления вращения его вала создается клапаном 5. Остановка гидромотора с одновременным переключением насоса в бак произойдет при установке золотника распределителя 3 в среднее положение (как показано на схеме). От перегрузки систему предохраняет клапан 2.

В схеме (рис. 1.8, в) вал гидромотора 2 вращается тогда, когда золотник распределителя 4 находится в положении *a*. При непосредственном подводе жидкости к гидромотору от насоса 1 давление в системе ограничивается клапаном 5, который через распределитель 4 подключен к насосу. Отвод жидкости от гидромотора в бак происходит через подпорный клапан 3 и распределитель. Остановка гидромотора с одновременным переключением насоса на разгрузочный режим произойдет при переключении золотника в распределителе в положение *б*. В схеме (рис. 1.9) предохранение гидромотора и подпорное давление на сливной магистрали от гидромотора создается соответственно клапанами 2 и 4 (во втором исполнении). Применение трехпозиционного распределителя 5 с минимальной расходной характеристикой позволяет работать без подпора, когда клапан 4 переведен на разгрузочный режим. Это происходит в тех случаях, когда золотник в распределителе находится в положении *a*, и с торможением в момент остановки гидромотора 3, когда насос 1 переключается в бак при переводе золотника в распределителе 5 в положение *б*. При средней установке золотника в распределителе клапаны 2 и 4 переводятся на работу в режиме разгрузки, при котором жидкость от насоса отводится в бак через клапан 2, а гидромотор разгружается почти полностью от противодействия.

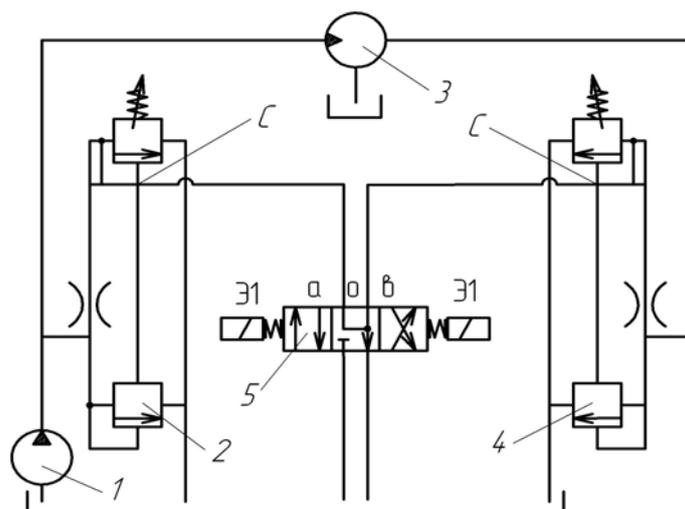


Рис. 1.9. Открытая передача, управляемая распределителем [59]

В станках, предназначенных для окончательной обработки поверхностей, например, в шлифовальных, отделочно-расточных, хонинговальных, где перемещение стола или инструмента осуществляется гидравлическими устройствами, нередко возникает необходимость в получении малых и равномерных подач. На рис. 1.10 показан элемент схемы, состоящей из нормализованных аппаратов, которыми обеспечиваются малые расходы и тонкое регулирование расхода жидкости.

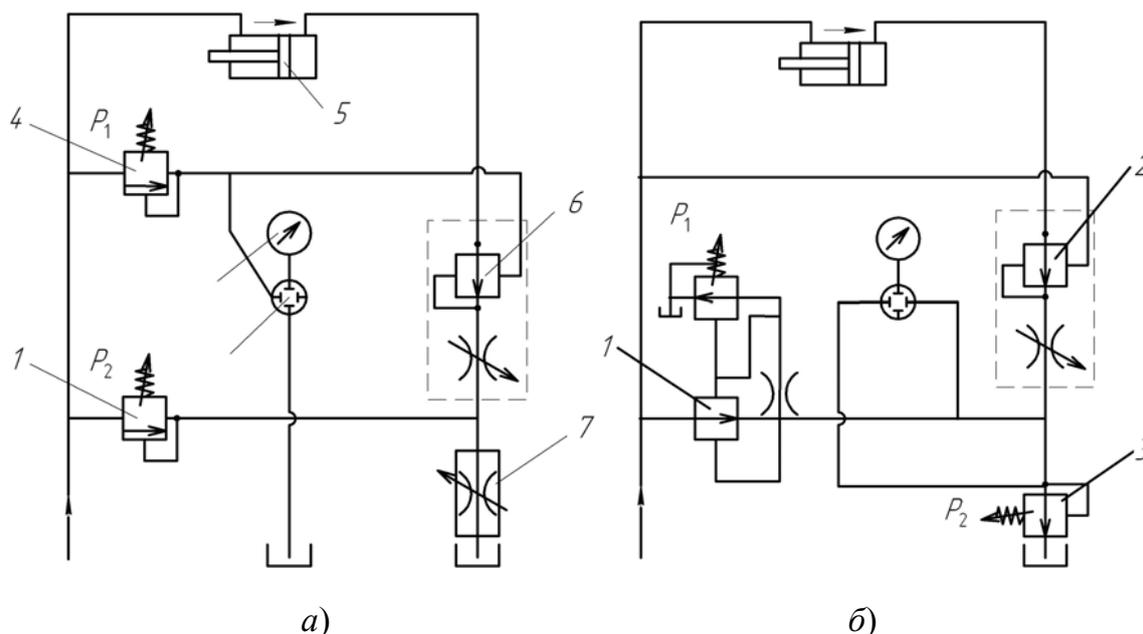


Рис. 1.10. Элементы схем, которыми обеспечивается тонкое регулирование расхода жидкости в пределах малых величин [59]

Редукционные клапаны 1 и 4 (рис. 1.10, а) подключены параллельно к магистрали, идущей от насоса. Выходная магистраль от клапана 1 подведена к трубопроводу, расположенному между дросселем регулятора 6 и дросселем 7.

Для настройки редукционных клапанов в системе необходимо предусмотреть образцовый манометр 3 и золотник подключения манометра 2. На рис. 1.10, б показана несколько упрощенная схема, которая также может быть использована для тонкого регулирования скорости в пределах малых величин. В сливную магистраль после дросселя с регулятором 2 подключен напорный золотник 3 типа Г54. При постоянной настройке пружины напорного золотника на давление p_2 перепад давления регулируют только редукционным клапаном.

Общий цикл работы всех механизмов автоматически работающих машин, как правило, состоит из частных циклов работы отдельных устройств целевого назначения.

В свою очередь, частные циклы складываются из отдельных элементов цикла, которые состоят, например: из быстрого подвода (БП), быстрого отвода (БО), разгона (Р), торможения (Т), медленного перемещения (МП), следующего нередко за БП, рабочей подачи (РП), рабочей подачи I (РП1), рабочей подачи II (РП2), остановки с выдержкой (ОВ), реверса (Рв) и др.

Например, в отделочно-расточных станках, стол с заготовкой при одностороннем расположении расточных головок перемещается по циклу БП–РП1–Рв–БО–Стоп или БП–РП2–РП1–Рв–Стоп при условии, когда отверстие последовательно обрабатывается двумя резцами, из которых первый производит грубую, а второй окончательную расточку. При двустороннем расположении головок стол перемещается по более сложному циклу: из среднего исходного положения (ИП) осуществляется БП (предположим, влево), потом РП–Рв–БО (при котором стол проходит через ИП), а далее РП–Рв–БО–ИП.

Подобные и более сложные циклы сравнительно легко обеспечиваются силовыми цилиндрами и нормализованной аппаратурой, которая допускает изменение скорости во время рабочей подачи и автоматическое переключение скоростей при движении исполнительного механизма.

На рис. 1.11, *a* показана часть принципиальной гидравлической системы устройства одноцелевого назначения. Путь, совершаемый поршнем, на этапах цикла БП и МП может изменяться или оставаться неизменным только на участке, отведенном для РП. При отводе жидкости из поршневой полости цилиндра через золотник аппарата 2 происходит БП, а при отводе жидкости через дроссель *б*, обратный клапан 7 и распределитель 1, золотник которого находится в положении *a*, – МП.

Во время РП отвод жидкости из поршневой полости цилиндра происходит через аппараты 4–5–6–7–1. Дросселем *б* производят настройку скорости при МП. С помощью двухходового золотника с обратным клапаном 2, золотник которого отжимается передвижной профильной линейкой, изменяется величина хода поршня для БП и МП. Реверс и БО произойдут после воздействия торца линейки на ВК, от которого получают команды на переключение электромагниты Э1 и Э2 распределителя 1. После реверса жидкость к поршневой полости цилиндра подводится от распределителя 1 через обратный клапан аппарата 2. Таким образом, при движении поршня со штоком и исполнительным механизмом вправо дважды происходит автоматическое

переключение скорости: с БП на МП и с МП на РП. Время, идущее на эти переключения, зависит соответственно от уклона плоскости на профильной линейке, взаимодействующей с золотником аппарата 2, ширины проточки и предшествующей скорости.

Остановка поршня производится при переводе золотника в распределителе 1 в нулевое положение или при подходе исполнительного механизма к упору.

Обратный клапан 7 предотвращает обратное движение жидкости через фильтр 4, благодаря чему не вымываются задержанные частицы снова в систему.

Расположение громоздкого аппарата Г74-3 вблизи подвижных частей исполнительного механизма усложняет коммуникации – это требует механических устройств для переключения золотника.

В схеме (рис. 1.10, б) обеспечивается автоматическое переключение скорости, причем дважды при движении поршня вправо. Цикл движения поршня почти такой же, как и в предыдущей схеме, однако в результате применения дистанционно управляемого клапана 2 с золотником управления 1 и золотника управления 7, который попеременно подключает к распределителю 8 дроссели 5 и 6, система приобрела большую универсальность, упростилась коммуникация и конструкция цилиндра. Помимо этого стало возможным разместить всю аппаратуру на отдельной панели.

Аппаратура управления, необходимая для автоматического переключения скоростей, а также регуляторы скорости в системе (рис. 1.11, в) в основном подключены к сливной магистрали после распределителя 4. При БП подвод жидкости к цилиндру происходит по магистрали В, а отвод из цилиндра – через напорный золотник 5, управляемый распределителем 6. После перевода золотника в распределителе 6 в положение б торцовая полость напорного золотника 5 соединяется с баком. Под действием пружины в аппарате золотник 5 перемещается вниз и отсекает при этом сливную полость цилиндра от бака.

После этого отвод жидкости из цилиндра возможен через дроссель с регулятором 1 или 3, последовательность которых осуществляется золотником управления 2.

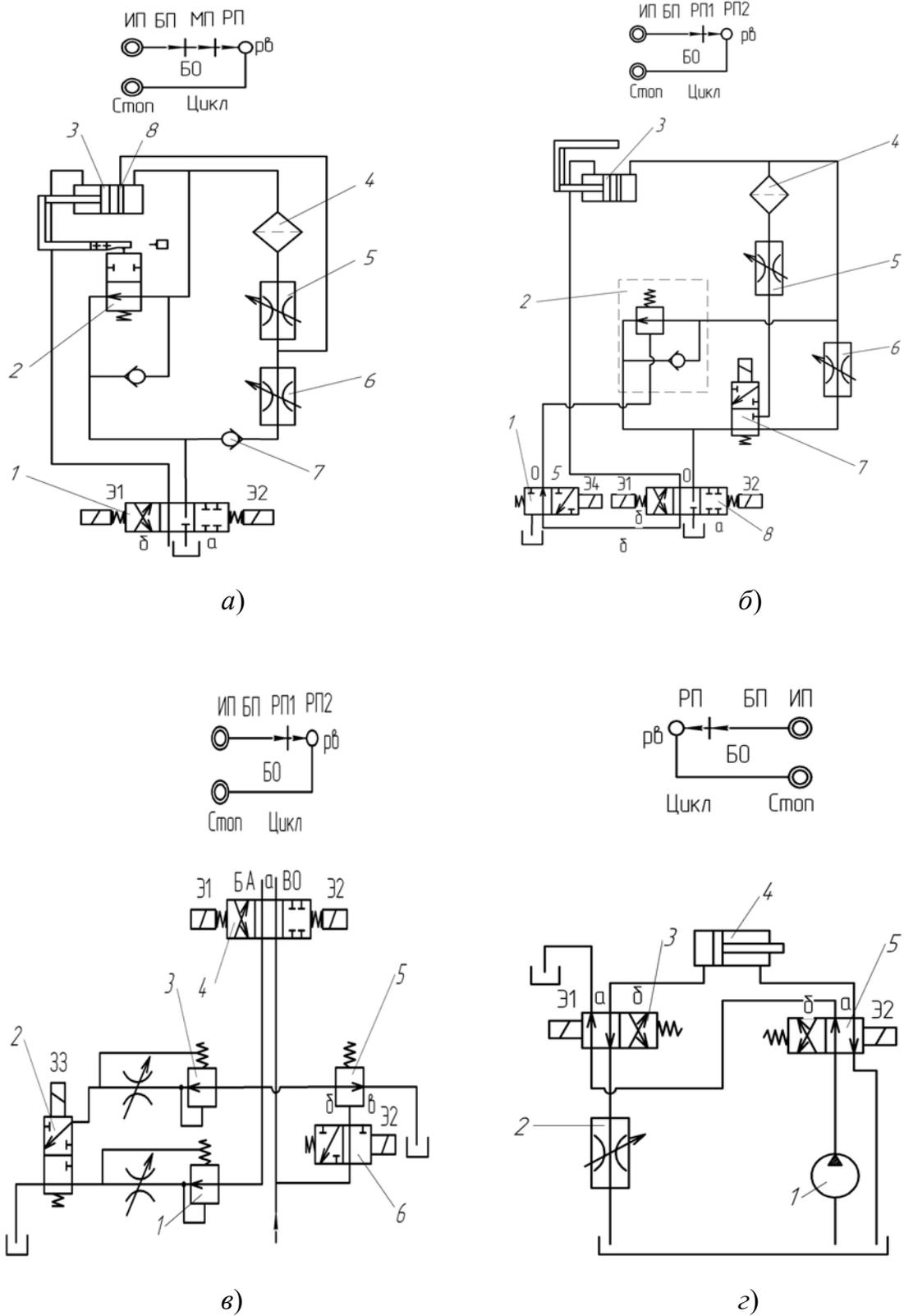


Рис. 1.11. Различные способы автоматического переключения скорости [59]

Этапы цикла и соответствующее им положение золотника в распределителях 1, 7 и 8, а также порядок включения электромагнитов показаны в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Работа электромагнитов [59]

Этап цикла	Распределитель			Работа электромагнитов			
	1	7	8	Э1	Э2	Э3	Э4
ИП	<i>a</i>	<i>A</i>	0	–	–	–	–
БП	<i>a</i>	<i>A</i>	<i>a</i>	–	+	–	–
РП	<i>б</i>	<i>A</i>	<i>a</i>	–	+	–	+
РПШ	<i>б</i>	<i>Б</i>	<i>a</i>	+	+	+	+
Рв, БО							
Стоп	<i>a</i>	<i>A</i>	0	–	–	–	–

Примечание: «+» – электромагнит подключен к электросети (включен); «–» – электромагнит отключен от электросети (отключен).

Конечные электрические выключатели, кнопка «пуск гидропривода» (не показанные на схеме) и электрическая система привода должны обеспечить определенный порядок включения электромагнитов (табл. 1.2).

Одна из возможных схем для получения распространенного цикла ИП–БП–РП–Рв–БО–Стоп (рис. 1.11, *з*) обеспечивается двумя двухпозиционными золотниками управления или распределителями 3, 5 и дросселем 2. При ИП электромагниты Э1 и Э2 обесточены; золотники в распределителях занимают положение *a*, а насос через оба распределителя разгружается в бак. Цилиндр полностью отключен от насоса. Для получения БП золотники распределителей при включении Э1 и Э2 переводятся в положение *б*; при этом насос соединяется со штоковой полостью цилиндра, а его поршневая полость через распределители 3 и 5 – с баком. РП произойдет после перевода золотника только в распределителе 3 снова в положение *a*, при котором к цилиндру подключается дроссель 2. Реверс и БО начнутся после переключения золотников в распределителе 3 в положение *б*, а в распределителе 5 – в положение *a*.

Все рассмотренные схемы (рис. 1.11) характерны тем, что автоматическое переключение скорости происходит при движении исполнительного механизма «по пути» благодаря взаимодействию копирующих линеек, конечных электрических выключателей с золотниками или электромагнитами распределителей.

На схеме показаны только те аппараты, которыми определяется указанный цикл работы.

Таблица 1.2

Работа электромагнитов [59]

Этап цикла	Положение золотника в распределителе			Работа электромагнитов			
	2	4	6	Э1	Э2	Э3	Э4
ИП	<i>a</i>	0	<i>a</i>	–	–	–	–
БП	<i>a</i>	<i>a</i>	<i>a</i>	–	+	–	–
РП	<i>a</i>	<i>a</i>	<i>б</i>	–	+	–	+
РПШ	<i>б</i>	<i>a</i>	0	–	+	+	+
Рв, БО	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>a</i>	+	–	–	–
Стоп	<i>a</i>	0	<i>a</i>	–	–	–	–

На рис. 1.12, *a–в* приведены схемы, в которых для переключения скорости использован дифференциальный способ подключения цилиндра.

При дифференциальном подключении цилиндра скорость поршня значительно увеличивается. Данный способ широко используется в тех случаях, когда при малой производительности насоса необходимы большие скорости, например, во время холостого хода.

Если в конце движения или в любом промежуточном положении поршня необходимо произвести остановку исполнительного механизма, а насос переключить в бак, сохранив на некоторое время в цилиндре давление, то дифференциальное подключение цилиндра можно осуществить, используя для этой цели соответствующее исполнение по схеме гидрораспределителя.

Схема, удовлетворяющая этим требованиям, приведена на рис. 1.12, *б*. Когда золотник в распределителе 2 находится в положении *a*, то обе полости цилиндра 4 подключаются к насосу. Штоковая полость цилиндра через обратный клапан 1 и распределитель 2 соединяется с поршневой полостью; поршень при этом перемещается влево. С переводом золотника в распределителе в положение *б* происходит обратный ход поршня. Жидкость от насоса к штоковой полости цилиндра подводится через обратный клапан 3. При нулевом положении золотника в распределителе цилиндр отсекается от бака и насоса, а поршень останавливается.

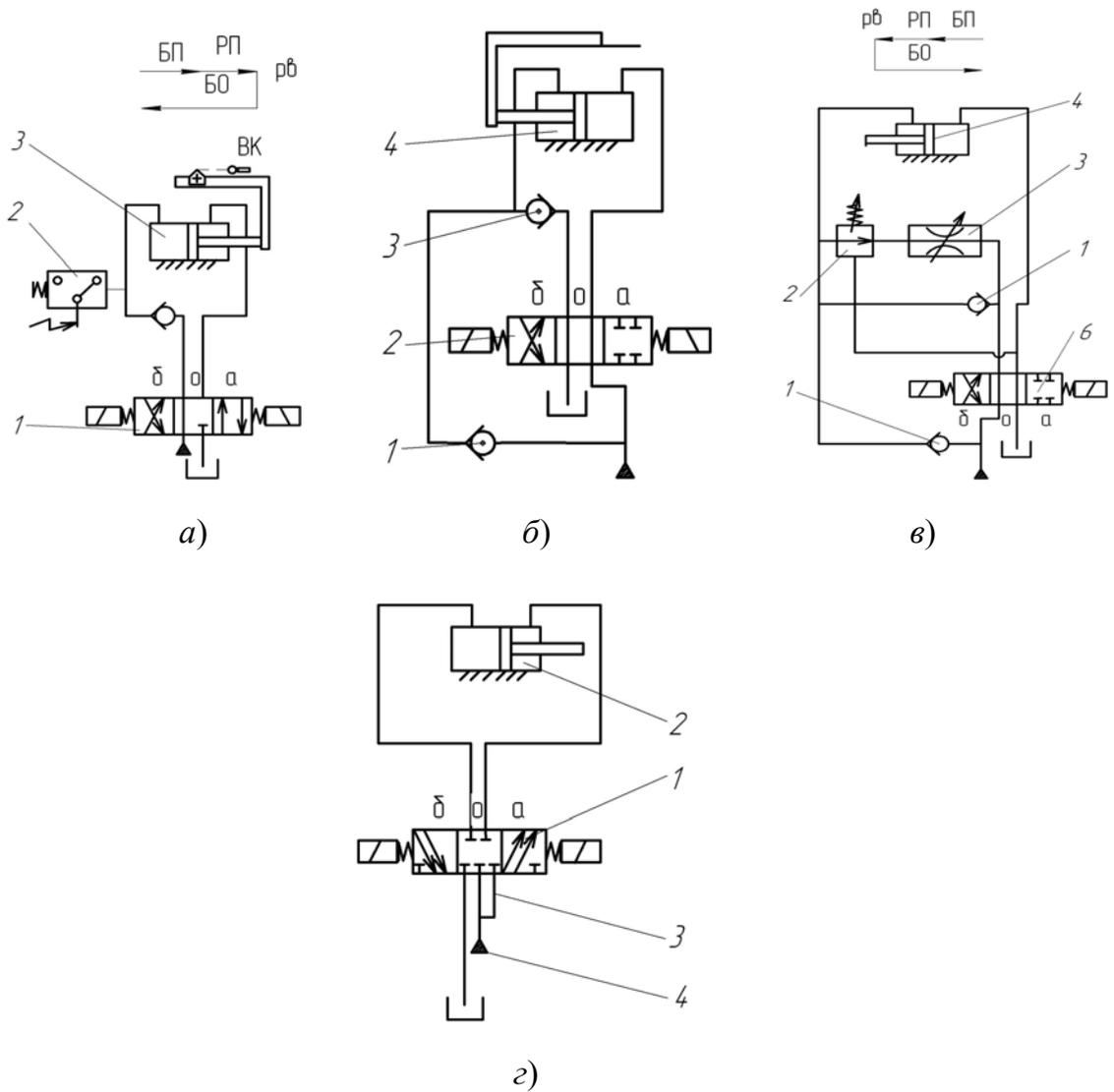


Рис. 1.12. Переключение скоростей с использованием дифференциального способа подключения цилиндра [59]

Схема, обеспечивающая автоматическое переключение скорости с управлением «по давлению», изображена на рис. 1.12, в. Максимальная скорость поршня происходит при дифференциальном подключении цилиндра 4, когда золотник в распределителе б находится в положении б, а жидкость от насоса и из штоковой полости цилиндра через обратный клапан 1 направляется в его поршневую полость. Переключение на рабочую скорость произойдет с появлением нагрузки, когда давление возрастет и станет равным давлению, на которое настроен дистанционно управляемый клапан 2. Клапан 2 открывается и отвод жидкости в бак из штоковой полости теперь происходит через дроссель 3, настройкой которого и определяется величина скорости течения жидкости.

После переключения золотника в распределителе в положение *a* жидкость от насоса направляется через обратный клапан 5 в штоковую полость цилиндра; происходит БО поршня в исходное положение.

Применение трехпозиционного распределителя с открытым центром (схема 14) позволяет во время пауз в работе цилиндра переводить насос на так называемый разгрузочный режим.

В схеме подключения цилиндра по дифференциальному способу использован пятиходовый распределитель с закрытым центром при нулевом положении золотника и разделенными сливными каналами (рис. 1.12, *з*). Входная магистраль 4 подключена к правой сливной магистрали 3. При переводе золотника в распределителе 1 в положение *б* обе полости цилиндра 2 подключаются к насосу, а левый сливной канал в это время в распределителе закрыт. Цилиндр подключен по дифференциальной схеме; поршень быстро перемещается вправо.

При переключении золотника в распределителе в положение *б* поршневая полость цилиндра соединяется с баком, а штоковая с магистралью 4. Происходит реверс, а вслед за ним отвод поршня влево.

Для последовательного включения в работу нескольких силовых цилиндров, когда в системе один насос, нередко применяются распределители с закрытым центром (схема 44). Если работа одного из цилиндров происходит по циклу БП–РП–Рв–БО–Стоп, причем скорость на этапе БП значительно больше скорости при РП, а производительность насоса мала, то цилиндр целесообразно подключить по дифференциальной схеме.

Одно из возможных решений подобной задачи показано на рис. 1.13, *а*. Цилиндр 5 подключен по дифференциальной схеме, когда золотник в распределителе 1 находится в положении *б*. В данном случае штоковая полость цилиндра с поршневой соединяется через распределитель 4 и обратный клапан 6.

Вместо дросселя 3 и обратного клапана 2 может быть применен один аппарат, состоящий из дросселя и обратного клапана, или дроссель с регулятором и обратным клапаном, если во время РП необходима малая и равномерная подача.

Гидравлическая аппаратура, расположенная между насосом 1 и цилиндром 5 в устройстве, которое предназначено для прессования изделий, обеспечивает работу по циклу ИП–БП–МП–ОВ–Рв–БО–Стоп и автоматически изменяет скорость поршня и давление в цилиндре (рис. 1.13, *б*).

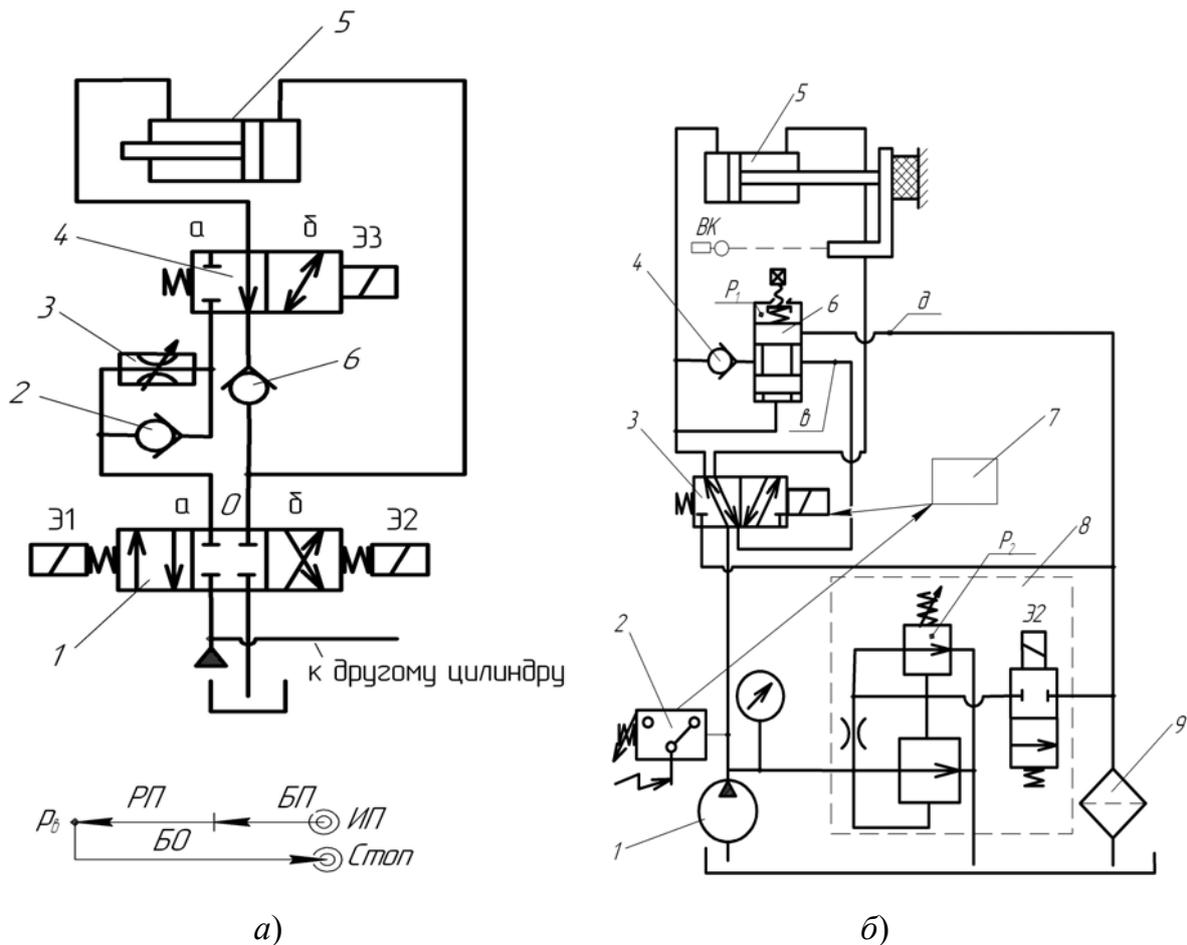


Рис. 1.13. Автоматическое переключение при дифференциальном подключении цилиндра [59]

Порядок включения электромагнитов для всех этапов цикла приведен в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Работа электромагнитов [59]

Этап цикла	Положение золотника в распределителях		Работа электромагнитов		
	1	4	Э1	Э2	Э3
ИП	0	а	–	–	–
БП	б	а	–	+	–
РП	б	б	–	+	+
Рв, БО	а	б	+	–	+
Стоп	0	а	–	–	–

Быстрое перемещение поршня, необходимое для предварительного сжатия (или прессования) материала изделия, происходит при дифференциальном подключении цилиндра 5, когда золотник в распределителе 3 находится в положении *a*. Штоковая полость цилиндра подключена к поршневой через распределитель 3, клапаны 6 и 4. Процесс прессования в этот момент производится с большой скоростью и при непрерывно нарастающем давлении. Когда давление в цилиндре достигнет величины, равной p_1 , на которую настроен дистанционно управляемый клапан 6 (типа Г54 или БГ54), штоковая полость цилиндра автоматически подключается к баку через аппараты 3–6–9 (золотник в аппарате 6 под действием давления, которое несколько превышает p_1 , сместившись в сторону пружины, соединит магистрали *b* и *d*). Далее произойдет снижение скорости и дальнейшее нарастание давления до величины p_2 – настройки реле давления 2 (РД) и предохранительного клапана с золотником управления 8. От микровыключателя РД включается реле времени 7, а от него через t секунд после выстаивания подается команда к электромагниту распределителя на реверс и отвод поршня в исходное положение.

В период выстаивания поршня в цилиндре сохраняется максимальное давление p_2 , соответствующее настройке предохранительного клапана, через который в течение t секунд от насоса жидкость отводится под давлением в бак. В конце обратного хода поршня упором включается ВК, от которого поступает команда на отключение Э2. С этого момента жидкость от насоса отводится в бак при минимальном давлении (примерно 0,15–0,2 МПа).

Работа определяющих механизмов, например, специальных и специализированных станков (расточных, сверлильных, фрезерных и др.) проектируется по следующему циклу: ИП–БП–Т–РП–ОВ–РВ–БО–Стоп. Одно из возможных схемных решений показано на рис. 1.14.

Во время БП отвод жидкости из правой полости цилиндра в бак происходит от кольцевой проточки через распределитель 1 и подпорный клапан 4. По шлицам, расположенным у правого торца поршня, при движении поршня вправо производится постепенное перекрытие проточки *b*, что приводит к уменьшению скорости поршня. Происходит торможение на пути, который равен ширине проточки и длине сходящих на нет шлицев на поршне. После полного перекрытия проточки *b* из штоковой полости жидкость начинает выжиматься через фильтр, дроссель с регулятором, обратный клапан и далее через распределитель 1 и подпорный клапан 4.

Таким образом, автоматическое переключение с БП на РП после предварительного торможения производится «по пути» непосредственно поршнем.

В станках хонинговальной группы с вертикальной компоновкой цилиндра поршню сообщаются равные скорости в прямом и обратном направлениях, поэтому соотношение эффективных площадей в цилиндре выбирается равным 2 : 1, а цилиндр в систему подключается по дифференциальной схеме при движении поршня вниз (рис. 1.14, а, б).

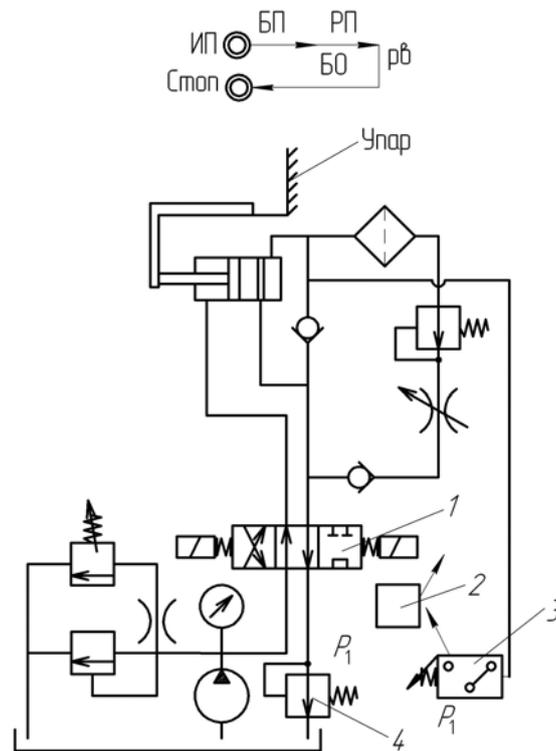


Рис. 1.14. Автоматическое переключение скорости с торможением при переходе с БП на РП и остановкой поршня на t секунд перед реверсом [59]

Когда золотник в двухпозиционном распределителе занимает положение *a*, обе полости цилиндра подключены к насосу; поршень перемещается вниз (рис. 1.14, а). Для движения поршня вверх золотник в распределителе устанавливается в положение *б*.

Применение подпорного клапана *1*, которым устраняется самопроизвольное опускание поршня при отключенном насосе, вызвало необходимость в обводной магистрали с обратным клапаном *2* (рис. 1.15, б). Цилиндр подключен по дифференциальной схеме, когда золотник в распределителе *3* находится в положении *a*. Пружина клапана *1* должна быть настроена на давление, достаточное для удержа-

ния поршня со штоком, головки и инструмента. Распределитель 7 (рис. 1.14, в) осуществляет дифференциальное и прямое подключение цилиндра 5; клапан 6 предотвращает самопроизвольное опускание поршня, пропускает жидкость через напорный золотник при движении поршня вниз и через обратный клапан этого аппарата при движении поршня вверх. Клапан 4, управляемый золотником 3, открывается во время МП и БО и закрывается при ИП, БП, РП и Стоп. Дроссель с регулятором 8 регулирует скорость поршня во время РП. Клапан 10 предохраняет систему от перегрузки, а в ИП при помощи золотника управления 9 насос 1 переключается на разгрузочный режим. Работа электромагнитов и положение золотников в распределителях для всех этапов цикла приведена в табл. 1.4.

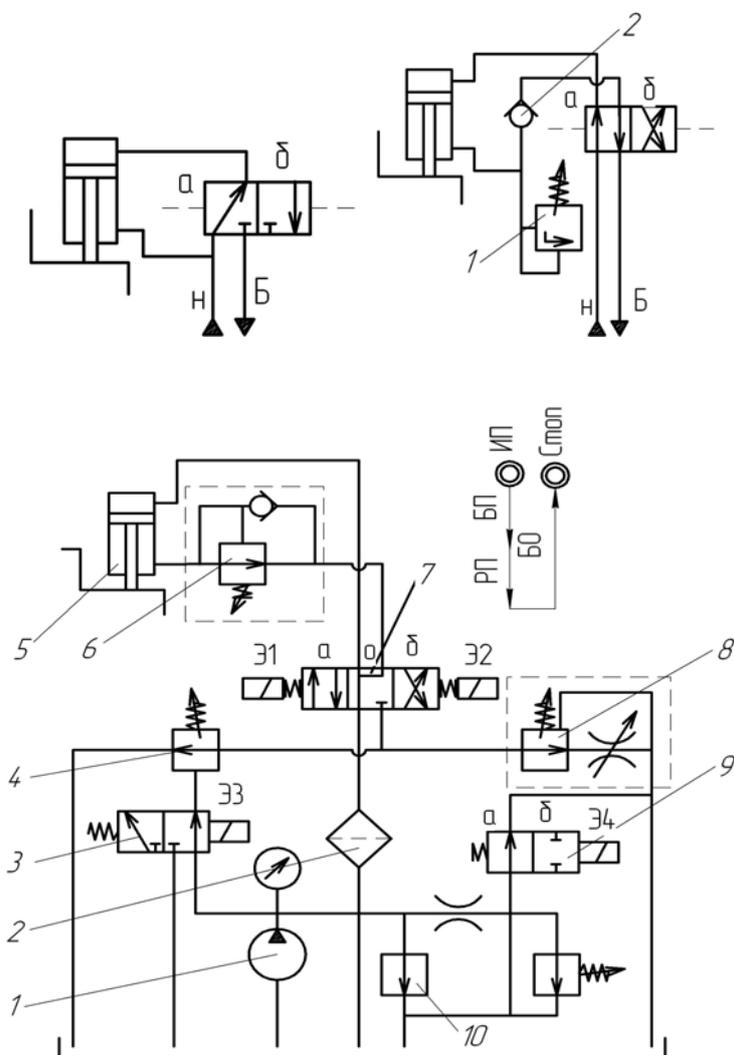


Рис. 1.15. Дифференциальное подключение силового цилиндра, расположенного в машине вертикально [57]

Работа электромагнитов [59]

Этап цикла	Положение золотника в распределителе			Работа электромагнитов			
	3	7	9	Э1	Э2	Э3	Э4
ИП	<i>б</i>	0	<i>а</i>	–	–	–	–
БП	<i>б</i>	0	<i>б</i>	–	–	–	+
МП	<i>б</i>	<i>а</i>	<i>б</i>	–	–	–	+
РП	<i>а</i>	<i>а</i>	0	+	–	+	+
Рв, БО	<i>б</i>	<i>б</i>	<i>б</i>	–	+	–	+
Стоп, ИП	<i>б</i>	0	<i>а</i>	–	–	–	–

В гидравлической системе с одним цилиндром, в котором поршень совершает движение по циклу ИП–БП–РП–Рв–БО–РП, переключение скоростей производится только гидравлическими устройствами (рис. 1.16). Когда золотник в распределителе *1* занимает положение *а* и жидкость от насоса свободно подводится к цилиндру *7*, отвод ее из штоковой полости вначале происходит к цилиндру-дозатору *б*, плавающий поршень которого свободно отжимается вниз к регулируемому упору *3*. Из дозатора жидкость направляется к распределителю и далее в бак. Происходит БП. После подхода плавающего поршня к упору давление в системе возрастает и, когда оно достигнет величины настройки пружины напорного золотника *4*, жидкость из штоковой полости цилиндра начнет выжиматься через клапан *4* и дроссель *2*.

С этого момента наступает РП. Реверс, а вслед за ним БО, произойдет после перевода золотника в распределителе *1* в положение *б*, при котором вначале жидкость от насоса подводится к дозатору и от дозатора к цилиндру, а затем через напорный золотник *9* и дроссель *8*. Регулируемым упором *3* устанавливается величина хода при БП. Отсутствие электрических аппаратов в схеме управления увеличивает надежность системы и создает благоприятные условия для использования такого способа переключения скоростей в устройствах, работа которых происходит во взрывоопасной обстановке.

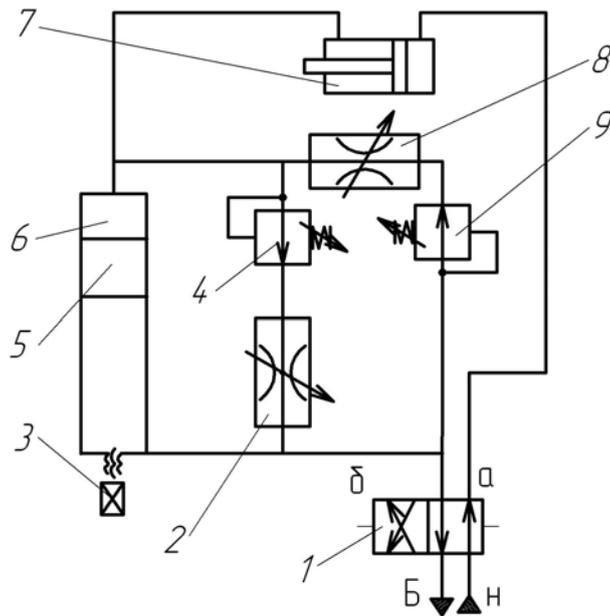


Рис. 1.16. Автоматическое переключение скоростей при помощи цилиндра-дозатора [59]

Гидравлические устройства (рис. 1.17, *а, б*) могут быть использованы в подъемниках с вилочным или другим захватом. Усилие, развиваемое плунжером (рис. 1.17, *а*) или поршнем со штоком (рис. 1.17, *б*), и скорость подъема зависят от нагрузки. Обе системы обеспечивают быстрый подвод захвата под днище поддона с грузом и автоматический переход на медленный подъем груза. Происходит это следующим образом. При подводе жидкости в полость *б* от насоса Н (рис. 1.17, *а*) через распределитель *10* и дроссель *9* происходит быстрый подъем плунжера. Одновременно жидкость из бака через обратный клапан *2* всасывается в полость *4* сдвоенного цилиндра *5*. Усилие, создаваемое плунжером, будет $p = 0,785(D^2 - d^2)$, где p – давлением жидкости в полости *б*, величина которого определяется массой плунжера и захвата. При подхвате груза давление в полости *б* растет; открывается напорный золотник *8*, через который жидкость под давлением, равным или больше p_4 , поступает в полость *4*, воздействуя на всю площадь. С этого момента скорость плунжера уменьшается. Опускание плунжера произойдет под действием собственного веса после переключения золотника в распределителе *10* в положение *а*; жидкость из полости *4* через обратный клапан *3* и центральное отверстие в штоке направляется в полость *б*, а оттуда через дроссель, распределитель и подпорный клапан *1* в бак.

Для решения аналогичной задачи в схеме (рис. 1.17, б) применен комбинированный цилиндр двустороннего силового действия. Здесь, как и в предыдущей схеме, быстрый подъем захвата происходит при воздействии гидравлической силы только на кольцевую площадь поршня в полости 3. Цилиндропоршневая группа развивает максимальное усилие, когда жидкость под давлением проникает в полость 2 через клапан 5. Если при подъеме объем выжимаемой жидкости из полости 4 больше объема жидкости, высвобождаемого плунжером 1, то избыток ее отводится через напорный золотник 6 в бак. Если же выжимаемый объем жидкости из полости 4 равен или меньше высвобождаемого плунжером из полости 2, то в эту полость поступает дополнительный объем жидкости из бака через обратный клапан 7.

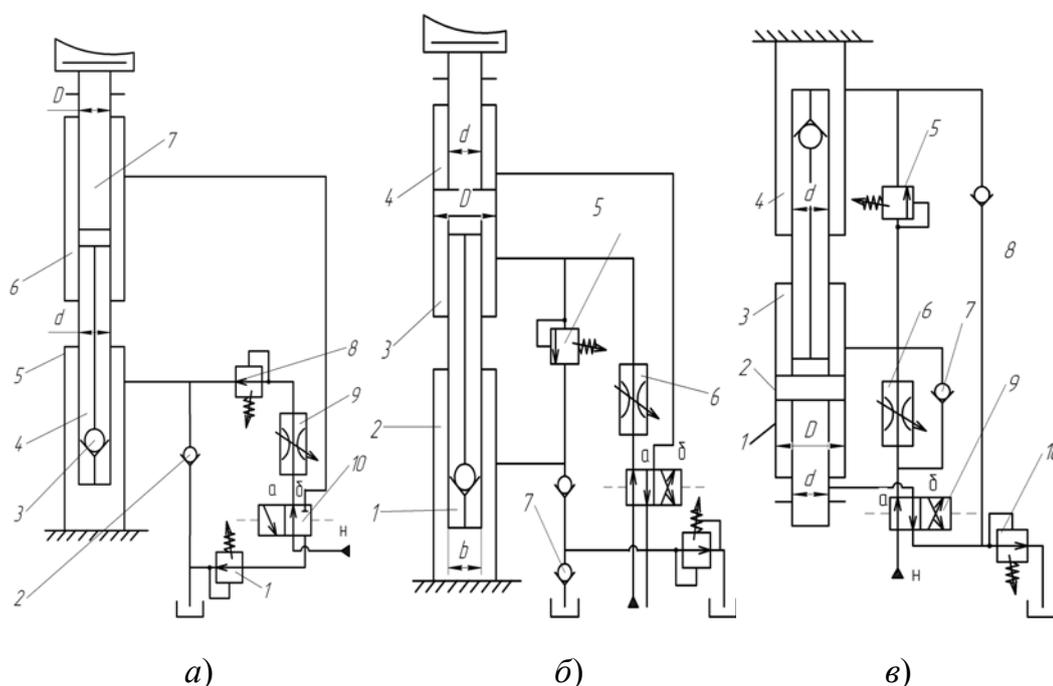


Рис. 1.17. Подъемные устройства, в которых усилие и скорость, развиваемая цилиндром, зависят от величины полезной нагрузки [59]

В гидравлической системе (рис. 1.17, в) движение поршня со штоками обеспечивается по такому циклу: ускоренное перемещение вниз – рабочая подача и после реверса – быстрый отвод в исходное положение. При подводе жидкости только в полость 3 происходит ускоренное перемещение поршня 2 вниз. Из полости 1 жидкость отводится через распределитель 9 и обратный клапан 8 в полость 4. Если $d_1 < d$, то избыток жидкости из полости 1 отводится в бак через напорный золотник 10. Уменьшение скорости произойдет в момент появ-

ления на штоке нагрузки, на которую настроен напорный золотник 5. С этого момента из полости 1 жидкость отводится только через напорный золотник 10. При подъеме поршня отвод жидкости из полости 3 в бак осуществляется через обратный клапан 7, распределитель 9 и напорный золотник 10. В гидравлической системе отделочно-расточного станка для перемещения стола с изделием по сложному циклу применен цилиндр с таким соотношением полезных площадей: $0,785D^2 = 5 - 0,785d^2$ (рис. 1.17). Как известно, при дифференциальном подключении цилиндра с указанными параметрами скорости прямого и обратного ходов равны. Гидросистема помимо быстрых перемещений стола обеспечивает еще две рабочие подачи РП и РПШ как влево, так и вправо, причем при движении влево дроссель с регулятором 7 и дроссель 8 подключены «на входе», а при движении вправо – «на выходе».

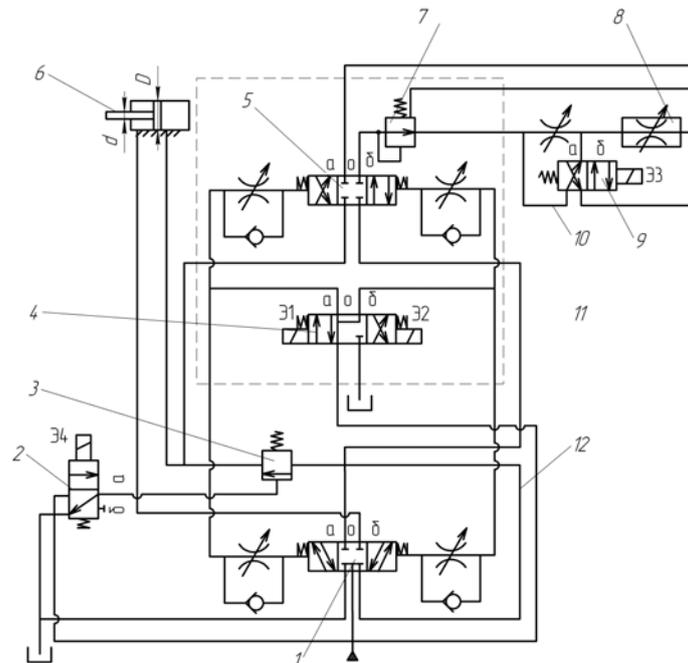


Рис. 1.18. Элемент схемы отделочно-расточного станка с дифференциальным способом подключения цилиндра [59]

Некоторые особенности системы:

1. Дистанционно управляемый клапан 3 включается в работу только во время быстрых перемещений и управляется аппаратом 2.
2. Золотник 4 управления при распределителе 5 используется для одновременных переключений золотников в распределителях 1 и 5.

3. Незначительные изменения в аппарате 7 (дросселе с регулятором типа Г55) позволили использовать регулятор также для дросселя 8.

Работа электромагнитов и расположение золотников для всех этапов цикла отражены в табл. 1.5. Для усвоения работы системы проследим направление течения жидкости только во время РП и РПШ при движении поршня влево, когда цилиндр подключен по дифференциальному способу. Во время РП ток жидкости происходит от насоса через аппараты 1, крестовину 11 и по магистрали 5–7–10–9–8–5 в поршневую полость цилиндра 6. Из штоковой полости цилиндра жидкость отводится к распределителю 1 и по обводной магистрали 12 к крестовине 11, т. е. суммируется с потоком, который поступает от насоса. Скорость определяется настройкой дросселя 8.

Во время РПШ течение жидкости изменяется только на участке расположения дросселя с регулятором 7 и дросселя 8 и происходит через аппараты 7 и 8, минуя золотник управления 9, отсекающий в этот момент обводную магистраль 10.

Подобная система управления нашла применение также при вертикальной компоновке цилиндра, когда головка, к которой присоединен шток цилиндра, уравновешена контргрузом.

Таблица 1.5

Работа электромагнитов [59]

Этап цикла	Положение золотника в распределителе					Работа электромагнита				Направление движения поршня
	4	1	5	2	9	Э1	Э2	Э3	Э4	
ИП, Стоп	0	0	0	б	б	–	–	–	–	–
БП	а	а	а	а	б	+	–	–	+	Влево
РП	а	а	а	б	б	+	–	–	–	»
РПШ	а	а	а	б	а	+	–	–	+	Влево
Рв, БО	б	б	б	а	б	–	+	–	+	Вправо
РП	0	б	б	б	б	–	+	–	–	»
РПШ	б	б	б	б	а	–	+	–	+	»
Рв, БП	а	а	а	а	б	+	–	–	+	Влево
ИП, Стоп	0	0	0	б	б	–	–	–	–	–

В станках, грузоподъемных устройствах, в прессах и других машинах гидравлические системы очень часто оснащаются насосом (или насосами) с приводом от индивидуального электродвигателя. При таком конструктивном решении насос кинематически не связан

с другими механизмами в машине, поэтому представляется возможным электродвигатель с насосом, предохранительную аппаратуру, фильтр, нередко распределитель с аппаратурой управления монтировать на баке или на панели бака, т. е. создавать автономную станцию и устанавливать ее там, где это удобно, учитывая общую компоновку машины.

Кроме конструктивных, эксплуатационных и кинематических удобств независимый привод позволяет сравнительно просто отключать гидросистему, когда это вызвано циклом работы машины.

Отключение электродвигателя при коротких паузах в работе на одну-две минуты в машинах автоматического действия экономически невыгодно, так как частые остановки и пуски электродвигателя приводят к интенсивному износу вращающихся частей насоса и электродвигателя, а частые его включения сопровождаются «пиковыми» нагрузками, что приводит к перегреву и быстрому выходу из строя электрической части двигателя. Поэтому лучше, не отключая электродвигатель от сети, переключать насос во время коротких пауз на режим, при котором жидкость циркулирует без давления, т. е. переводить насос на так называемый разгрузочный режим.

При резком снижении нагрузки, например, во время холостых движений исполнительного механизма или же при выставлении его на упоре, в гидросистемах с насосом постоянной подачи и дроссельным регулированием скорости для повышения КПД системы, увеличения долговечности вращающихся деталей насоса, электродвигателя и уменьшения интенсивности нагрева рабочей жидкости целесообразно насос переводить на работу с меньшим давлением, т. е. разгружать частично.

Следует учесть, что для переключения насоса на полную или частичную разгрузку система должна быть оснащена дополнительной аппаратурой или устройствами, однако некоторое усложнение сравнительно быстро окупается.

В практике создания гидравлических систем получили применение различные способы для полной и частичной разгрузки насосов, выбор которых зависит от конкретных условий: цикла работы исполнительных механизмов, количества насосов, выбранной аппаратуры и др.

Приведенный перечень принципиальных гидравлических схем [7], [59] далеко не полный и несколько отличается от схем, которые разрабатываются в конструкторских бюро для реальных машин. В рассмотренных схемах в основном отражена кинематическая сто-

рона устройства, что нередко является главной задачей при проектировании гидросистемы. Однако они лишены большого количества подробностей, упущены некоторые параметры и показаны только типы аппаратов, но не типоразмеры. Для некоторых наиболее характерных циклов движения исполнительных механизмов приведено несколько приемлемых решений.

Цикл работы всего гидропривода, т. е. работа всех исполнительных органов во взаимосвязи, реализуется суммой функциональных схем конкретных исполнительных органов. Функциональные схемы по своему назначению объединены в две основные группы:

– *группу управления реверсом* (простыми движениями исполнительных органов). В данной группе исполнительные органы совершают возвратно-поступательные или вращательные движения без замедлений и ускорений, а рабочий поток жидкости не требует дополнительных изменений (по давлению p и расходу Q) и используется непосредственно от насоса. Схемы первой группы характеризуются применением только распределительной аппаратуры (за исключением аппаратов, предохраняющих насос от перегрузки и поломки);

– *группу управления сложными движениями*. В данной группе исполнительные органы могут совершать при необходимости движения с замедлениями и ускорениями. Рабочий поток жидкости подвергается трансформации посредством контрольно-регулирующей аппаратуры в соответствии с заданной программой работы исполнительного органа. Группа управления сложными движениями характеризуется применением распределительной аппаратуры в сочетании с контрольно-регулирующей (дрессели, регуляторы расхода, редукционные клапаны и т. д.).

К группе управления реверсом можно отнести схемы, приведенные на рис. 1.10, 1.12, б, 1.15, а, б, г, к группе сложных движений – схемы, изображенные на рис. 1.11–1.18, за исключением указанных.

На основе систематизации групп структурных контуров было установлено, что гидравлические схемы приводов машин, независимо от их назначения состоят в общем случае из элементарных схем «подготовки и предохранения», «реверса», «сложных движений» [8].

При суммировании в конкретную гидравлическую схему привода отдельных контуров проектировщики минимизируют количество гидроаппаратов в схеме, исключая дублирование. Примерами таких гидроаппаратов служат обратный и предохранительный клапан, предохраняющий насос от поломки, реле давления и т. д. Совокупность

таких гидроаппаратов получила название «элементарная схема подготовки и предохранения» (на рис. 1.10 – это клапаны 2 и б). Элементарная схема подготовки и предохранения содержит, как правило, до четырех аппаратов. При конструктивном решении привода следует выделить схему подготовки и предохранения в виде самостоятельного узла. Если рассмотреть группу контуров управления реверсом с учетом выделения из нее элементарной схемы подготовки и предохранения становится очевидным, что оставшиеся распределительные гидроаппараты также необходимо выделить. Эти части схем определены как «элементарная схема реверса» (на рис. 1.10 – это аппарат 3). В группе управления сложными движениями при выделении элементарной схемы подготовки и предохранения оставшиеся аппараты соединяются в схему уже на основе распределительных аппаратов в различном сочетании с контрольно-регулирующими. Совокупность таких аппаратов получила название «элементарная схема сложных движений» (на рис. 1.11 – это аппараты 3, 5 и б). Как правило, элементарная схема сложных движений содержит один распределительный аппарат и до двух двухходовых. При конструктивном решении в виде самостоятельных узлов схем подготовки и предохранения, реверса и сложных движений синтез структуры конкретного ГУ сведется лишь к определению номенклатуры и количества узлов и соединению их между собой.

1.6. Классификация конструктивных решений в области создания агрегатно-модульных гидроблоков управления

Как следует из анализа гидросистем машин и механизмов, а также принципов разработки гидросхем, процесс проектирования гидроблоков управления требует от конструктора знаний, выходящих за рамки обычной гидромеханики. В данном случае инженеру необходимо знакомство не только с основными техническими дисциплинами, но для проектирования ГУ различного назначения требуются детальные знания условий работы, технических процессов, обеспечиваемых изделиями, конструктивного устройства и характеристик работы комплектующих машин и т. д.

Среди системотехнических решений разнообразных ГУ можно выделить следующие.

По классификации, предложенной *H. Ebersthauser* [156] и *К. Каспербауером* [158], монтаж ГУ является трубным, когда отдельные гид-

роаппараты соединяются между собой и поддерживаются в основном только посредством трубопроводов. Такая компоновка ГУ в настоящее время практически не используется (за исключением малых установок) [9] из-за высокой трудоемкости изготовления и низкой надежности трубных соединений.

Известен щитовой монтаж – установка гидроаппаратов притычного исполнения на передней плоскости монтажного щита. В данном случае соединения гидроаппаратов по схеме обеспечиваются системой трубопроводов, жестко присоединенных к задней стенке щита. Щитовой монтаж находит все более ограниченное применение из-за большого числа дорогостоящих трубопроводов, значительных гидравлических потерь давления, больших мертвых объемов жидкости [9], [156]. Кроме того, монтажный щит, подобно диафрагме, усиливает уровень шума гидросистемы.

Среди системотехнических решений в области разработок агрегатно-модульного конструирования ГУ наибольший интерес представляет система элементов продольного монтажа гидроаппаратуры, при котором монтаж гидроаппаратов осуществляется на унифицированных корпусах, которые допускают возможность непосредственного соединения между собой. Данный вид монтажа обеспечивает замену соединительных трубопроводов между аппаратами просверленными корпусами, что устраняет недостатки трубного и щитового монтажа. Продольный монтаж получил достаточно широкое промышленное применение благодаря своей гибкости при создании различных гидросистем [116, с. 199], [153, с. 677–695]. Кроме этого система продольного монтажа рационально дополняется вертикальными сопряжениями, т. е. гидроаппаратурой модульного монтажа, благодаря чему создаются довольно компактные ГУ.

Ведущие иностранные фирмы по производству гидрооборудования (*Rexroth, Bosch, Herion, Hidraulik-Ring* и др.) [152], [153]–[158] разработали и используют в практике элементы системы продольного монтажа, позволяющие создавать ГУ методом агрегатирования на основе стандартных узлов. В СНГ этот вид монтажа разработан ВНИИГидроприводом, а серийное производство элементов продольного монтажа организовано на ОАО Ульяновское производственное объединение «Гидроаппарат». По данным ВНИИГидропривода на основе продольного монтажа может быть решена задача создания ГУ на базе унифицированных узлов до 70–75 % выпускаемых гидроприводов [105].

Система продольного монтажа включает:

- плиты для установки гидрораспределителя или гидроаппаратуры модульного исполнения;
- плиты для установки гидроаппаратуры стыкового исполнения; промежуточные плиты для перевода потока рабочей жидкости из одного канала в другой;
- переходные плиты для соединения монтажных плит различных условных проходов;
- уплотнительные плиты;
- крепежные плиты для крепления ГУ к щиту гидростанции;
- плиты связи для перевода потока рабочей жидкости из одного канала модульного аппарата в другой;
- плиты-заглушки для перекрытия (блокировки) выходных каналов в аппаратуре модульного исполнения при установке аппаратов на монтажные плиты без гидрораспределителей;
- заглушки на монтажных и промежуточных плитах для перекрытия продольных каналов в плитах.

Монтажные плиты на плоскости для установки гидроаппаратов имеют систему отверстий с координатами, соответствующими присоединительным размерам устанавливаемого на плите аппарата. На противоположной стороне монтажной плиты имеются резьбовые выходные каналы для подсоединения трубопровода. Продольные каналы для прохода рабочей жидкости в монтажных плитах расположены симметрично относительно продольной оси плит, что позволяет поворачивать плиту вместе с установленными на ней аппаратами на 180° . Такая конструкция дает возможность в зависимости от требований гидравлической схемы привода рационально соединять магистрали без дополнительных устройств. Описанная схема расположения продольных каналов и крепежных отверстий монтажных плит приведена на рис. 1.18.

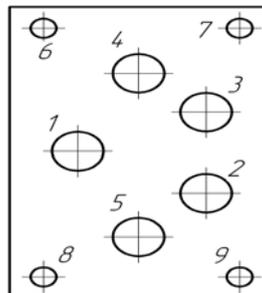


Рис. 1.19. Схема расположения каналов и крепежных отверстий монтажной плиты [105]:

- 1–5 – каналы для прохода рабочей жидкости;
- 6–9 – крепежные отверстия

Основными преимуществами продольного монтажа ГУ в сравнении с трубным и щитовым монтажом являются: сокращение количества трубопроводов и их соединений; повышение жесткости привода, снижение уровня шума; компактность, малые габариты и масса; снижение затрат труда и времени на разработку и изготовление привода; удобство эксплуатации, возможность быстрой перекомпоновки ГУ, замена вышедшего из строя аппарата без разборки гидропривода; снижение потерь рабочего давления за счет уменьшения длины пути протекания рабочей жидкости в системе и числа местных сопротивлений; улучшение внешнего вида гидропривода; унификация монтажных плит в различных ГУ, увеличение их серийности. Кроме того, при указанном виде монтажа всегда соблюдается постоянство расстояния между отдельными аппаратами и регулирующими органами различных аппаратов, которые входят в ГУ. Это дает возможность заранее определить характеристики, свойства и «поведение» уже не отдельных гидроаппаратов, входящих в гидросистему привода машины, а групп аппаратов, объединенных ГУ. Представляется возможность по заранее определенным характеристикам ГУ, входящих в гидросистему машин, судить о характеристиках гидропривода машин в целом уже на стадии его проектирования, что позволяет значительно сократить время на проектирование, отладку и запуск привода в производство. Если сравнивать с блочным монтажом, то продольный монтаж имеет ряд недостатков: одностороннее разрастание конструкции ГУ, требующее увеличения занимаемых гидроприводом производственных площадей, увеличение гидравлических потерь давления в системе и усложнение конструкций ГУ за счет применения промежуточных плит для перевода потока рабочей жидкости из одного канала в другой, увеличение материалоемкости ГУ [10].

Кроме того, несмотря на свою универсальность при монтаже ГУ различных машин и механизмов, продольный монтаж сориентирован преимущественно на решение отдельных структурных контуров ПС, вследствие чего создание единого ГУ, включающего группу контуров, как правило, приводит к появлению оригинальных конструкций и снижению уровня унификации.

К системотехническим решениям проблемы агрегатно-модульного конструирования ГУ можно отнести также унифицированные функциональные блоки вертикального (башенного) монтажа. Такие системы разработаны и используются практически всеми ведущими иностранными фирмами по производству гидрооборудования (*Rexroth, Bosch, Herion, Hidraulik-Rinq* и др.) [153], [155], [156], [158].

Функциональные блоки вертикального монтажа представляют собой конструктивные исполнения отдельных законченных элементов схем. Причем сами элементы схем по возможности унифицированы и сгруппированы между собой. Например, выделен элемент схемы управления быстрым подводом и медленной подачей, элемент предохранения и разгрузки и т. д. Корпус блока выполнен в виде параллелепипеда, а аппараты установлены с трех-четырёх его плоскостей, две остальные используются для модульного присоединения других аналогичных блоков. При соединении между собой блоков с целью конструктивного решения конкретной ПС аппаратура собирается в виде вертикальной блочной колонки. Приводы машин, выполненные на базе таких блоков, обладают по сравнению с приводами на основе продольного монтажа повышенным КПД системы, пониженным уровнем шума, более низкой материалоемкостью, компактностью конструкции.

Недостатками функциональных блоков вертикального монтажа являются ограниченные возможности при конструктивном решении ПС приводов. Несмотря на проведенную унификацию элементов схем, они не охватывают всех возможных сочетаний гидроаппаратов, необходимых для решения той или иной задачи в приводе. Вследствие этого требующиеся комбинации аппаратов обеспечиваются путем наращивания исполнений блоков по выполняемым ими схемам, что, в свою очередь, приводит к снижению уровня унификации ГУ и практически исключают возможность организации их централизованного производства. В связи с этим функциональные блоки вертикального монтажа не получили распространения в СНГ за исключением некоторых разработок для конкретных машин или групп однотипных машин (например, разработка ВНИИГидропривода «гидростанция УГ48-ЗМ161Е» для гаммы шлифовальных станков) [100]. Здесь ГУ каждого исполнения станции получается комбинацией из пяти функциональных блоков.

Блочный монтаж – монтаж, при котором все органы управления машины концентрируются в одном или нескольких соединенных между собой корпусах. При этом различают два вида блочного монтажа – систему на основе унифицированных функциональных блоков и чисто блочный монтаж. Система функциональных блоков включает в себя набор стандартных конструкций, каждая из которых представляет повторяющиеся в гидроприводах машин части схем, несущие определенное функциональное назначение.

При чисто блочном монтаже все управление машиной концентрируется в одном блоке. Такая компоновка гидроаппаратуры наиболее полно удовлетворяет требованию о наименьшем пространстве для монтажа. Однако такие его недостатки, как отсутствие унификации монтажных корпусов и невозможность даже незначительных изменений в гидросхеме привода делает его пригодным только для серийных машин. Чисто блочный монтаж наиболее распространен на основе гидроаппаратуры вставного исполнения [10], [11], [156]. Согласно источникам [116], [9]–[11] в СНГ наибольшее распространение получил чисто блочный монтаж на основе притычной и модульной аппаратуры. По данным *H. Ebersthauser* [156], концентрация мощности в единице объема ГУ для различных видов монтажа изменяется в соответствии с зависимостями, представленными на рис. 1.20, а стоимость от серийности – на рис. 1.21. Приведенные зависимости позволяют утверждать, что преимущественно при блочном монтаже конструкции приводов дешевле, материалоемкость ниже, а сама система является менее шумной в работе, так как ГУ более компактный и жесткий. Если учитывать требование обеспечения возможности агрегатирования, то наиболее полно этому удовлетворяет продольный монтаж и система унифицированных функциональных блоков [10], [11], [116], [156]. Как видно из представленных зависимостей, каждая из перечисленных стратегий имеет свою область предпочтений, которыми руководствуются конструкторы при разработке оптимальных структур ГУ.

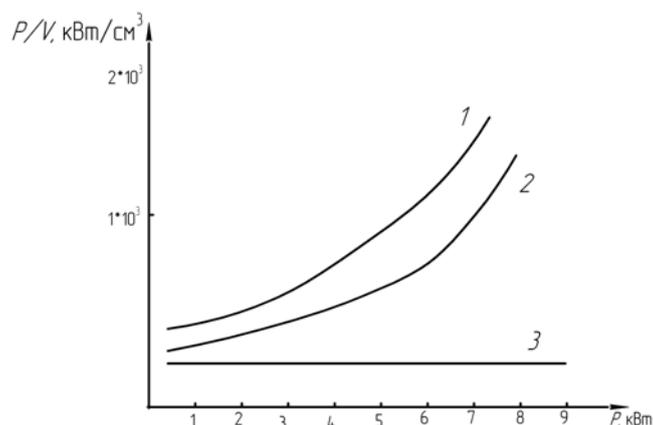


Рис. 1.20. Концентрация мощности в единице объема ГУ в различных системах монтажа для гидроаппаратов с условными проходными диаметрами $D_y = 6$ и 10 мм [156]:
 1 – блочный монтаж; 2 – вертикальный и продольный монтаж; 3 – трубный монтаж

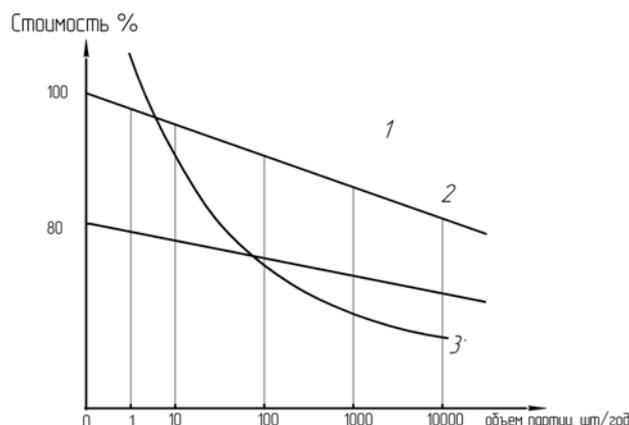


Рис. 1.21. Зависимость стоимости ГУ от объема партии в различных системах монтажа [156]:
 1 – блочный монтаж; 2 – вертикальный и продольный монтаж; 3 – трубный монтаж

С учетом вышеизложенных критериев на настоящий момент приоритетным направлением в методологии конструирования ГУ является блочный способ монтажа и агрегатно-модульная система его построения, а задача поиска оптимальных технических решений ГУ не поддается пока известным математическим и логическим методам и ее можно отнести к эвристическим.

1.7. Тенденции развития элементной базы для конструирования агрегатно-модульных гидроблоков управления

Как показывает анализ литературы, гидравлическая аппаратура в странах СНГ и за рубежом совершенствуется в следующих направлениях:

- замена трубного исполнения большинства гидравлических аппаратов стыковым;
- повышение рабочих давлений аппаратов до 20 и 32 МПа с одновременным увеличением их пропускной способности;
- перевод гидроаппаратуры на единые международные присоединительные размеры [105].

Унификация присоединительных и монтажных отверстий стыковых плоскостей обеспечивает беспрепятственную замену аппаратов, упрощает условия эксплуатации и ремонта оборудования, создает широкие возможности для экспорта.

В настоящее время в СНГ около 90 % гидроаппаратуры выпускается со стыковым присоединением, в основном с едиными международными присоединительными размерами [56]. Накоплен значительный опыт ее применения и эксплуатации. Однако стыковая аппаратура имеет и недостатки. Конструкция корпуса, на котором она устанавливается, отличается сложностью, значительна материалоемкость, сложно обнаружить и устранить ошибки, допущенные при его разработке или изготовлении. Кроме того, корпуса непригодны к использованию при модернизации цикла работы гидрофицированной машины, отсутствует их унификация.

С целью обеспечения взаимозаменяемости аппаратов различных фирм-производителей в настоящее время они стандартизированы по присоединительным размерам (международные рекомендации по стандартизации SETOP, ISO 4401, DIN 24340, СТ СЭВ 5195, ГОСТ 26890, ГОСТ 27790) [97]–[99].

Как определено ранее, способы монтажа гидроаппаратов в гидроблоки управления оказывают решающее влияние на основные технико-экономические показатели приводов машин в целом. Наиболее экономичным является блочный монтаж. При этом агрегатно-модульное конструирование ГУ является на сегодняшний день одним из приоритетных направлений.

Предпринятые попытки решения проблемы агрегатно-модульного конструирования ГУ с учетом сложившегося положения по элементной базе (гидроаппаратуре) привели к появлению гамм модульной и встраиваемой аппаратуры, систем продольного монтажа и унифицированных функциональных блоков вертикального (башенного) монтажа [9]. То есть способы монтажа ГУ, в свою очередь, оказывают существенное влияние на тенденции развития и конструктивное исполнение гидроаппаратов.

Из-за значительного увеличения габаритных размеров, металлоемкости и стоимости ГУ разработаны и находят применение в настоящее время модульная гидроаппаратура и система продольного монтажа только на малые условные проходы $D_y = 6$ и 10 мм. Унифицированные функциональные блоки вертикального (башенного) монтажа не обладают в достаточной степени уровнем унификации входящих элементов, что практически исключает возможность централизованного их производства.

Гидроаппараты вставного монтажа позволяют унифицировать только лишь монтажные отверстия в корпусе. Для их соединения

в соответствии с ПС в ГУ конструкторы вынуждены проектировать в каждом конкретном случае все новые монтажные корпуса. В данном случае проявляются недостатки, аналогичные перечисленным для стыковой аппаратуры.

Принимая во внимание вышеизложенное, можно выделить следующие составляющие проблемы оптимального проектирования ГУ:

1. При создании конструкций гидроаппаратов в настоящее время наиболее полную реализацию находит стремление получить наивысшие показатели по отдельным гидроаппаратам, без учета совместного использования их в ГУ. То есть монтажные корпуса во внимание не принимаются, что ухудшает показатели конструкции ГУ в целом.

2. Стандартизация присоединительных размеров гидроаппаратов в действующем на сегодняшний день виде оказывает консервативное влияние на решение указанной проблемы. Существующие стандарты фактически закрепляют сложившееся положение в деле конструирования ГУ, вынуждая проектировщиков и исследователей выбирать заведомо не лучшие направления.

Очевидно, выходом из этого положения является решение вопроса по преобразованию гидроаппаратов с учетом вышеперечисленных составляющих.

1.8. Перспективы создания агрегатно-модульных гидроблоков управления

Интерес к эвристическим методам решения задач поиска оптимальных технических решений и, в частности, к комбинаторике в настоящее время сильно возрос. Идеи комбинаторики нашли отражение в широко известном методе «морфологического анализа» [69, с. 10].

Область возможных решений может быть обследована, тогда любой новый ГУ окажется новой комбинацией известных компонентов (гидроаппаратов и монтажных корпусов).

Как следует из анализа способов монтажа ГУ, проблема их оптимального проектирования, как и любой другой технической системы, заключается в отыскании оптимальных структур на основе комбинаций составляющих ее модульных элементов.

Методике оптимального проектирования технических систем уделяется большое внимание со стороны различных ученых.

Основные этапы проектирования по П. Хиллу представлены на рис. 1.22.

Содержание этапов сводится к следующему: определение потребности – столкновение конструктора с ситуацией, которая раздражает и волнует, в результате чего у него возникает потребность в изменении существующего положения; определение цели – формулировка в общих выражениях характеристик проектируемого объекта, которые удовлетворяют эту потребность; научные исследования – сбор всей доступной информации для решения задач, вытекающих из поставленной цели; формулировка задания – перечень данных и параметров, обеспечивающих достижение поставленной цели; формирование идей – процесс рождения новых идей; выработка концепций – выработка вариантов возможных решений для достижения поставленной цели; анализ – проверка выбранных концепций на соответствие физическим законам; эксперимент – создание опытного образца и лабораторные испытания; решение – описание проектируемого объекта (рабочие чертежи, технические условия); производство – определение объема производства и потребности в производственном оборудовании, методы изготовления продукции, календарное планирование, контроль качества и приемочный контроль; распределение продукции – установление конкурентоспособности цен, реклама, нахождение рынков сбыта, обеспечение прибыли; потребление – контакты с потребителями, ремонт, обслуживание.

Методы проектирования, рассмотренные П. Хиллом, позволяют в определенной степени организовать процесс создания агрегатно-модульных ГУ. Основными из них являются: наглядное представление заданной функции, служащее переходным звеном между поставленной задачей и ее решением и способствующее расширению информационной основы творчества; диаграмма идей, дающая наглядное представление о развитии техники в интересующей области; матрица идей, представляющая собой средство морфологического анализа независимых переменных и позволяющая выработать различные сочетания характеристик проектируемого объекта, что порождает альтернативные идеи. Особо следует остановиться на методе, связанном с принятием наилучших решений из совокупности вариантов. Метод основывается на построении матрицы решений, и его сущность заключается в выборе критериев для сравнения вариантов, определении их относительной значимости и оценки вариантов по каждому из критериев. Метод дает возможность сравнить варианты ГУ, представленные лишь гидравлическими схемами, не содержащими параметрической информации.

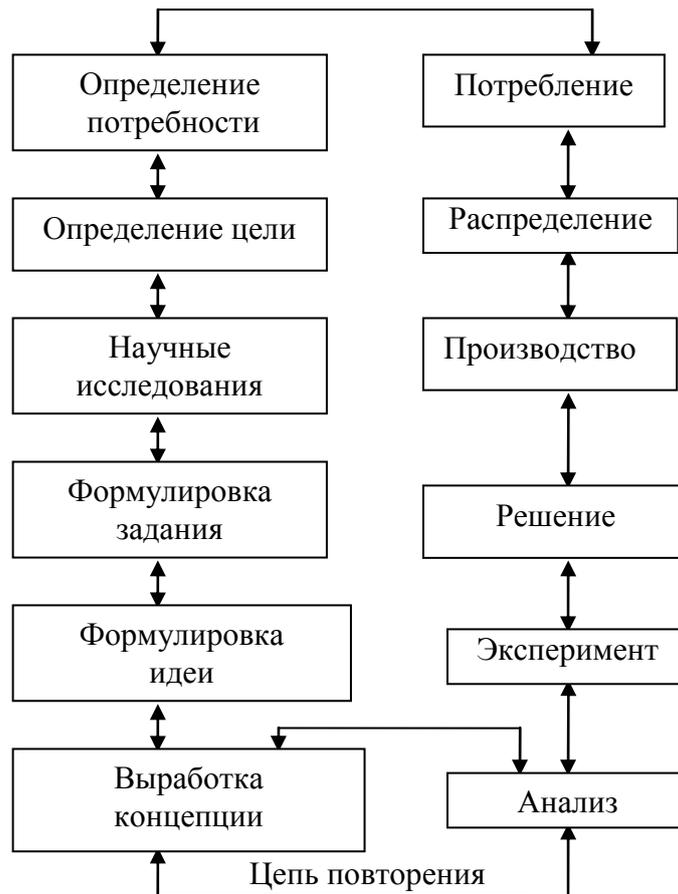


Рис. 1.22. Основные этапы проектирования [129]

Особое значение П. Хилл придает морфологическому подходу к проектированию, связанному с логической организацией идей, что отличает его от традиционного подхода, основанного лишь на интуиции и опыте.

По мнению Дж. К. Джонса, новые методы проектирования отличаются системным подходом [80], а целью методологии проектирования является уменьшение цикличности и увеличение линейности проектирования. Цикличность связана с вынужденным повтором этапов работы в результате того, что некоторые, оказавшиеся важными, частные задачи вначале не были учтены. Линейность предполагает, что все важнейшие проблемы можно обнаружить с самого начала и вероятность появления неучтенных частных задач сводится к минимуму. Существенным методом обеспечения линейности проектирования Дж. К. Джонс считает прогнозирование, позволяющее определить диапазон возможных выходов из этапов проектирования до их выполнения. Подход к проектировщику как к «самоорганизующейся системе» вызван стремлением сузить область поиска технических

решений за счет обоснованного выбора стратегии. Для этого необходим метаязык из терминов, достаточно широких по значению, чтобы с их помощью можно было, во-первых, описать зависимости между стратегией и проектной ситуацией, и, во-вторых, проводить оценку модели, позволяющую предсказать вероятные результаты альтернативных стратегий, с тем, чтобы можно было выбрать наиболее перспективную из них. Дж. К. Джонс выделяет три ступени проектирования: дивергенцию, трансформацию и конвергенцию [80].

Дивергенция – расширение границ проектной ситуации в целях обеспечения достаточно обширного пространства для поиска решений. На данной ступени автор не рекомендует принимать решение, отложив его до тех пор, пока проектировщик будет достаточно знать обо всем, что связано со стоящей перед ним задачей. Дивергенция может быть использована на этапе предпроектных исследований и создания системы компонентов ГУ агрегатно-модульного типа.

Трансформация – стадия создания принципов и концепций, т. е. пора высокого творческого вдохновения, догадок и озарений. На данной стадии возникает общая концептуальная схема проектируемого объекта, которая, по мнению Дж. К. Джонса, кажется удачной, хотя это и нельзя доказать.

Конвергенция – стадия окончательного выбора варианта технического решения. К этому времени задача определена, переменные найдены, цели установлены. Здесь в наибольшей степени могут быть использованы технические средства автоматизации проектирования агрегатно-модульных ГУ.

Под стратегией проектирования Дж. К. Джонс понимает последовательность этапов, на каждом из которых применяется тот или иной метод проектирования. Стратегии могут быть: линейными, когда этапы выполняются строго последовательно; циклическими, если после выполнения одного из этапов необходимо вернуться и повторить предыдущие этапы; разветвленными, позволяющими выполнять отдельные этапы параллельно; адаптивные, при которых выбор каждого из этапов зависит от результатов выполнения предыдущего; случайного поиска, отличающегося абсолютным отсутствием плана, когда при выборе последующего этапа совершенно не учитывают результаты предыдущего.

А. Холл [130], рассматривая методологические основы разработки систем, выделяет шесть процедур: уяснение задачи, выбор целей, синтез систем, анализ систем, выбор наилучших альтернатив, планирование действия.

Методами выполнения процедуры уяснения задачи являются: исследование потребностей и окружения, метод входов и выходов. Исследование потребностей связано с определением требований к проектируемой системе, на основе которых составляется общая программа разработки. При этом рассматриваются четыре основных направления планирования проектов: расширение и обновление функций, улучшение технических характеристик, снижение стоимости. Указанным направлениям, как следует из результатов анализа методов конструирования ГУ (§ 1.6), наиболее полно соответствует блочный способ монтажа ГУ и агрегатно-модульное его построение.

В качестве методов синтеза систем А. Холл предлагает мобилизацию идей и функциональное проектирование. Мобилизация идей означает сбор всех известных альтернатив проектирования ГУ и разработку новых, с учетом достоинств и недостатков той или иной стратегии.

Функциональное проектирование представляет наиболее общий подход к описанию систем. Определяются граничные условия и желательные входы и выходы, составляется подробный перечень функций или операций, которые должны выполняться. Метод в упрощенном виде сводится в нашем случае к составлению блок-схемы решения проблемы структурного синтеза агрегатно-модульных гидроблоков управления.

Процедура анализа систем состоит в выделении всех возможных следствий из альтернативных систем для выбора из них наилучшей. За такую систему принимается та, которая в большей степени отвечает поставленным целям. При анализе некоторые сведения получают объективно, т. е. путем сбора опытных данных и нахождения распределения частот, другие – субъективно, путем интуитивного восприятия относительных частот, неявно отражающего объективные частоты. Для выбора оптимальной системы в условиях определенности, когда все следствия определены по шкале отношений, можно воспользоваться аппаратом математического программирования.

В. Гаспарский отмечает [71], что проектные действия не полагают пока необходимыми методологическими знаниями. По его мнению, к методологии проектирования относятся: прагматическая методология проектирования, занимающаяся тем, как проектировать, т. е. описанием задач и процедур проектирования; апрагматическая методология, занимающаяся тем, что проектируется, т. е. продуктами проектирования.

Апрагматическая методология, изучающая объекты проектирования, – наиболее развитая часть инженерного проектирования, так как она накопила и систематизировала обширные знания (в области машиностроения – это теория машин и механизмов, детали машин). Следует отметить, что для проектирования агрегатно-модульных ГУ необходимо разрабатывать частные методики, так как несмотря на то, что они обнаруживают с проблемами прагматической методологии много общего, не могут быть охвачены общей методологией.

По В. Гаспарскому, методология проектирования «...это научная дисциплина, занимающаяся методами, процедурами и технологиями проектно-творческой деятельности». В связи с этим он выделяет три основные задачи методологии проектирования: 1) выбор типов действий, совершаемых во время проектирования, и их анализ, ведущий к уточнению определенных действий; 2) обобщенное описание проектной процедуры, используемой в разных видах проектирования; 3) выявление целей, к достижению которых сознательно или неосознанно стремятся проектировщики, и установление критериев правильности действий в проектировании.

В. Гаспарский использует праксеологический анализ для принятия инженерных решений в проектировании. В основу метода положена гипотеза, утверждающая, что при заданных параметрах обособленной системы между проектными параметрами и критериальными величинами потребительских эффектов существует по крайней мере корреляционная зависимость.

Праксеология – общая теория эффективности действий. Согласно ей эффективность того или иного действия соответствует степени достижения цели при заданных затратах. Среди разновидностей эффективности праксеология на первое место выдвигает эффективность действия или результативность в достижении цели. «Цель действия определяет направление и структуру действия субъекта, стремящегося к тому, чтобы создать или сохранить желаемую ситуацию» [71].

На основе анализа гидросистем технологического оборудования, а также принципов построения гидравлических схем и тенденций развития в области разработок ГУ, можно сформулировать цель работы: расчет, конструирование и освоение в производстве оптимизированных по параметрам и структуре агрегатно-модульных ГУ гидроприводов технологического оборудования.

Для достижения поставленной цели требуется решить следующие задачи:

– разработать инвариантные математические модели и алгоритмы проектирования ГУ с учетом присоединительных размеров гидроаппаратов, формы и структуры гидравлических каналов монтажных корпусов, определяемых ПС;

– разработать новые методы формирования агрегатно-модульных ГУ, содержащих инвариантные структуры соединения гидроаппаратов при помощи монтажных корпусов;

– рассчитать и установить закономерности структурного конструирования агрегатно-модульных ГУ с учетом пространственной компоновки гидроаппаратов;

– оптимизировать геометрические параметры присоединительных размеров системы компонентов агрегатно-модульного конструирования ГУ;

– разработать новые методы конструирования оптимальных структурных схем агрегатно-модульных ГУ;

– разработать и внедрить в производство систему компонентов для агрегатно-модульного конструирования ГУ и на их основе ГУ для гидроприводов технологического оборудования различного назначения.

Объектом исследований являются ГУ и станции гидропривода гидросистем различного технологического оборудования. С целью исследования взяты ПС различного оборудования, получившие промышленное внедрение в серийных количествах, конструктивные решения ГУ и гидроаппаратов. Предметом исследования являются системотехнические решения при создании ГУ приводов машин различного целевого назначения, а также элементной базы ГУ – гидроаппаратов.

Предполагается, что существует возможность выявления общих структурных решений компоновок ГУ различных гидрофицированных машин независимо от их целевого назначения путем типизации связей гидроаппаратов. Прогнозируются связи между принципами построения гидравлических схем приводов машин и компоновочными решениями ГУ, которые могут влиять на их технико-экономические показатели.

Кроме цели праксеология вводит в рассмотрение такие оценки, как затраты на реализацию действия, результат и основной результат. Все эти оценки объединяются более общим понятием – эффектом действия. Цель – предвидимый максимально возможный эффект; результат – положительно оцениваемый достигнутый эффект; основной

результат – положительно оцениваемый, не превышающий цели достигнутый эффект; затраты – отрицательно оцениваемый эффект.

Возросший интерес к методологии проектирования в последнее время вызван автоматизацией инженерного труда и, в частности, автоматизацией проектирования. Взаимосвязь этих научных направлений благотворно сказывается на каждом из них.

С одной стороны, автоматизация проектирования невозможна без знаний в области методологии, а с другой – автоматизация стимулирует развитие методов проектирования.

Первый этап проектирования ЭВМ связан с разработкой структурной схемы, реализующей принятый принцип ее действия и включающей такие крупные блоки, как арифметическое устройство, основная память, устройство управления, логическое устройство, соединительная шина и др. На данном этапе разрабатывается детальный список требований к схемам связи между элементами структурной схемы.

После окончательного выбора принципа действия и структурной схемы начинается детальная проработка элементов. Далее происходит синтез логической структуры и ее минимизация. Основными методами решения задач на этапах проектирования являются: логическое моделирование и теория графов, которые позволяют достаточно просто реализовать процесс формализации принципиальных гидравлических схем ГУ.

М. Д. Принс [113] рассматривает проектирование как интерактивный процесс (рис. 1.23). «Такой подход к проектированию, – утверждает он, – существует лишь потому, что нам не известно пока, как должен выполняться сразу синтез проекта. Мы умеем только анализировать пробный вариант, изменять его параметры и таким образом строить процесс, приводящий к решению».

Подробный обзор этапов проектирования приведен в работе [30]. Ниже приводится перечень этапов, составляющих так называемый «обобщенный эвристический алгоритм». Каждый этап содержит несколько процедур. Структурное описание алгоритма представлено формулой

$$A_{об} = E1, E2, \dots, E17,$$

где $A_{об}$ – обозначение обобщенного эвристического алгоритма; $E1 \dots E17$ – этапы проектирования.

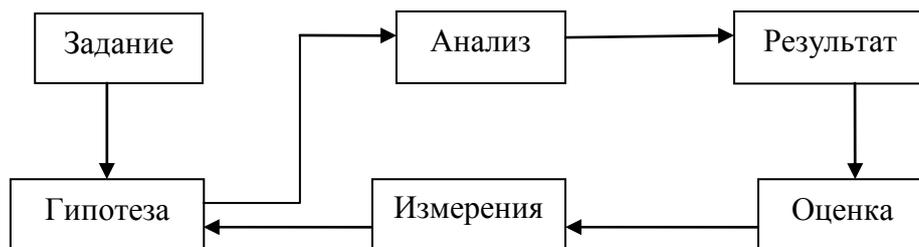


Рис. 1.23. Процесс проектирования по М. Д. Принсу [113]

Кроме того, в описание обобщенного эвристического алгоритма включается обозначение массивов информации (M1, M2, ..., M8).

Этапы обобщенного эвристического алгоритма означают: E1 – определение общественной потребности (M1, M2); E2 – определение цели решения задачи; E3 – предварительное изучение задачи (M3, M4); E4 – сбор и анализ информации о задаче (M4); E5 – исследование задачи; E6 – выбор параметров объекта и предъявляемых к нему ограничений (требований) (M1); E7 – уточнение формулировки задачи; E8 – формулировка конечного результата; E9 – выявление технических и физических противоречий в технической системе (M5); E10 – выбор поисковых процедур и эвристических приемов (M6, M7); E11 – поиск идей решения задачи; E12 – анализ и проработка идей решения задачи (M3, M4); E13 – выбор рациональных вариантов технического решения (ТР); E14 – выбор наиболее рационального варианта технического решения (ТР) (M8); E15 – развитие и упрощение ТР (M6); E16 – анализ технико-экономической эффективности найденного ТР (M4); E17 – обобщение результатов решения задачи.

Массивы информации означают: M1 – список требований, предъявляемых к ТР; M2 – список методов выявления недостатков в ТР; M3 – фонд физических эффектов (ФЭ); M4 – фонд ТР, включая последние наиболее эффективные решения; M5 – список методов выявления причин возникновения недостатков в ТР; M6 – фонд эвристических приемов; M7 – список поисковых процедур; M8 – список методов оценки и выбора вариантов ТР. При решении определенного класса задач, относящегося к группе областей техники и тем более к одной из них, авторы рекомендуют составлять частные алгоритмы, отличающиеся от обобщенного меньшим количеством процедур. В связи с этим процедуры разбиваются на универсальные, рекомендуемые к использованию в любом частном алгоритме, и частные, выбираемые с учетом специфики задачи.

Каждая процедура обобщенного и универсального алгоритма представляет собой определенную задачу проектирования. Стремясь к формализации процедур, авторы разбивают их на следующие группы, в которых: 1) неизвестны ни входная, ни выходная информация, ни алгоритм переработки; 2) неизвестны входная информация и алгоритм переработки; 3) неизвестен алгоритм; 4) известны входная и выходная информация, алгоритм переработки.

Большинство процедур обобщенного алгоритма относится ко второй и третьей группам, в то время как формализовать можно лишь процедуры четвертой группы.

Особое внимание уделяется программированию эвристических приемов поиска новых технических решений. Основой таких приемов являются описание множества технических решений и оценка интересующих показателей любого технического решения из этого множества. Описание множества ТР может быть: 1) теоретико-множественное, описывающее ТР с помощью кортежей, соответствий, отношений и др.; 2) алгоритмическое, описывающее любой элемент множества ТР путем вычислений; 3) графическое, наглядно описывающее ТР чертежами, графиками и рисунками; 4) физическое, в котором элементы множества ТР представлены моделями.

Определенный интерес представляет и направление работ, называемое «семиотическим моделированием» [101]. В память ЭВМ в форме базы данных закладываются основные понятия и конструкции из них, используемые в процессе проектирования, создавая тем самым базу знаний. Семиотические программы должны реализовать специальную систему управления комплектом фиксированных знаний и обеспечить возможность логического вывода. В основу разработки таких программ для агрегатно-модульных ГУ может быть положена гипотеза о наличии в данной области интеллектуальной деятельности некоторых инвариантных структур, называемых фреймами. Если фрейм наполнить конкретными объектами, то образуется определенная композиция (структура ГУ).

В 40-х гг. прошлого столетия были заложены основы функционально-стоимостного анализа (ФСА), получившего в дальнейшем широкое развитие. Функционально-стоимостный анализ представляет собой методический инструмент проектирования, построенный на следующих принципах: системности, функционального анализа и синтеза, стоимостной оценки функции, коллективного творчества.

Операции и мероприятия ФСА, выполняемые в определенной последовательности, регулируют качество объекта проектирования, приближая технические решения к оптимальному.

Основные приемы ФСА: 1) при поиске вариантов объект рассматривается как комплекс абстрактных функций; 2) каждая функция объекта проектирования и его элементов рассматривается системно; 3) техническая и экономическая обработка решений проводится параллельно; 4) ориентирами в процессе проектирования выступают допустимые лимиты затрат по функциям; 5) устранение бесполезных и вредных функций и элементов; 6) многовариантность технических решений; 7) алгоритмизация выполнения процедур и операций; 8) коллективный поиск решений.

Изложенные принципы ФСА в полной мере соответствуют требованиям задач по сформулированной выше цели исследований.

Принцип системности, развиваясь, в дальнейшем определил новый подход к проектированию, ставшему в связи с этим часто называться системным проектированием. Процесс системного проектирования [90] базируется на формализованных множествах: M – модели объекта проектирования, A – исходные данные, C – ограничения, R – проектные решения, K – оценки проектного решения, T – решающие процедуры (методы). Логическая схема проектирования (ЛСП) строится на декомпозиции исходной задачи. Процесс проектирования определен, если задана пятерка множеств (S, A, C, T, R) , где S – непустое множество задач проектирования, а T – отображение, ставящее каждой паре (a_{s_i}, c_{s_i}) в соответствие некоторое непустое подмножество R .

В работе [139] методы проектирования предлагается делить на индуктивные и дедуктивные.

Индуктивный метод предполагает наличие требований к проектируемой системе и ее структурной схеме. Конструктор, используя свой опыт, умение, интуицию, результаты экспериментов и экспертные оценки создает (собирает) некоторый прототип требуемой системы.

Дедуктивный метод рассматривается как некоторый процесс последовательного построения проектных решений $R_i \in R$, в котором из задачи S_k формулируется определенное ограничение C_{k+1} и исходная информация A_{k+1} в решающей процедуре T_{k+1} последующего этапа. Каждое из промежуточных решений R_k задачи представляется основанием ветвящегося дерева вариантов. Дедуктивный метод тре-

бует создания совокупности математических моделей $M_i^s \in M$ объекта проектирования. Структура математических моделей зависит от уровня рассматриваемых свойств. Авторы работы [90] выделяют четыре уровня изучения свойств. Применительно к проектированию ЭВМ: 1) системных (архитектуры устройства); 2) алгоритмических (алгоритм функционирования); 3) логических (функциональная схема устройства); 4) конструктивных (монтажная схема).

В работе [90] приведены основные аксиомы системного проектирования.

Аксиома 1. Из неразрешимости общей задачи проектирования вытекает необходимость ее декомпозиции на совокупность локальных задач, упорядоченных многоуровневой параллельно-последовательной логической схемой проектирования.

Аксиома 2. Из неопределенности исходных данных и ограничений в общей задаче проектирования вытекает необходимость их прогнозирования и обмена проектными решениями между функциональными ячейками системы проектирования в соответствии с определенной логической схемой.

Аксиома 3. Из логической противоречивости общей задачи проектирования вытекает необходимость организации итерационных циклов, которые определяют сходимость системных решающих процедур.

Аксиома 4. Из невозможности сконструировать априори «сквозное» правило предпочтения следует необходимость «индивидуального» построения многоуровневого критерия оценки проектных решений, который может быть получен эвристически только в конце итерационного цикла (не раньше осуществления первой итерации).

В работе [136] основным эргатическим принципом системного проектирования называется обязательное сочетание формально логических элементов в решающих процедурах с неформализованными. Если системное описание будем считать первым отличительным свойством современного проектирования, то вторым следует назвать оптимальность. В работе [133] комплексный оптимизационный подход формулируется следующим образом. В процессе проектирования выделяются по возможности все ситуации, связанные с выбором наилучшего проектно-конструктивного решения, и для каждой ситуации решается задача определения оптимального решения, причем в процессе постановки таких задач стремятся максимально расширить множество решений. Рассматриваются три уровня оптимизации: 1) принципа действия технической системы (ТС); 2) структуры ТС;

3) параметров ТС. Наибольший эффект приносит оптимизация на первом уровне, но для этого уровня нет хорошо организованных методов и алгоритмов; наименьший эффект – на третьем уровне, но здесь есть хорошо отработанные методы.

В работе [75] отмечается, что задачи повышения качества машин следует решать на стадии проектирования, когда возможно оптимизировать структуру, кинематику, динамику, эксплуатационные свойства. В качестве основной проблемы оптимизационного проектирования выступает многокритериальность с противоречивыми целевыми функциями. Одним из наиболее удачных методов решения этой проблемы назван метод последовательных испытаний в многомерном пространстве параметров.

На основе данного метода конструктор получает возможность поставить задачу многокритериальной оптимизации, учитывая одновременно множество противоречивых критериев. Развитие методов проектирования неуклонно ведет к формализации все большего числа процедур и операций. Все шире используются вычислительные методы исследования и проектирования сложных систем [98].

Системный подход, многокритериальная оптимизация и вычислительные методы выполнения проектных процедур и операций составили основу для автоматизации проектирования.

Таким образом:

1) существующие принципы проектирования во многом опираются на такие человеческие свойства, как интуиция и воображение, описать и проанализировать которые пока не удалось;

2) традиционное проектирование не способно обеспечить кардинального сокращения сроков разработки и повышения качества ГУ;

3) основными подходами современных методик являются системность и оптимизационность, широкое использование ЭВМ в актах принятия и исполнения проектных решений.

Изложенное выше позволяет сделать следующие выводы:

1. Эвристический подход разработки ГУ технологических машин порождает большое их разнообразие, существенно снижает эффективность разработок.

2. При создании гидроаппаратов в настоящее время наиболее полную реализацию находит ошибочное стремление получить высшие показатели по отдельным гидроаппаратам, без учета совместного использования их в ГУ. То есть монтажные корпуса во внимание не принимаются, что ухудшает показатели конструкции ГУ в целом.

3. Стандартизация присоединительных размеров гидроаппаратов, действующая на сегодняшний день, оказывает консервативное влияние на решение проблемы агрегатно-модульного конструирования ГУ. Существующие стандарты практически закрепляют сложившееся положение, вынуждая проектировщиков и исследователей выбирать заведомо не лучшие направления.

4. Проблема агрегатно-модульного проектирования ГУ может быть решена на основе системного подхода, включающего в себя выявление структуры системы, типизацию связей, определение параметров, анализ внешних условий.

ГЛАВА 2

ОСНОВЫ СТРУКТУРНОГО СИНТЕЗА АГРЕГАТНО-МОДУЛЬНЫХ ГИДРОБЛОКОВ УПРАВЛЕНИЯ

2.1. Иерархическая последовательность этапов решения проблемы синтеза гидроблоков управления агрегатно-модульного типа

Учитывая изложенное в главе 1, можно утверждать, что расширение использования гидропривода привело к качественным изменениям в конструкциях гидрооборудования и принципиальных построениях приводов. Возникшее противоречие между все возрастающим объемом и сложностью конструкторских работ по проектированию новых машин и оборудования и необходимостью постоянного сокращения сроков их создания и внедрения потребовало новых подходов при конструировании и изготовлении как самих машин и оборудования, так и составных частей, в том числе ГУ приводов. Наиболее полно современным требованиям развития машиностроения с этой точки зрения соответствует агрегатно-модульная система их построения, обеспечивающая реализацию различных видов машин и оборудования на основе унифицированных узлов.

Учитывая вышеизложенное, необходимо:

- определить основные формы связи методологических принципов создания ГУ приводов машин, позволяющие решить проблему агрегатно-модульного их конструирования;
- составить математические модели оптимизации конструкций ГУ;
- сформулировать условия создания структурированного процесса проектирования ГУ.

Как установлено в источнике [103, с. 71], в зависимости от возможностей формализации задачи синтеза делятся на несколько уровней сложности.

К уровню I сложности относят задачи, в которых требуется выполнение лишь параметрического синтеза, а структура объекта определена спецификой ТЗ либо результатами процедур, выполненных на предыдущих этапах проектирования.

К уровню II сложности относят задачи, в которых возможен полный перебор известных решений. Следовательно, это комбинаторные задачи, т. е. задачи выбора элементов в конечных множествах, причем в множествах малой мощности. В этих задачах либо элементы множества структур представляют собой заранее составленные и включенные в базу данных описания структур, либо имеется алгоритм, позволяющий поочередно получать и анализировать все элементы множества за приемлемое время.

К уровню III сложности относят комбинаторные задачи, которые при существующих технических и программных средствах не могут быть решены путем полного перебора за приемлемое время. Имеется большое количество практических важных задач синтеза, относящихся к уровню III сложности. Примерами таких задач являются задачи компоновки и размещения заданного оборудования в ограниченных пространствах, проведения трасс, большинство процедур оформления технической документации. К третьему уровню сводятся многие задачи синтеза более высоких уровней при принятии соответствующих ограничений и допущений.

К уровню IV сложности относят задачи поиска вариантов структур в счетных множествах неизвестной или неограниченной мощности. Формализация именно таких задач представляет наибольшие трудности. Их особенностью является возможность получения новых оригинальных патентоспособных решений.

К уровню V сложности относят задачи синтеза, решение которых является проблематичным. Если в задачах уровня IV сложности возможности создания структур бесспорны и главная проблема заключается в нахождении среди многих генерируемых структур некоторой, удовлетворяющей определенным количественным требованиям, то в задачах уровня V сложности получение решения эквивалентно предложению принципиально новых основ построения целого класса технических объектов.

Очевидно, что в нашем случае необходимо решать задачи всех уровней.

Конструкции ГУ являются совокупностью устройств, связанных между собой определенными каналами передачи информации и энергии (мощности) или силового взаимодействия. По этой причине их можно рассматривать как систему автоматического управления. При этом оптимальность конструкции системы характеризуется критериями, носящими преимущественно комплексный характер: это концентрация мощности в единице объема, стоимость в зависимости от

серийности, уровень унификации входящих элементов, использование принципа агрегатирования [12], [13], [39].

Проектирование технического объекта в соответствии с общепринятым определением – это создание, преобразование и представление в принятой форме образа этого еще не существующего объекта. Образ объекта или его составных частей может создаваться в воображении человека в результате творческого процесса или генерироваться в соответствии с некоторыми алгоритмами.

Для решения проблемы синтеза оптимальных структур агрегатно-модульных ГУ была разработана структурная схема (рис. 2.1), позволяющая установить иерархическую последовательность ее этапов.

Основные идеи и принципы проектирования сложных технических систем, к которым можно отнести и ГУ технологического оборудования выражены в системотехническом (системном) подходе.

Интуитивный подход проектирования ГУ без применения правил системного анализа является недостаточным для решения все более усложняющихся задач инженерной деятельности.

Основной общий принцип системного подхода заключается в рассмотрении частей явления или сложной системы с учетом их взаимодействия. Системный подход включает в себя выявление структуры системы, типизацию связи, определение параметров, анализ влияния внешней среды.

Интерпретация и конкретизация системного подхода имеют место в ряде известных подходов. Таковыми являются структурный и блочно-иерархический подходы [104, с. 6].

При структурном подходе как разновидности системного требуется синтезировать варианты системы из компонентов (блоков) и оценивать варианты при их частичном переборе с предварительным прогнозированием характеристик компонентов. Идеи структурного подхода (рис. 2.1) нашли выражение в последовательностях этапов: схемные решения гидроприводов машин → анализ и классификация принципиальных гидросхем, структурных контуров; принципы конструирования ГУ → анализ способов монтажа ГУ → аналитические исследования блочного монтажа. Комбинированные модели → агрегатирование ГУ при проектировании → теоретические и экспериментальные исследования → обобщенные математические модели → методические принципы конструирования ГУ → методика расчета и рекомендации.

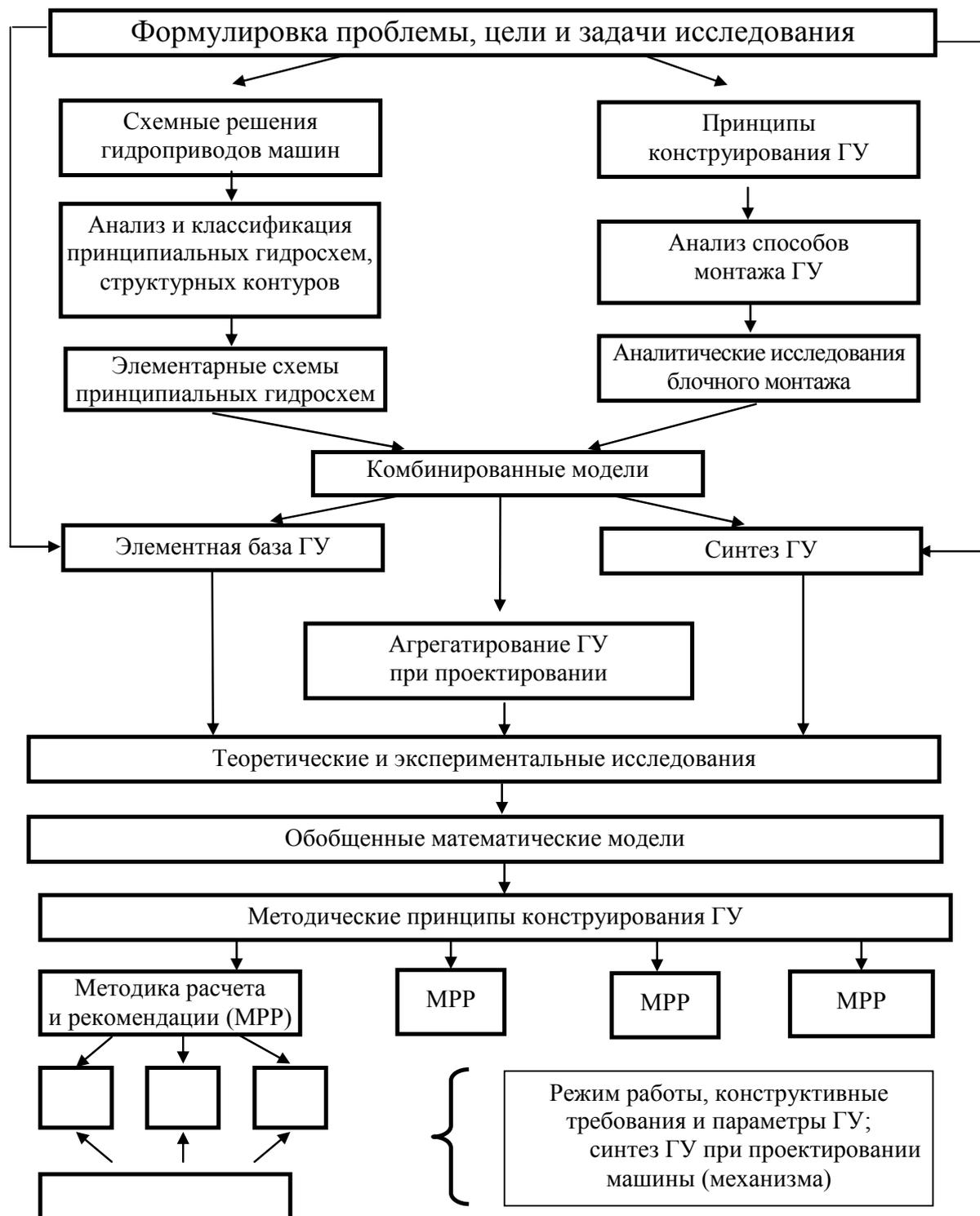


Рис. 2.1. Структурная схема решения проблемы

Блочнo-иерархический подход к проектированию использует идеи декомпозиции сложных описаний объектов и соответственно средств их создания на иерархические уровни и аспекты, вводит понятие стиля проектирования (восходящее и нисходящее), устанавливает

связь между параметрами соседних иерархических уровней. Реализация блочно-иерархического подхода в структурной схеме (рис. 2.1) обеспечивается уровнями этапов: формулировка проблемы, цели и задачи исследования → комбинированные модели → агрегатирование ГУ при проектировании, устанавливающими также связь между параметрами соседних иерархических уровней. Следует отметить, что разработка принципов проектирования ГУ на начальном этапе является нисходящим проектированием, так как элементная база ГУ еще не определена и, следовательно, сведения о ее возможностях и свойствах носят предположительный характер. Этап «Агрегатирование ГУ при проектировании» и последующие этапы планируется проводить восходящим проектированием.

Для всех подходов к проектированию сложных систем характерны также следующие особенности:

1. Структуризация процесса проектирования, выражаемая декомпозицией проектных задач и документации, выделением стадий, этапов, проектных процедур. Эта структуризация является сущностью блочно-иерархического подхода к проектированию.

2. Итерационный характер проектирования.

3. Типизация и унификация проектных решений и средств проектирования.

Составными частями системотехники являются следующие основные разделы:

1. Иерархическая структура систем, организация их проектирования.

2. Анализ и моделирование систем.

3. Синтез и оптимизация систем.

Моделирование и оптимизацию ГУ желательно выполнять с учетом статистической природы систем. При проектировании характерны нехватка достоверных исходных данных, неопределенность условий принятия решений. Учет статистического характера данных при моделировании в значительной мере основан на методе статистических испытаний (методе Монте-Карло), а принятие решений – на использовании нечетких множеств, экспертных систем, эволюционных вычислений.

При использовании блочно-иерархического подхода к проектированию ГУ систему расчленим на иерархические уровни. На верхнем уровне используем наименее детализированное представление, отражающее только самые общие черты и особенности проектируе-

мой системы. На следующих уровнях степень подробности описания возрастает, при этом рассмотрим уже отдельные блоки системы, но с учетом воздействий на каждый из них соседних блоков. Такой подход позволяет на каждом иерархическом уровне формировать задачи приемлемой сложности, поддающиеся решению с помощью имеющихся средств проектирования.

2.2. Топологические модели элементарных схем принципиальных гидросхем приводов

Объект проектирования при выборе его математической модели на макроуровне рассматривается состоящим из подсистем (элементов). В литературе [114], [124], приводится метод построения макромоделей объекта проектирования на основе эквивалентных схем, отражающих наиболее общие закономерности процессов, происходящих в подсистемах независимо от физической природы. Данный метод предполагает прежде всего выделение подсистем. Эта неформальная информация выполняется конструктором. При этом он руководствуется следующими основными принципами:

1. Каждая выделяемая подсистема должна быть физически однородной (механической, электрической, гидравлической, тепловой и др.).

2. Состояние подсистемы описывается множеством фазовых переменных, относящихся или к переменным потокам, или потенциала. Множество фазовых переменных для каждой подсистемы конечно. В этом проявляется дискретизация пространства при переходе к макроуровню.

3. Структура подсистемы представляется множеством элементов и связей между ними. Эти компоненты отражаются на графе соответственно вершинами и ребрами.

Элементы подсистемы могут быть простыми и сложными. Простые представляются на графе одним ребром, сложные – двумя и более.

4. Каждое ребро характеризуется двумя фазовыми переменными типа потока I_i и типа потенциала U_i (j – номер ребра). Каждый узел, связывающий ребра, характеризуется одной фазовой переменной типа потенциала φ_j (j – номер узла). Для ребра между узлами a и b свойства элемента выражаются взаимозависимостью между фазовыми переменными и представляются так называемыми компонентными уравнениями. В отличие от них уравнения, отражающие связи элементов, носят название топологических.

5. Математическая модель объекта на макроуровне выражается системой компонентных и топологических уравнений. Для представления свойств элементов и их связей используются обыкновенные дифференциальные уравнения. Форма их с точностью до обозначений физических величин оказывается одинаковой для элементов с различной физической природой. В этом проявляется аналогия, свойственная природе. Использование этой закономерности позволяет создать инвариантную методику построения математических моделей простых и сложных элементов.

Топологические уравнения отражают принцип Даламбера (аналог первого закона Кирхгофа). Для гидравлических и пневматических систем в качестве элементов выбираются участки трубопровода, распределители, ресиверы, предохранительные клапаны, дроссели и др. Фазовые переменные – расход жидкости или воздуха (g) и давление (P).

Топологические уравнения $\sum g_k = 0$ и $\sum P_i = 0$ означают, что сумма потоков в любом узле и сумма давлений вдоль любого контура равны нулю.

Целью исследования на первом этапе в соответствии со структурной схемой явилось проведение анализа схемных и компоновочных решений ГУ и выбор лучших из них в качестве базового прототипа для дальнейшего проектирования.

Так как при создании конструкции конкретного ГУ достаточными условиями, позволяющими начать процесс проектирования, являются наличие ПС и технических требований к изделию, очевидно, что ПС в данном случае является постановочной задачей, которую требуется представить в формализованном виде. Причем количество вариантов постановочных задач, используя известную формулу комбинаторики из источника [14], можно определить как

$$A = e!z^e, \quad (2.1)$$

где A – количество вариантов задач; e – число гидроаппаратов в схеме; z – число ходов(вход, выход) в гидроаппарате.

В главе 1 предложено в качестве составляющих разнообразных ПС рассматривать элементарные схемы «подготовки и предохранения», «реверса» и «сложных движений».

Подставив в формулу (2.1) $e = 4$ и $z = 2$ – данные для элементарной схемы «подготовки и предохранения» с последовательным соединением гидроаппаратов, получим $A = 384$. Это количество возрастает на несколько порядков, если рассмотреть схемы с параллельным

и параллельно-последовательным соединениями аппаратов, а также учесть варианты элементарных схем «сложных движений». Целесообразность проектирования узлов «подготовки и предохранения», а также «сложных движений» с таким количеством постановочных задач практически отсутствует. Это подтверждают и результаты промышленного внедрения системы унифицированных функциональных блоков вертикального (башенного) монтажа. Достичь приемлемого уровня унификации монтажных корпусов в этом случае не удастся.

На начальных этапах синтеза структуры ГУ необходимо сформулировать требования к разрабатываемой системе и построить альтернативные структурные схемы графы, формализующие взаимосвязи функциональных элементов и задач системы.

Математические модели узлов элементарных схем «подготовки и предохранения» (для четырех гидроаппаратов) и «сложных движений» (для трех гидроаппаратов), выраженные в виде графов приведены в табл. 2.1 и 2.2. Наиболее целесообразным будет представить элементарные схемы в виде конечных Марковских цепей, выраженных графами. Вершинами будут представлены гидроаппараты, а линии связи между ними – ребрами.

При этом число ходов (вход, выход) в гидроаппаратах будет равно 1, а количество постановочных задач с использованием известной из [14] формулы составит

$$A = \frac{e!}{i_1!i_2!\dots i_k!}, \quad (2.2)$$

где $i_1 = i_2 = \dots = i_k = 1$, что свидетельствует о различимости гидроаппаратов. Обезличив их, получим: $i_1 = e, i_2 = i_3 = \dots = i_k = 0$.

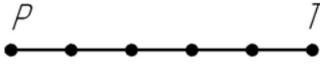
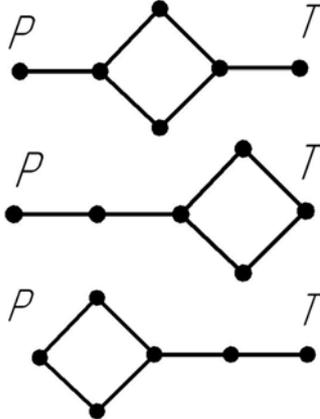
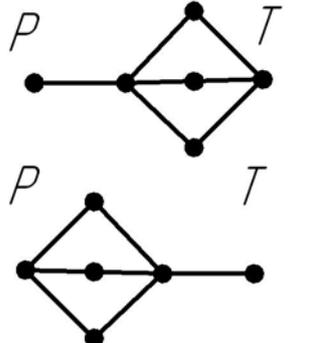
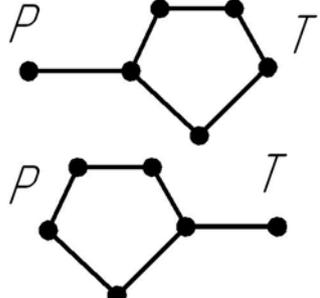
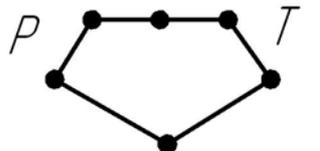
Подставив значения i_1 в формулу (2.2), получим $A = e!/e! = 1$.

Таким образом, 384 варианта последовательных соединений гидроаппаратов можно представить одним графом схемы.

Присваивая вершинам обозначения различных гидроаппаратов, можно получить расширенное множество исходных задач.

Таблица 2.1

**Математические модели элементарных схем узла подготовки
и предохранения (для четырех гидроаппаратов)**

Обозначение	Элементы в схеме	Число схем данного типа	Граф схемы
1. x – единичный элемент (двухходовой гидроаппарат)	x, x, x, x	$c_4(4) = \frac{4!}{4!} = 1$	
2		$c_3(2,1) = \frac{3!}{2!!} = 3$	
3 $b = x \vee x$	$x, x, \text{в}$		
4			
5			
6 $c = x \vee x \vee x$	x, c	$c_2(1,1) = \frac{2!}{III!} = 2$	
7			
8 $d = (x \& x) \vee x$	x, d	$c_2(1,1) = \frac{2!}{III!} = 2$	
9 $f_1 = (x \& x \& x) \vee x$	f_1	$c_1(1) = 1$	

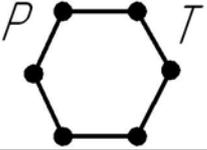
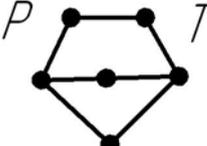
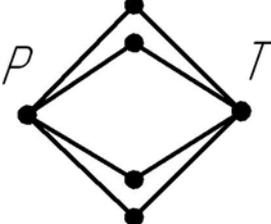
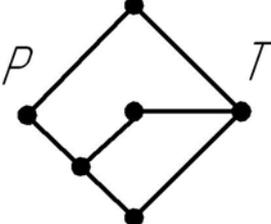
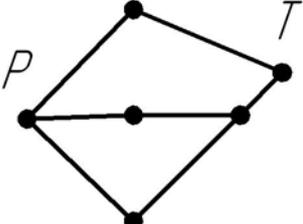
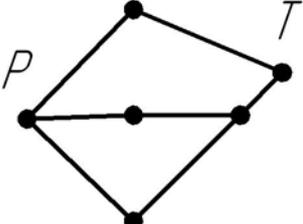
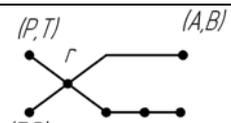
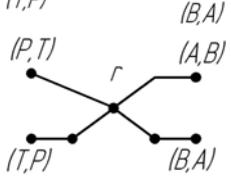
Обозначение	Элементы в схеме	Число схем данного типа	Граф схемы
10 $f_2 = (x \& x) \vee (x \& x)$	f_2	$c_1(1) = 1$	
11 $f_3 = x \vee d$	f_3	$c_1(1) = 1$	
12 $f_4 = x \vee c$	f_4	$c_1(1) = 1$	
13			
$f_5 = x \vee (x \& b)$	$f_5 = f(x, b)$	$c_2(1,1) = \frac{2!}{1!1!} = 2$	
14			

Таблица 2.2

Математические модели элементарных схем узла сложных движений (для трех гидроаппаратов)

Обозначение	Элементы в схеме	Число схем данного типа	Граф схемы
1			
2	r, a, x	$c_3(1,1) = \frac{3!}{1!1!1!} = 6$	

Обозначение	Элементы в схеме	Число схем данного типа	Граф схемы
<p>3. r – распределитель x – единичный элемент (двух-ходовой гидроаппарат) $a = (P, T) \& x = (T, P) \& x = (A, B) \& x = (B, A) \& x$</p>			
4			
5			
6			
7			
8			
9			
10		$c_3(1,1) = \frac{3!}{1!1!1!} = 6$	
11	$b = (P, T) \& x \& (T, P) = (A, B) \& x \& (B, A)$		
12			

Обозначение	Элементы в схеме	Число схем данного типа	Граф схемы
13			
14	r, b, b	$c_3(2,1) = \frac{3!}{2!!} = 3$	
15			
16	$c = (P,T) \& x \& x \& (T,P) =$ $= (A,B) \& x \& x \& (B,A)$	$c_2(1,1) = \frac{2!}{1!!} = 2$	
17			

Приведенные в табл. 2.1 и 2.2 графы являются математическими моделями элементарных схем, отображающими топологию (состав и взаимосвязи элементов) гидравлических схем, и могут быть использованы при создании комбинированных моделей ГУ, включающих схемные и компоновочные их решения [38].

2.3. Задача параметрической оптимизации агрегатно-модульных гидроблоков управления

Оптимальное проектирование компонентов (узлов, агрегатов) можно рассматривать в рамках общих моделей оптимизации машин как решение, оптимизирующее общий критерий [55].

Окончательное описание проектируемого объекта представляет собой полный комплект схемной, конструкторской и технологической документации, оформленной по ЕСКД и предназначенной для ис-

пользования в процессе изготовления и эксплуатации данного объекта. Также в соответствии с ЕСКД оформляются и некоторые промежуточные проектные решения. Однако для промежуточных решений, предназначенных для использования собственно при проектировании, характерны специфические формы представления, принятые в данной системе проектирования. В частности, описания могут принимать различную языковую форму. Важное значение в этих описаниях имеют математические модели объектов проектирования, являющиеся основой выполнения проектных процедур при проектировании.

Для решения задачи по разработке принципов агрегатно-модульного конструирования ГУ и совместимости модульных составных частей требуется создание математической модели ГУ, устанавливающей связь критериев оптимальности с пространственной компоновкой ГУ.

Как установлено в главе 1, наиболее прогрессивными на сегодняшний день являются компоновки ГУ на основе системы продольного монтажа, унифицированных функциональных блоков вертикального (башенного монтажа) и чисто блочного монтажа, с присущими каждому из них своими особенностями, достоинствами и недостатками. Анализ и взаимное сравнение указанных компоновок позволяют установить базовый вариант, подлежащий рассмотрению при дальнейшем проектировании.

В общем случае исходным требованием при проектировании ГУ является получение конструкции, обеспечивающей минимум затрат на ее изготовление и эксплуатацию при удовлетворительных значениях надежности и прочности. То есть оптимальность конструкции ГУ выражается формулой

$$W = \langle x, D, F \rangle, \quad (2.3)$$

где x – вектор управляемых переменных; D – множество допустимых вариантов проектируемой конструкции (т. е. конкретное значение x , определяемое некоторым числом ограничений); F – функционал цели, описывающий эффект от выбора того или иного варианта проектируемого ГУ.

Задача оптимизации состоит в определении наилучшего значения F , т. е.

$$\begin{aligned} F &\rightarrow \text{extr}, \\ x &\in D. \end{aligned} \quad (2.4)$$

Модель оптимизации (2.4) является интегральным критерием оптимальности, согласно которому оптимальным параметрам ГУ отвечает наилучшее значение F .

В данном случае оценка ресурса ГУ играет одну из ключевых ролей при их проектировании. Агрегатно-модульный принцип построения ГУ позволяет реализовать концепцию «повторного использования техники» (компонентов), что является бесспорным преимуществом этого подхода.

Под признаками технической системы (ГУ) понимаются характеристики ее свойств, причем они могут быть как качественными, так и количественными. Количественные характеристики называют параметрами. Признаки, используемые для оценки качества изделия, составляют показатели качества. Независимо от принадлежности к той или иной гидравлической системе, объекты проектирования характеризуются определенным множеством признаков, отражающим их свойства на всех этапах жизненного цикла. Основными подмножествами признаков являются: показатели назначения, категория качества, показатели надежности, показатели технологичности, уровень унификации и стандартизации, показатели безопасности работы и обслуживания, показатели эстетичности и эргономичности, показатели экологичности, характеристики условий эксплуатации, технического обслуживания и ремонта, показатели экономичности.

Показатели назначения характеризуют эксплуатационно-технологические свойства объекта и прогрессивность его конструкции. По способу определения они могут быть измеряемыми и оцениваемыми в баллах.

К измеряемым показателям относятся: размерные (габаритные размеры всего ГУ и его составных частей); массы (конструктивная масса, общая масса и др.).

К показателям, оцениваемым в баллах, относятся: способ монтажа, демонтажа и др.

Основные показатели технологичности распределены по шести группам: 1) по трудоемкости (изготовления изделия, изготовления по видам работ, подготовки изделия к функционированию, профилактического обслуживания, ремонта изделия); 2) себестоимости (технологической, подготовки изделия к функционированию, профилактического обслуживания изделия, ремонта изделия); 3) унификации и взаимозаменяемости (коэффициенты унификации изделия, унификации конструктивных элементов, стандартизации изделия, повторяемости, взаимоза-

меняемости); 4) расходу материала (масса изделия, коэффициенты использования материала и применимости материала); 5) обработке (коэффициенты точности обработки и шероховатости поверхности); 6) составу конструкции (коэффициенты сборности и перспективного использования в других изделиях).

Отработка конструкции ГУ на технологичность связана со снижением трудоемкости и себестоимости его изготовления, технического обслуживания и ремонта. Некоторые из приведенных показателей могут иметь абсолютные значения, другие – относительные и удельные.

Уровень стандартизации и унификации характеризует насыщенность объекта стандартными и унифицированными составными частями. Для его оценки используются два коэффициента: применяемости $K_{пр}^m$ и повторяемости $K_{п1}$ [69, с. 100].

Признаки эргономичности отражают соответствие конструкции ГУ гигиеническим условиям жизнедеятельности и работоспособности человека, а также его антропометрическим, физиологическим и психофизическим свойствам.

Признаки эстетичности характеризуют выразительность формы, ее соответствие господствующей моде, обеспечение целостности и гармоничности в восприятии. Основные показатели эстетичности: композиционная целостность формы (гармония внешней и внутренней формы, соблюдение принципов повторяемости, равновесия); функциональная целостность формы (соответствие формы назначению и приспособленность ее к выполняемым функциям объекта, соблюдение принципов соподчиненности и соразмерности, принципа единства; товарный вид, определяемый состоянием наружной отделки (профилем конструкционного материала, чистотой выполнения контуров, окружений и сочленений элементов, тщательностью нанесения покрытий, их наглядной выразительностью и т. д.).

Признаки экологичности характеризуют воздействие объекта на окружающую среду. К основным показателям экологических свойств относятся: уровень звука – внешнего шума.

Цели проектирования и признаки объекта вступают в бинарные отношения. Описание, включающее цели и признаки, является концептуальным. Оно сводится к построению подмножества признаков, элементы которого вступают в бинарные отношения с элементами выбранного подмножества целей.

В настоящее время процедура определения основных признаков выполняется опытным конструктором, хорошо ориентирующимся в

признаковом пространстве объектов конкретной области техники, и совмещается с разработкой технического задания [116, с. 498].

То есть совокупность частных критериев лишь сужает допустимое множество D , задавая в нем область Парето – множество компромиссно-оптимальных проектов, оценки которых не могут быть улучшены одновременно по всем частным критериям. Область Парето является важной характеристикой многокритериальной задачи (многокритериальный оптимум всегда находится в области Парето). Однако эта область имеет слишком много элементов, поэтому для выбора оптимального варианта нужна дополнительная информация. Методы Парето, используемые для решения задач инженерного синтеза [59], позволяют оценивать решение по множеству противоречивых критериев и учитывать опыт конструктора при назначении критериальных ограничений. Выделение множества паретовских решений в ходе исследования пространства параметров ГУ существенно облегчает конструктору поиск оптимальных вариантов, особенно при синтезе структурно-сложных многопараметрических систем на заключительных его этапах.

Определенный интерес с учетом вышеизложенного вызывает здесь выбор показателей качества и назначение критериальных ограничений. С учетом результатов исследований конструктивных решений (гл. 1) в расчетную модель (2.5) подлежат включению следующие показатели ГУ:

- занимаемый объем и его масса;
- трудоемкость и соответственно стоимость изготовления;
- гидравлические потери давления в системе (энергетические характеристики);
- надежность и прочность;
- шумоизлучение;
- гидравлические утечки рабочей жидкости;
- возможность агрегатирования системы элементов и уровень их унификации в ГУ [12], [13].

В приведенном перечне первый показатель для блочных способов монтажа ГУ может быть оценен таким параметром, как объем V монтажных корпусов. Настоящее утверждение обосновывается конструктивным устройством ГУ, которое других элементов кроме гидроаппаратов и монтажных корпусов не содержит, а гидроаппараты уже оптимизированы по своим параметрам. В данном случае оптимальным параметром ГУ будет отвечать минимальное значение V .

Трудоемкость изготовления ГУ зависит от размеров поверхностей S монтажных корпусов, обрабатываемых в процессе их изготовления. Зависит от размера поверхностей S и шумоизлучение.

То есть для удовлетворения требованиям минимальных значений стоимости и шумоизлучения размеры поверхностей монтажных корпусов также должны быть минимальны.

Гидравлические потери давления Δp при проходе жидкости по каналу с диаметром d определяются по известной формуле Дарси [54]:

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \rho \frac{v^2}{2}, \quad (2.5)$$

где λ – значение коэффициента Дарси, определяемое по известным формулам из [5]; l – длина канала; ρ – плотность жидкости; $v = 4Q/\pi d^2$ – средняя скорость течения жидкости по каналу; Q – расход жидкости по каналу.

Потери давления в системе ГУ будут уменьшаться с увеличением диаметров каналов в монтажных корпусах. Вместе с тем это приводит к увеличению объема и размеров поверхностей монтажных корпусов, что требует поиска компромиссно-оптимальных вариантов.

Показатель ГУ – надежность, также приводит к увеличению объема и размеров поверхностей корпусов. Данный показатель для блочных способов монтажа проектировщики рассчитывают из условия достаточной прочности крепежных элементов (шпилек, болтов) при подаче в каналы ГУ рабочей жидкости под давлением, а также конструктивно задаваемых размеров стенок между смежными каналами в корпусах.

Отсутствие гидравлических утечек рабочей жидкости достигается в настоящее время за счет использования при уплотнении отверстий корпусов резиновых колец по ГОСТ 9833. Вместе с тем в связи с относительно невысокими показателями надежности и долговечности этих колец проблема утечек для ГУ является актуальной. Естественным стремлением при проектировании ГУ является сокращение в корпусах до минимума количества отверстий, подлежащих уплотнению. Отдавая предпочтение показателю качества «возможность агрегатирования системы элементов и уровень их унификации в ГУ», была создана гамма модульной аппаратуры [116], [152], [153], а также система блоков продольного монтажа [116], [152], [156], которые находят в настоящее время широкое промышленное применение. В конструкциях модульных аппаратов выполнено избыточное количество

подлежащих уплотнению отверстий двухходовых аппаратов. Для условного прохода $D_y = 10$ мм. Это количество на одной стыковой плоскости составляет 5, против требующихся 2. Монтажные плиты системы продольного монтажа также имеют 5 каналов для прохода рабочей жидкости, которые подлежат уплотнению. С учетом изложенного выше для дальнейшего проектирования гидроаппаратов и модульных корпусов ГУ можно принять ограничение по количеству подлежащих уплотнению отверстий, которое должно составлять не более 5 на одной стыковой плоскости. Уровень унификации в ГУ системы элементов с целью организации их серийного производства должен быть не ниже блоков системы продольного монтажа. То есть количество составных частей новой системы должно быть меньше, или равно количеству элементов системы-аналога.

В нашем случае обеспечение одновременно наилучшего значения всех показателей элементов не достижимо по следующим причинам:

1. Габаритные и присоединительные размеры блоков должны обеспечивать собираемость ГУ, что не позволяет минимизировать все их размеры без исключения.

2. С повышением надежности, а также улучшением энергетических характеристик блоков увеличиваются их габаритные размеры и вес, повышается трудоемкость изготовления.

Вместе с тем выражение (2.5) содержит показатели качества, между которыми необходим поиск оптимально-компромиссных решений задачи.

Таким образом, в расчетную модель оптимизации ГУ подлежат включению следующие показатели: занимаемый объем и масса, гидравлические потери давления в системе (энергетические характеристики), трудоемкость и стоимость изготовления [13].

2.4. Структурная математическая модель монтажного корпуса агрегатно-модульных гидроблоков управления

На втором этапе, являющимся логическим продолжением предыдущего, на основе комбинированных математических моделей ГУ решается задача синтеза стандартизированной элементной базы, позволяющей создавать конструкции ГУ методом агрегатно-модульного монтажа.

Решение данной задачи требует разработки математической модели, отражающей схемные и компоновочные решения постановочных задач элементарных схем.

Сравнение и оценка способов монтажа [156] показывают, что различное пространственное расположение гидроаппаратуры в значительной степени оказывает влияние на занимаемые гидроблоками управления производственные площади, их материалоемкость и энергетические параметры. В связи с этим является важным исследование динамики изменения этих показателей на существующих прогрессивных конструкциях, а также проведение оценки, абстрагируясь от гидросхем, влияния формы расположения гидроаппаратов в пространстве, т. е. исследование формы монтажного корпуса модульного исполнения.

Как определено в предыдущем параграфе, в расчетную модель оптимизации ГУ подлежат включению следующие показатели: объем V , размеры поверхностей S и гидравлические потери давления Δp .

Если исключить гидроаппаратуру, то показатели системы (V – занимаемый объем; S – размер полной поверхности; Δp – гидравлические потери давления) определяют монтажные корпуса. Для системы продольного монтажа – это прямоугольный параллелепипед с одной установочной площадкой под гидроаппарат, для функциональных блоков – с тремя-четырьмя площадками, а для чисто блочного монтажа количество площадок больше четырех. Во всех случаях подача рабочей жидкости обеспечивается посредством сквозного магистрального канала подвода, от которого выполнены соединения к гидроаппаратам в соответствии со схемой, а слив от гидроаппаратов также соединен со сквозным магистральным каналом слива.

С целью определения наиболее рациональной формы монтажного корпуса блоков рассмотрим параметры Δp , V , S на многогранной призме (рис. 2.2), в основании которой лежит равносторонний многоугольник с длиной стороны a . Высота призмы равна b , т. е. на каждую грань $a \times b$ может быть установлен один гидроаппарат. Количество граней $a \times b$ равно n . То есть при установке N гидроаппаратов на n граней в случае $N > n$ потребуется K призм, соединенных между собой своими основаниями. Причем число N для существующих машин будем рассматривать в пределах 3–30. Число K – функция Антье (целое), определится из соотношения [14]:

$$K = \left[\frac{N-1}{n} + 1 \right]. \quad (2.6)$$

При этом для оценки существующих конструкций ГУ призму с числом установочных площадок n можно с определенной степенью приближения рассматривать также и как монтажный корпус в виде прямоугольного параллелепипеда с установленными на его боковых гранях в одном уровне гидроаппаратами.

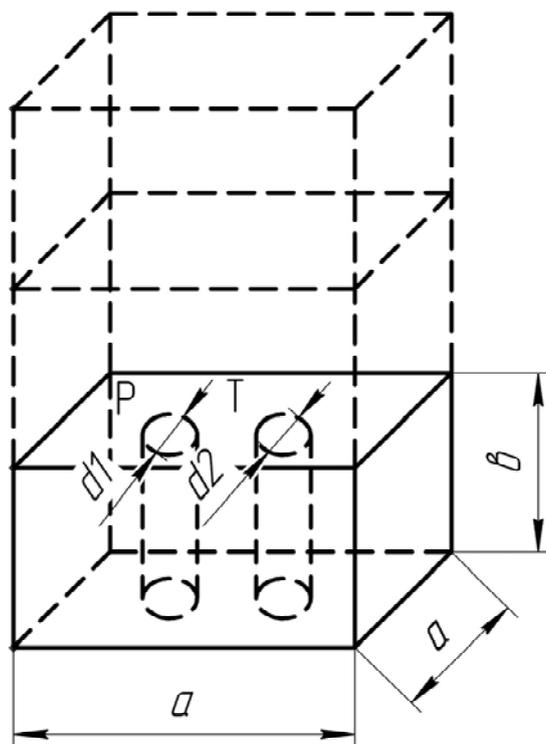


Рис. 2.2. Блок монтажных корпусов на основе многогранной призмы

Используя методы оптимизации по Парето, найдем выражение критериев оптимальности. Причем для упрощения расчетов различия по гидравлическим потерям будем учитывать только в магистральных каналах подвода и слива, условно приняв их равными в соединениях между гидроаппаратами. Потери в каналах подвода и слива [14]:

$$\Delta p_N = \lambda_1 \frac{Kb}{d_1} \rho \frac{v_1^2}{2} + \lambda_2 \frac{Kb}{d_2} \rho \frac{v_2^2}{2}, \quad (2.7)$$

где Δp_N – потери давления в магистральных каналах подвода и слива; λ_1 и λ_2 – коэффициенты Дарси, определяемые по известным формулам из [5] для различных режимов течения жидкости; d_1 и d_2 – соответственно диаметры каналов подвода и слива; v_1 и v_2 – скорости течения жидкости соответственно в каналах подвода и слива.

Площадь основания призмы [14]:

$$S = \frac{a^2}{4\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{n}\right)} n. \quad (2.8)$$

Тогда объем V_N и полная поверхность S_N при необходимости установки K призм выразятся следующим образом [14]:

$$V_N = \frac{a^2 nbK}{4\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{n}\right)}; \quad (2.9)$$

$$S_N = \frac{na^2 + 2\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{n}\right) nabK}{2\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{n}\right)}. \quad (2.10)$$

Для определения оптимальной формы монтажного корпуса об- щий критерий оптимальности X , исходя из выражения (2.4), запишем в следующем виде:

$$X = \left(C_1 \frac{\Delta p_N}{\Delta p^*} + C_2 \frac{V_N}{V^*} + C_3 \frac{S_N}{S^*} \right) \rightarrow \min, \quad (2.11)$$

где C_1, C_2, C_3 – коэффициенты важности критериев, назначаемые экс- пертным путем; $\Delta p^*, V^*, S^*$ – нормирующие множители.

Подставив в формулу (2.12) выражения (2.7), (2.9) и (2.10), по- сле преобразования получим

$$X = \left(C_1 \frac{2\Delta p^*}{\rho Kb} \left(\frac{d_1}{\lambda_1 \vartheta_1^2} + \frac{d_2}{\lambda_2 \vartheta_2^2} \right) + C_2 \frac{4V^* \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{n}\right)}{a^2 n Kb} + C_3 \frac{2S^* \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{n}\right)}{an \left[n + 2\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{n}\right) \right] Kb} \right) \rightarrow \min. \quad (2.12)$$

Зависимость (2.13) является математической моделью формы монтажного корпуса, исследование которой позволяет установить оп- тимальные пространственные компоновки ГУ. Кроме того, синтез формы и математических моделей элементарных схем, полученных ранее позволяет создать комбинированные модели, а также сформу- лировать условия и требования к стандартизированной элементной базе агрегатно-модульного конструирования ГУ [15], [16].

2.5. Расчетно-графическое моделирование структур гидроблоков управления

Целью этапа инженерного синтеза «Обобщенные математические модели» является поиск оптимальных компоновочных решений ГУ на основе стандартизированной элементной базы, с учетом конструктивных особенностей входящих элементов, а также требований со стороны гидрофицированной машины.

Гидропривод любой гидрофицированной машины чаще всего состоит из трех составляющих: насосная установка, ГУ и исполнительные органы. Каждая из этих составляющих представляет собой в той или иной степени сложную систему, функциональные качества которой влияют на работу гидропривода в целом. Одной из самых важных частей гидропривода является ГУ, так как от его работы зависит функционирование исполнительных органов и, как следствие, функциональность всего гидропривода. Наиболее распространенной на сегодняшний день является следующая последовательность разработки гидропривода:

- 1) по исходным данным (циклограмме работы привода или другим параметрам) разрабатывается ПС;
- 2) проводится расчет рабочих параметров привода: расход рабочей жидкости, рабочее давление, мощность, КПД;
- 3) по рассчитанным параметрам проводится выбор гидроаппаратов, приведенных на ПС;
- 4) разрабатывается комплект технической документации (рабочие чертежи, технические условия, технологические процессы, эксплуатационная документация) и изготавливаются образцы гидропривода.

По сравнению с остальными этапами самыми сложными являются разработка ПС и рабочих чертежей ГУ по ПС. В связи с этим основную часть работы при проектировании гидроприводов составляет разработка ГУ работой исполнительных органов по заданным техническим требованиям.

Создание структурированного процесса проектирования ГУ позволит свести к минимуму материальные и временные затраты на подготовку и постановку на производство гидроприводов различных машин. Такой процесс проектирования ГУ представляет собой определенную последовательность действий, позволяющих максимально упростить получение сборочных чертежей ГУ.

Решение данной задачи требует разработки математической модели ГУ с оптимальными выходными параметрами, отражающей расположение элементов в пространстве, а также гидравлические соединения их между собой при учете требований, предъявляемых со стороны гидрофицированной машины.

Вместе с тем проектирование оптимизированного по параметрам и учитывающего требования со стороны гидрофицированной машины ГУ предполагает поиск приемлемых технических решений среди множества синтезированных структур.

По мнению автора [69, с. 25], одной из наиболее важных для проектирования метапроцедур можно считать целенаправленный поиск в лабиринте возможностей.

Под лабиринтом возможностей с позиций проектирования ГУ следует понимать возможные варианты технических решений. Целенаправленный поиск должен сократить путь в лабиринте к достижению поставленной цели. Одной из реализаций этой метапроцедуры в области разработки систем искусственного интеллекта является «Общий решатель задач», предложенный А. Ньюэллом, Дж. Шоу и Г. Саймоном [69, с. 25]. В названии подчеркивается универсальность процедуры. Авторы полагали, что «Общий решатель задач» сможет справиться с любой задачей, если начальные условия и цели будут сформулированы на доступном ему языке. «Общий решатель задач» по своей постановке сводится к следующему. Имеется множество различных объектов χ_i и к ним можно применить n различных преобразований d_j . Если к объекту χ_i применено преобразование d_j , то в результате образуется новый объект χ_k , в частном случае совпадающий с исходным. На множестве объектов введено понятие различия, образующее множество $\{r_1, r_2, \dots, r_q\}$. Для каждой пары объектов (χ_i, χ_k) можно установить, какими различиями они обладают. Работа программы «Общего решения задач» состоит в выборе исходного объекта χ_i , применении к нему случайным образом выбранного преобразования и сравнении полученного объекта с целевым, заранее заданным своими признаками. Если между этими объектами различий нет, то задача решена, в противном случае применяется новое преобразование из числа тех, которые способны устранить имеющиеся различия. Поиск целевого объекта существенно упрощается использованием общих принципов метода функционально-стоимостного анализа (ФСА) [151].

Принципиальная гидросхема привода в нашем случае является постановочной задачей и своего рода алгоритмом проектирования ГУ, которую необходимо представить в формализованном виде.

То есть в данном случае необходима разработка методики, позволяющей синтезировать топологические модели конкретных исполнений ГУ в виде обобщенных моделей, учитывающих параметры системы.

Среди всех операций проектирования ГУ можно выделить широкий класс алгоритмических операций, для которых уже созданы или могут быть созданы формальные модели. К ним относятся все расчеты, выполненные по стандартам: расчет деталей на прочность, надежность, а также гидравлические расчеты и динамический анализ. Сюда же можно отнести и расчеты по частным методикам. Однако алгоритмические операции и процедуры составляют лишь часть процесса проектирования. Кроме них в нем применяются и эвристические операции и процедуры, отличающиеся от алгоритмических неопределенностью в постановке задачи, методе решения и в окончательном результате. К таким процедурам можно отнести, например, поиск вариантов технических решений и выбор из них оптимального.

Для решения подобных задач в настоящее время широко используется метапроцедура декомпозиции [69, с. 24].

Декомпозиция означает разделение задачи на подзадачи. В практике проектирования (разработка проектной документации, необходимой и достаточной для изготовления объекта) задача разбивается на подзадачи, составляющие стадии разработки: ТЗ, техническое предложение, эскизный проект, рабочая документация. Каждая стадия разработки связана с определенным этапом проектирования.

Развитие методики приводит к дальнейшей декомпозиции задач, теперь уже на отдельных этапах. Декомпозиция способствует тому, что на определенной ее ступени задачи переходят в разряд алгоритмических.

Как установлено ранее, ПС различного вида оборудования состоят из элементарных схем. Элементарные схемы формализованы нами в виде топологических моделей и могут быть преобразованы в комбинированные модели, отображающие в том числе пространственные компоновки элементов агрегатно-модульного конструирования ГУ. Очевидно, что комбинированные модели позволяют синтезировать структурную модель ГУ, так как комбинированные модели представляют собой решение постановочных задач элементарных схем [15]. То есть устанавливается следующая алгоритмическая по-

следовательность этапов решения задачи структурного синтеза ГУ: ПС → элементарные схемы → топологические модели элементарных схем → комбинированные модели → структурный синтез ГУ.

2.6. Структурный синтез гидроблоков управления на основе «узлов соединений»

Выполнить структурный синтез возможно также на основе «узлов соединений». Под «узлами соединений» здесь понимается связь гидроаппаратов, установленная при помощи сообщающихся каналов унифицированных функциональных блоков. Для обеспечения правильного функционирования гидроблока, который будет построен в соответствии со схемой соединения, необходимо чтобы гидроаппараты соединялись в таких же точках, что и на принципиальной схеме. Поэтому необходимо обозначить цифрами на ПС точки соединения гидроаппаратов, а также сами гидроаппараты и их выводы.

Соединение гидроаппаратов в каждой точке ПС можно представить в следующем виде:

$$T = \begin{bmatrix} t_{11} & t_{12} & t_{13} & \dots & t_{1n} \\ t_{21} & t_{22} & t_{23} & \dots & t_{2n} \\ t_{31} & t_{32} & t_{33} & \dots & t_{3n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ t_{m1} & t_{m2} & t_{m3} & \dots & t_{mn} \end{bmatrix}, \quad (2.13)$$

где T – матрица описания соединений гидроаппаратов; t_{ij} – номер гидроаппарата, присоединенного к i -й точке.

Каждый блок (монтажный корпус) представляет собой часть принципиальной схемы. Поэтому для любого блока можно составить матрицу L . Каждая строка этой матрицы содержит обозначения сообщающихся каналов:

$$L = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & \dots & k_{1n} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} & \dots & k_{2n} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} & \dots & k_{3n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ k_{m1} & k_{m2} & k_{m3} & \dots & k_{mn} \end{bmatrix}, \quad (2.14)$$

где k_{ij} – номера выводов, присоединенных к i -й точке.

Кроме того, необходимо составить вектор \vec{B} , отражающий количество гидроаппаратов, соединенных в каждой точке принципиальной схемы (т. е. i -й элемент этого вектора является количеством гидроаппаратов, соединенных в i -й точке), и матрицу F , отражающую количество граней, на которые выходят выводы, соединенные в каждой точке блока, использованного в ГУ:

$$\vec{B} = [b_1, b_2, b_3, \dots, b_m], \quad (2.15)$$

где b_i – количество гидроаппаратов, присоединенных к i -й точке;

$$F = \begin{bmatrix} f_{11} & f_{12} & f_{13} & \dots & f_{1n} \\ f_{21} & f_{22} & f_{23} & \dots & f_{2n} \\ f_{31} & f_{32} & f_{33} & \dots & f_{3n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ f_{m1} & f_{m2} & f_{m3} & \dots & f_{mn} \end{bmatrix}, \quad (2.16)$$

где f_{ij} – количество боковых граней, на которые выходят выводы, соединенные в j -й точке.

После этого, сравнивая количество элементов в строках матрицы (2.13) и матриц (2.16), можно выявить точки блока, у которых количество выводов совпадает с количеством гидроаппаратов, изображенных на ПС. При совпадении количества элементов матриц (2.14) и (2.16) необходимо сохранять матрицу-результат для каждого блока. Матрица-результат представляет собой матрицу, аналогичную матрице (2.16), в которой вместо номеров выводов записаны номера гидроаппаратов, присоединенные к этим выводам. Таким образом, каждая матрица будет соответствовать блоку с присоединенными к нему гидроаппаратами.

Использование такого подхода к проектированию гидроблоков на основе стандартизированной элементной базы создает предпосылки применения в этом процессе средств САПР [17] на основе принципов семиотического моделирования.

2.7. Оптимизация процесса проектирования агрегатно-модульных гидроблоков управления

Используя принципы ФСА, математическую модель оптимального проектирования ГУ на основе стандартизированной элементной базы, можно сформулировать следующим образом: имеется n блоков

с номерами $I = \{1, \dots, n\}$. Стоимость установки блока I равна r_i , состав – s_i . Под составом понимается номенклатура и количество входящих в блок гидроаппаратов. Стоимость установки является комплексным показателем, включающим цену блока Π_6 , а также затраты на энергию Z_3 при работе блока в составе ГУ. Тогда

$$r_i = \Pi_6 + Z_3 = \Pi_6 + \Delta p \cdot Q \cdot t \cdot \Pi_3, \quad (2.17)$$

где Δp – потери давления при протекании через блок расхода Q рабочей жидкости; t – время работы блока в составе ГУ, определяемое по циклограмме работы гидропривода с учетом годового фонда времени работы машины; Π_3 – стоимость единицы мощности энергии за единицу времени.

Требуется при заданной ПС определить значение S – номенклатуру и количество входящих в ГУ гидроаппаратов, а также порядок их соединения, выбрать вариант ГУ минимальной стоимости с обеспечением заданных требований. Для формализации задачи оптимизации ГУ введем булевы переменные x_i . Если блок I используется в ГУ, то $x_i = 1$, если нет – то $x_i = 0$. Тогда обобщенная математическая модель разнообразных ГУ примет вид:

$$f(l) = \sum_{i=1}^n g r_i x_i \rightarrow \min;$$

$$\sum_{i=1}^n g s_i x_i \supset S; x_i = 0 \vee 1; I = 1, \dots, n, \quad (2.18)$$

где g – коэффициент повторяемости.

По условию (2.18) рассчитывается величина $f(l)$ всего множества вариантов ГУ и выбирается тот, у которого она минимальная [18], [19].

Таким образом, в главе 2 получены следующие научные результаты:

1. Разработана схема решения проблемы синтеза оптимальных структур агрегатно-модульных ГУ на основе стандартизированной элементной базы, позволяющая установить иерархическую последовательность этапов работ в виде единой методологии синтеза ГУ.

2. Полученные математические модели элементарных схем, отображающие топологию гидравлических схем, могут быть использова-

ны при создании комбинированных моделей ГУ, включающих схемные и компоновочные их решения.

3. Рассмотрена задача оптимизации ГУ, которая носит многокритериальный характер. Установлены показатели эффективности, критериальные ограничения элементов агрегатно-модульного конструирования ГУ и разработана математическая модель для определения оптимальной формы монтажного корпуса, на основе которой предполагается решение постановочных задач элементарных схем, позволяющих, в свою очередь, сформулировать условия и требования к стандартизированной элементной базе агрегатно-модульного конструирования ГУ.

4. Сформулированы условия создания структурированного процесса проектирования ГУ, в том числе на основе принципов семиотического моделирования, которые заключаются в необходимости разработки обобщенной математической модели каждого конкретного ГУ, отражающей расположение элементов в пространстве и гидравлические соединения их между собой с учетом параметров входящих в ГУ элементов.

ГЛАВА 3

РАЗРАБОТКА КОМПОНОВОК ГИДРОБЛОКОВ УПРАВЛЕНИЯ АГРЕГАТНО-МОДУЛЬНОГО ТИПА

3.1. Исследование эффективности компоновочных решений при проектировании гидроблоков управления

Способы монтажа гидроаппаратов в ГУ определяют основные технико-экономические показатели приводов машин. В настоящее время, как уже отмечалось, существует несколько различных подходов к конструктивному построению ГУ: трубный монтаж, щитовой монтаж, системы продольного и вертикального монтажа, блочный монтаж. Анализ литературных источников свидетельствует, что практическое применение нашли все перечисленные построения ГУ [9], [10], [19], [107]. Причем наиболее экономичными являются блочный монтаж и системы продольного и вертикального монтажа из унифицированных функциональных блоков, в основе конструкций которых используются монтажные корпуса, с установленными на них гидроаппаратами.

С целью проведения сравнительного анализа конструкций блоков продольного монтажа, используя выражение (2.4), сформируем общий критерий оптимальности по принципу

$$X = \left(C_1 \frac{\Delta p_N}{\Delta p_1} + C_2 \frac{V_N}{V_1} + C_3 \frac{S_N}{S_1} \right) \rightarrow \min, \quad (3.1)$$

где C_1, C_2, C_3 – коэффициенты важности критериев; $\Delta p_1, V_1, S_1$ – нормирующие множители, в качестве которых взяты показатели потерь давления, объема и площади блоков продольного монтажа с размерами корпуса $a \times b \times c$. Примем $C_1 = C_2 = C_3 = 0,33$, полагая, что составные слагаемые имеют равноценные значения при конструировании ГУ.

После подстановки в (3.1) выражений (2.8)–(2.11) с учетом $\Delta p_1, V_1, S_1$ и $a = 1$ и соответствующих преобразований получим

$$X = \left(\begin{array}{l} \frac{0,33[(N-1)/n+1]}{N} + \frac{0,33[(N-1)/n+1]}{4\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{n}\right)cN} + \\ + \frac{0,33\left\{n/4\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{n}\right) + bn[(N-1)/n+1]\right\}}{2cb + N(c+b)} \end{array} \right) \rightarrow \min. \quad (3.2)$$

Численные исследования (3.2) при $c = 0,5$ и $b = 0,4 - 0,8$ [1, с. 33] позволяют сделать вывод о том, что применение блочного вертикального монтажа может обеспечить улучшение комплексного показателя X больше 50 % (табл. 3.1).

Таблица 3.1

Значения комплексного показателя X ($n = 3-5$)

b	$n = 3$	$n = 4$	$n = 5$
		$X, \max/\min$	
1	2	3	4
0,4	0,72/0,44	0,82/0,47	1,0/0,51
0,5	0,70/0,43	0,80/0,46	1,0/0,50
0,6	0,69/0,43	0,79/0,46	0,99/0,49
0,7	0,69/0,43	0,78/0,46	0,97/0,49
0,8	0,68/0,43	0,77/0,46	0,95/0,49

Разработка математической модели монтажного корпуса с установленными на нем гидроаппаратами позволит определить оптимальную компоновку пространственного монтажа гидроаппаратов при проектировании ГУ.

3.2. Разработка компоновочного решения агрегатно-модульных гидроблоков управления и формы монтажного корпуса

Взаимодействие элементов ГУ определяется связями, которые соединяют элементы и признаки в целое. Предположим, что связи существуют между всеми элементами. В первую очередь рассмотрим те связи, которые по заданным правилам определяют процесс взаимодействия между элементами для достижения общей цели соединения

гидроаппаратов согласно принципиальной схеме при помощи монтажного корпуса. Множество связей между элементами (подсистемами), существующих при выполнении конкретных операций, составляет структуру корпуса в данной операции. Воспользуемся приведенными в работе [69, с. 80] аксиомами.

Аксиома 1. Взаимодействие между элементами или подсистемами происходит по отдельным признакам. Конкретная связь может быть осуществлена только по одноименным признакам.

Аксиома 2. Между средствами (системами, подсистемами, элементами) \sum_n и \sum_k существует связь, если: 1) они характеризуются хотя бы одним одинаковым признаком; 2) если признаки имеют одинаковое значение (если изменение признака одного элемента приводит к изменению признака другого).

Аналитически связь между средствами \sum_n и \sum_k по признаку может быть определена в виде:

$$g_i^{nk} = \begin{cases} 1, & \text{если связь существует;} \\ 0, & \text{в противном случае, либо с учетом знака } (-1, 0, +1). \end{cases} \quad (3.3)$$

Процесс проектирования монтажного корпуса как переход от одного описания объекта к другому может быть выражен как

$$O_o = \tilde{O}П_1 \Rightarrow \tilde{O}П_2 \Rightarrow \dots \tilde{O}П_i, \quad (3.4)$$

где O_o – означает процесс проектирования; $\tilde{O}П_1, \tilde{O}П_2, \dots, \tilde{O}П_i$ – описание объекта проектирования на разных этапах его разработки.

Описание монтажного корпуса, определяющее достигаемые с его созданием и использованием цели, назовем целевым:

$$\tilde{O}П_1 = A_o = \{a_1, a_2, \dots, a_m\}. \quad (3.5)$$

Очевидно, что описанием объекта $\tilde{O}П_1$ на первом этапе будет форма монтажного корпуса, полученная на основе исследований выражения (2.12). Введем в качестве нормирующих множителей оптимальные значения $\Delta p^*, V^*, S^*$. Как следует из (2.9)–(2.11), минимальные значения V^* и S^* будут при наименьшем n , т. е. при $n = 3$. Потери давления Δp^* тем меньше, чем больше n , т. е. $\Delta p^* \rightarrow \min$ при $n \rightarrow \max$. Величину n в данном случае дало рассмотрение многогранных призм в сравнении с используемыми на практике корпусами системы продольного монтажа [1, с. 34] (рис. 3.1, 3.2).

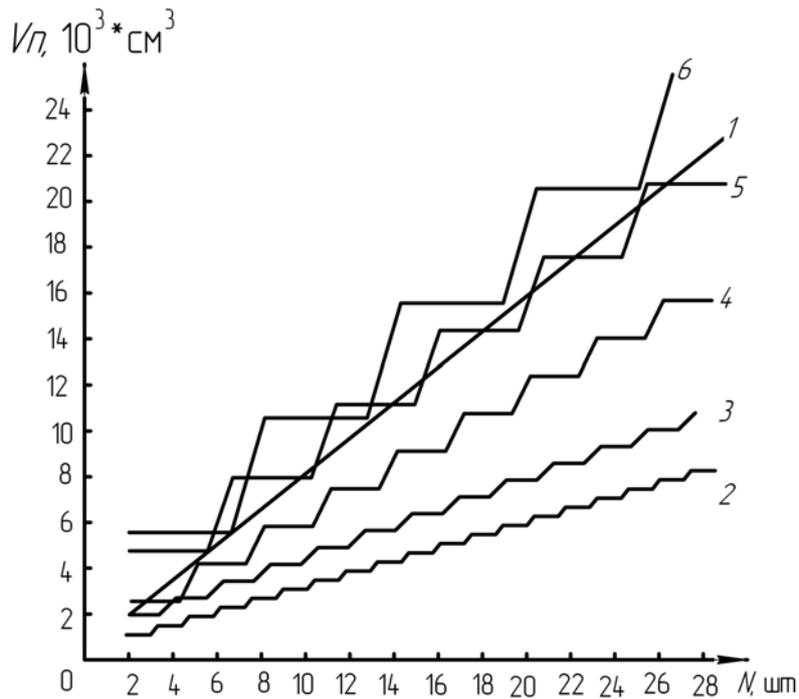


Рис. 3.1. Зависимость занимаемого системой объема V_N от числа N установленных гидроаппаратов (1 – продольный монтаж блоков; 2 ÷ 6 – многогранная призма с числом граней $n = 3 \div 7$ соответственно и размерами грани) $a \times b = 140 \times 180$

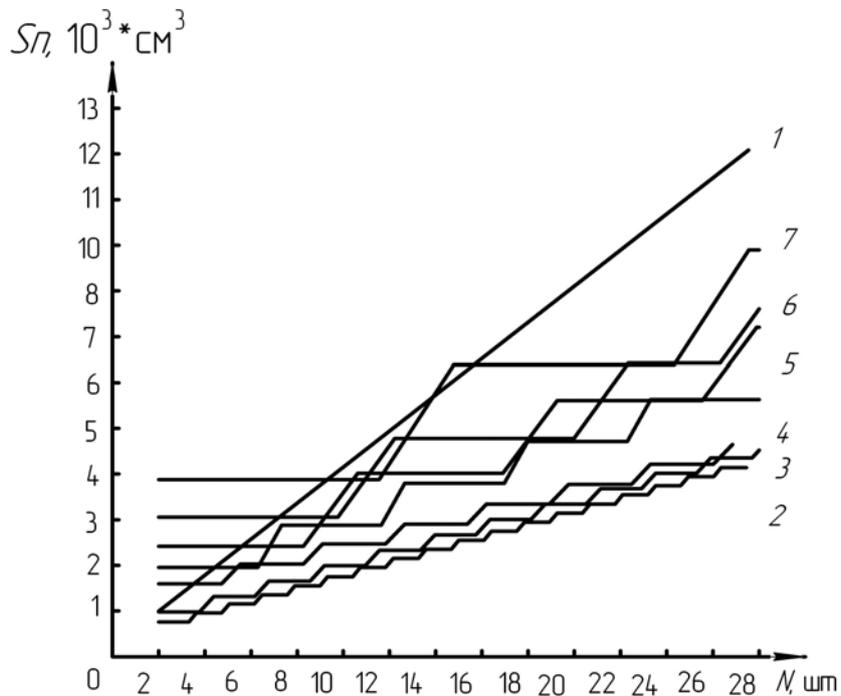


Рис. 3.2. Зависимость занимаемой системой площади S_N от числа N установленных гидроаппаратов (1 – продольный монтаж блоков; 2 ÷ 7 – многогранная призма с числом граней $n = 3 \div 8$ соответственно и размерами грани) $a \times b = 140 \times 180$

То есть в качестве нормирующих множителей следует принять V^* и S^* при $n = 3$ и Δp^* при $n = 7$. Подставив значения нормирующих множителей в выражение (3.1), после преобразований получим

$$X = \left(\frac{0,33K}{(N-1)/7+1} + \frac{0,33nK}{4\text{tg}\left(\frac{\pi}{n}\right)\sqrt{3}[(N-1)/3+1]} + \frac{\left[na/2\text{tg}\left(\frac{\pi}{n}\right) + bnK \right] 0,33}{\sqrt{3}a/2 + 3b[(N-1)/3+1]} \right) \rightarrow \min. \quad (3.6)$$

По результатам исследований выражения (3.6) получена зависимость (рис. 3.3), позволяющая утверждать, что наиболее экономичной будет конструкция ГУ в случае расположения гидроаппаратов на корпусе модульного исполнения, имеющем сквозные магистральные каналы подвода и слива рабочей жидкости, в одном горизонтальном уровне которого установлено четыре гидроаппарата [14], [20], [21].

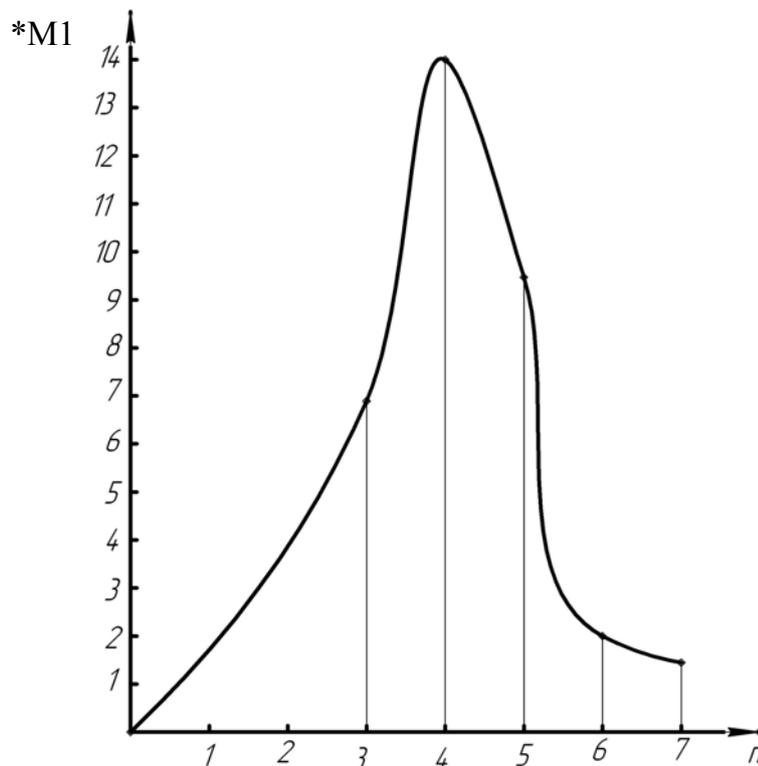


Рис. 3.3. Закономерность изменения общего критерия оптимальности от числа граней n монтажного корпуса (*M1 – число случаев наименьших значений X)

Описание монтажного корпуса, дающее представление об идее его технического решения, назовем концептуальным. Математические модели корпуса с аппаратами при таком описании включают полученное описание A_0 на первом этапе и множество признаков, характеризующих объект в целом (вариантов гидравлических схем соединения гидроаппаратов при помощи корпуса):

$$\tilde{O}П_2 = \{A_0, P_i\}. \quad (3.7)$$

В данном случае множеством признаков P_i являются топологические модели элементарных схем (табл. 2.1, 2.2).

Тогда математические модели, устанавливающие структуру корпуса, выразятся следующим образом:

$$\tilde{O}П_3 = \{E, P_\xi, Q\}, \quad (3.8)$$

где E – множество элементов, составляющих систему; P_ξ – множество признаков, характеризующих элементы системы; Q – множество связей между всеми элементами системы.

Таковыми, как определено в главе 2, являются комбинированные модели [15].

3.2.1. Типизация блоков элементарных схем принципиальных гидросхем приводов

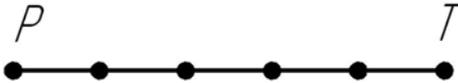
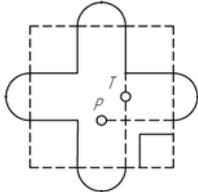
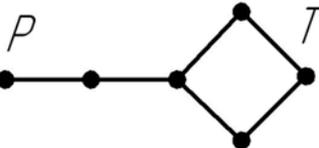
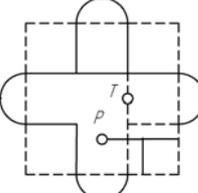
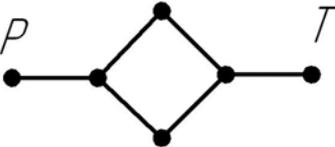
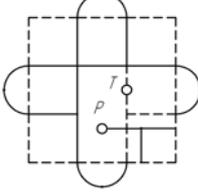
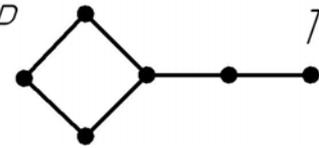
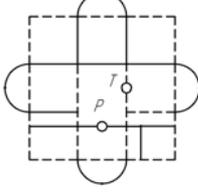
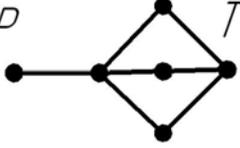
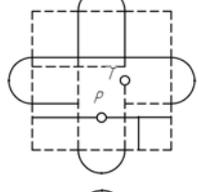
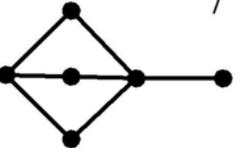
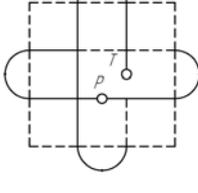
Свойства гидроаппаратов, подлежащие отражению в модели, с учетом поставленных в главе 1 задач, являются их присоединительные размеры, устанавливающие расположение каналов входа и выхода рабочей жидкости, а также отверстий для крепежа гидроаппаратов к корпусу. На сегодняшний день расположение присоединительных размеров гидроаппаратов регламентируется ГОСТами [146]–[148] с целью взаимозаменяемости гидроаппаратов различных предприятий-изготовителей.

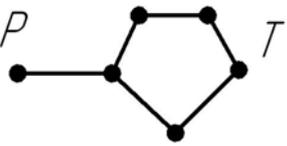
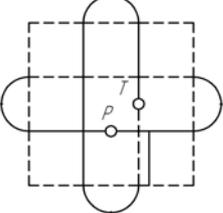
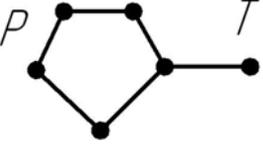
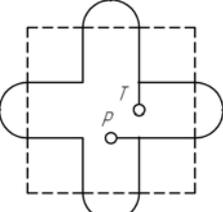
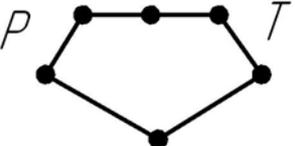
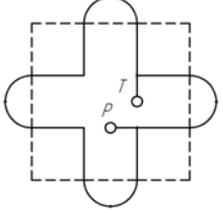
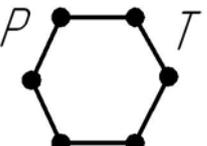
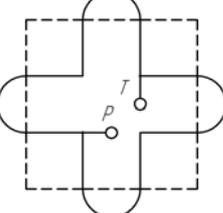
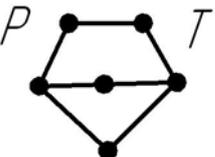
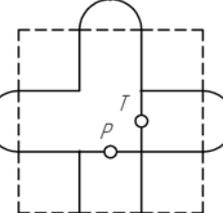
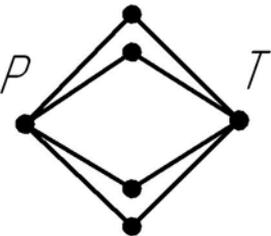
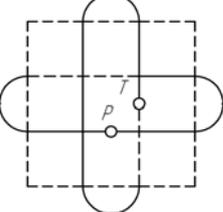
Рассмотрим последовательные соединения из четырех двухходовых аппаратов, размещенных на боковых гранях монтажного корпуса (далее – соединительно-монтажного модуля (СММ)). Представим корпус модульного исполнения в следующем виде. Изобразим очерченный осевыми линиями квадрат. Соотнесем осевые линии с установочными площадками для гидроаппаратов, а внутреннее поле контура – с горизонтальными плоскостями корпуса, соединенными между собой сквозными магистральными каналами подвода рабочей

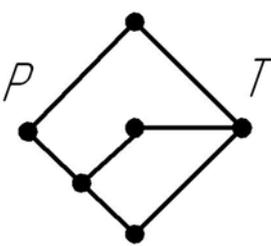
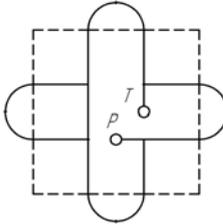
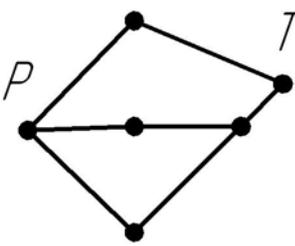
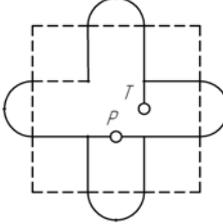
жидкости P и T . Синтез топологических моделей элементарных схем и формы монтажного корпуса позволяет получить комбинированные модели (табл. 3.2 и 3.3).

Таблица 3.2

**Комбинированные модели элементарных схем
подготовки и предохранения**

Топологические модели	Комбинированные модели
<p>1</p> 	
<p>2</p> 	
<p>3</p> 	
<p>4</p> 	
<p>5</p> 	
<p>6</p> 	

Топологические модели	Комбинированные модели
<p>7</p> 	
<p>8</p> 	
<p>9</p> 	
<p>10</p> 	
<p>11</p> 	
<p>12</p> 	

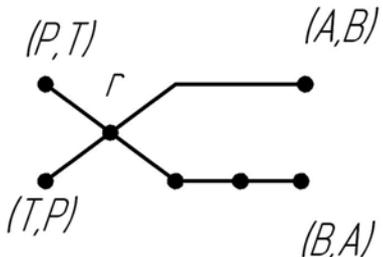
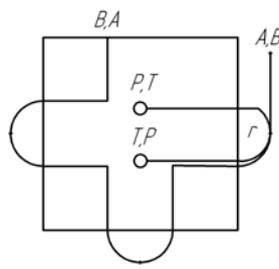
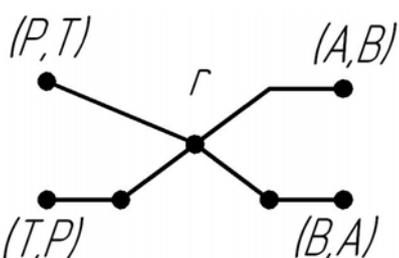
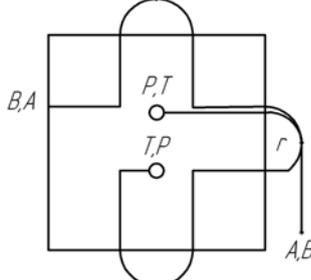
Топологические модели	Комбинированные модели
<p>13</p> 	
<p>14</p> 	

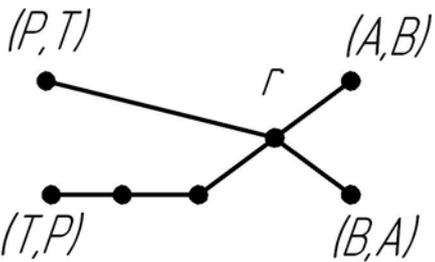
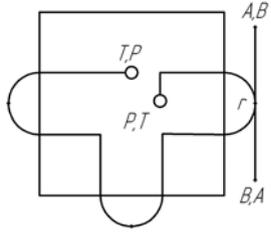
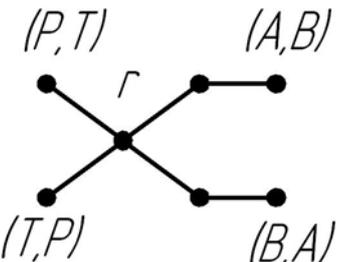
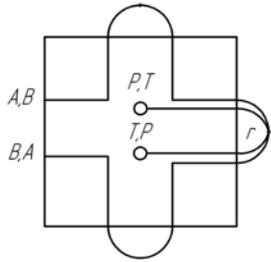
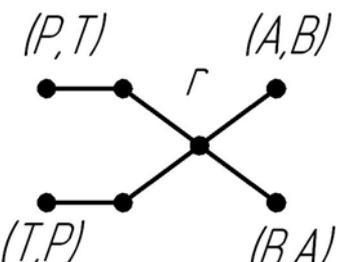
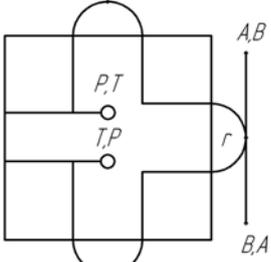
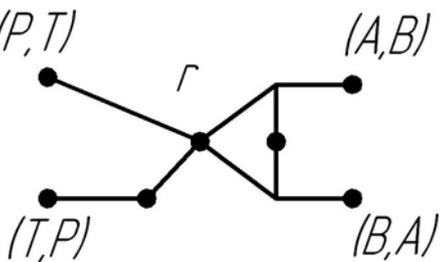
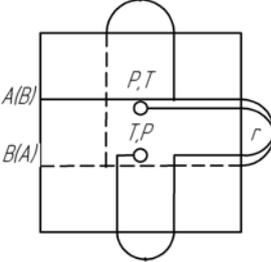
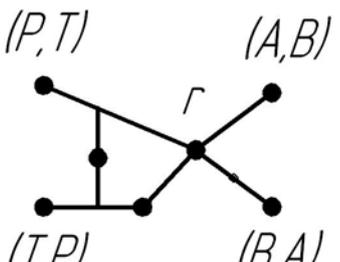
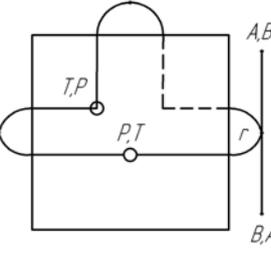
Примечание. Принятые обозначения:

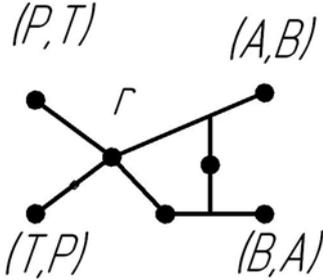
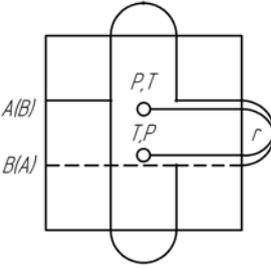
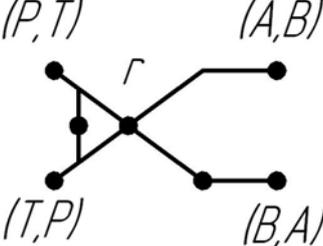
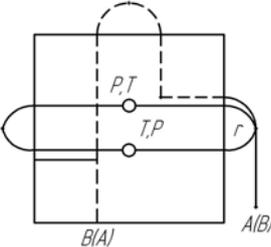
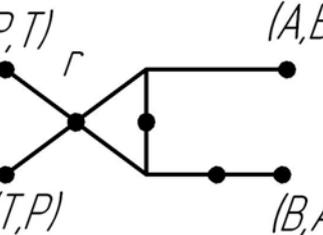
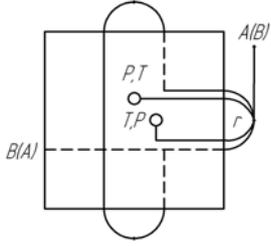
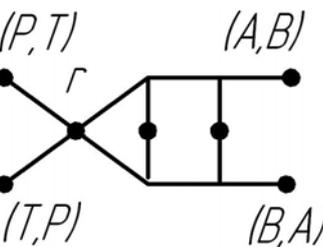
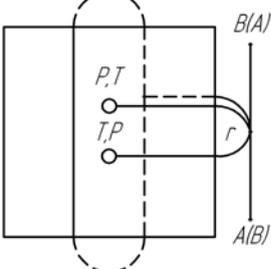
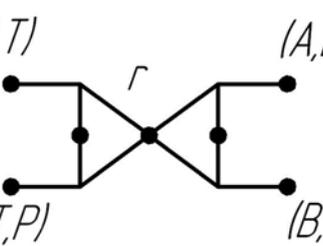
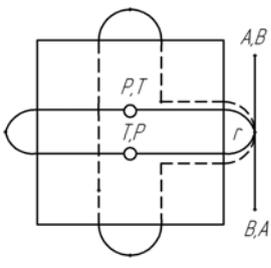
-  $P(T)$ — сквозной магистральный канал подвода (слива);
- — коммуникационные каналы в корпусе модуля верхнего уровня;
- - - - коммуникационные каналы в корпусе модуля нижнего уровня.

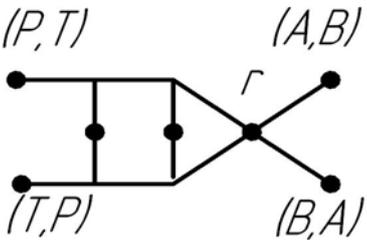
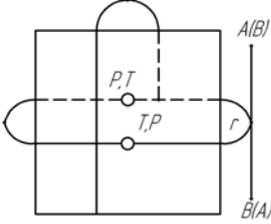
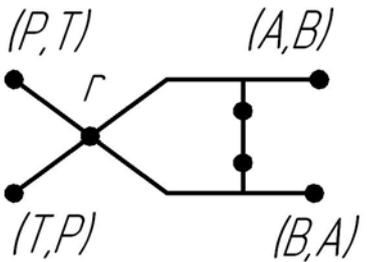
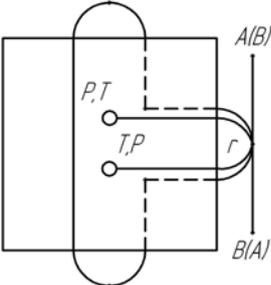
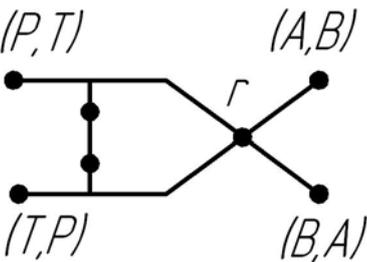
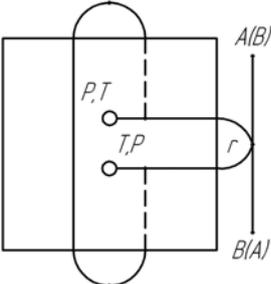
Таблица 3.3

Комбинированные модели элементарных схем сложных движений

Топологические модели	Комбинированные модели
<p>1</p> 	
<p>2</p> 	

Топологические модели	Комбинированные модели
<p>3</p> 	
<p>4</p> 	
<p>5</p> 	
<p>6</p> 	
<p>7</p> 	

Топологические модели	Комбинированные модели
<p>8</p> 	
<p>9</p> 	
<p>10</p> 	
<p>11</p> 	
<p>12</p> 	

Топологические модели	Комбинированные модели
<p>13</p> 	
<p>14</p> 	
<p>15</p> 	

Для того чтобы получить возможность любых комбинаций установки гидроаппаратов на СММ, число вариантов соединения между собой, а следовательно, и число исполнений с использованием формулы комбинаторики определится как

$$B = k!m^k, \tag{3.9}$$

где B – число исполнений модуля; k – число гидроаппаратов в схеме; m – число исполнений присоединительных отверстий на плоскости модуля при установке на нее гидроаппарата в прямом и обратном положениях (для существующих конструкций гидроаппаратов $m = 2$).

Подставив в формулу (3.9) $k = 2$ и $m = 4$ – данные для узла подготовки и предохранения, получим $B = 384$.

Из табл. 3.2 следует, что для обеспечения всех возможных вариантов соединений четырех двухходовых гидроаппаратов ($B = 5376$)

в конструкции СММ необходимо выполнить сверление коммутационных отверстий в двух различных по высоте уровнях.

На основе комбинированных моделей возможно установить структуру СММ, которая, в свою очередь, позволяет разработать гидравлическую схему монтажного корпуса и сформулировать требования к конструкциям гидроаппаратов при проектировании элементной базы ГУ [14].

3.2.2. Унификация инвариантных структур присоединительных размеров гидроаппаратов

С учетом вышеизложенного синтез развитой структуры гидроаппаратов по их присоединениям подразумевает требования оптимизации по выбранным критериям. При этом следует принимать в расчет положение о системе, в которой полезный эффект и убытки можно выразить непосредственно в стоимостных единицах. Обозначим: U – множество алгоритмов управления процессами, определяющими эффективность решения, т. е. вариантов подсистем обеспечения эффективности ($u \in U$); F – множество функций, выполняемых системой; $f \in F(u)$ – подмножество, соответствующее определенной структуре; E – множество взаимосвязанных элементов системы.

Существует операция отображения J элементов множества F на элементы множества E . При оптимальном отображении и выполнении заданных ограничений обеспечивается экстремум некоторой целевой функции.

Задача синтеза оптимальной структуры имеет вид:

$$\left. \begin{array}{l} u \in U, f \in F(u), \bar{E} \in E \\ | f \in F(u), J \bar{E} \in E. \end{array} \right\}$$

Введение в структуру системы ГУ подсистем обеспечения агрегатирования и унификации предполагает ее гибкость, т. е. способность к перестройке. Изменение структуры при ее синтезе и анализе требует использования оптимизационных методов и итеративных процедур выбора рациональных вариантов структуры системы.

Принимая во внимание исследования тенденций развития гидроаппаратуры, выполненные в главе 1, и приведенные в главе 2 зависимости (2.3)–(2.6), устанавливающие условия оптимальности конструкций ГУ, можно утверждать, что преобразование присоединительных размеров гидроаппаратов является назревшим вопросом. В результате расположения в гидроаппаратах крепежных отверстий

прямоугольником, а отверстий входа и выхода – на одинаковом расстоянии от центра пересечения осей симметрии крепежных отверстий и на оси, проходящей через центр, т. е. при развороте гидроаппарата на 180° , присоединительные отверстия на его притычной плоскости будут иметь один и тот же рисунок (настоящее преобразование соответствует $m = 1$). Тогда $B = k! = 24$, или

$$B = c_n(i_1, i_2, \dots, i_n) = \frac{n!}{i_1! i_2! \dots i_n!}, \quad (3.10)$$

где $i_1 = i_2 = \dots = i_n = 1$, что свидетельствует о различимости рисунков расположения присоединительных отверстий аппаратов. Расположив присоединительные отверстия для всех гидроаппаратов одинаково, получим: $i_1 = k$; $i_2 = i_3 = \dots = i_n = 0$. Подставив значения i_1 в выражение (3.10), получим $B = k! / k! = 1$.

Таким образом, 384 варианта последовательных соединений из четырех различных гидроаппаратов можно обеспечить одним конструктивным исполнением модуля путем изменений конструкций гидроаппаратов. Структурные модели преобразованных гидроаппаратов с учетом рекомендаций по изменению расположения присоединительных размеров представим следующим образом. В качестве вершин графов обозначим каналы входа и выхода рабочей жидкости гидроаппаратов, а ребрами – связи между ними. Осевым контуром обозначим сам гидроаппарат, при этом его стыковую плоскость будет обозначать одна из сторон контура. Граф в данном случае отображает топологию гидроаппарата. Структурная модель двухходовых гидроаппаратов приведена на рис. 3.4, а четырехходовых (гидрораспределителей) – на рис. 3.5. На графе гидрораспределителя вершиной также обозначен золотник аппарата. Однако если рассматривать структурные модели аппаратов в сочетании с СММ, то становится очевидным необходимость введения в структуру двухходовых аппаратов дополнительных ребер. Структурная модель указанных аппаратов в данном случае будет соответствовать рис. 3.5. Соответственно в двухходовых гидроаппаратах необходимо выполнить дополнительно по одному отверстию входа и выхода таким образом, чтобы по их расположению был образован прямоугольник, в смежных вершинах которого находились бы два отверстия входа, а в двух других смежных вершинах – выхода. На рис. 3.6 представлено описанное расположение присоединительных отверстий гидроаппаратов. Рассмотрена также возможность использования такого подхода для узла сложных движений [3], [4].

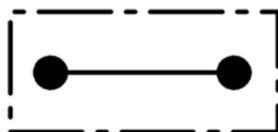


Рис. 3.4. Структурная модель двухходовых аппаратов

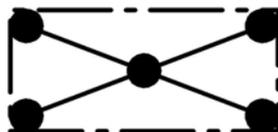


Рис. 3.5. Структурная модель четырехходовых аппаратов (гидрораспределителей)

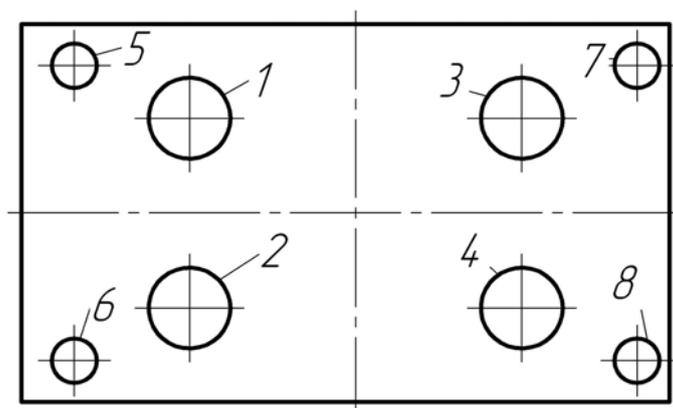


Рис. 3.6. Расположение присоединительных отверстий двухходовых аппаратов со стороны притычной плоскости:

1, 2 – отверстия входа рабочей жидкости;
3, 4 – отверстия выхода; 5–8 – крепежные отверстия

При этом очевидно, что присоединительные размеры четырехходовых аппаратов должны быть идентичны по расположению к двухходовым.

В процессе решения схем узлов сложных движений, результаты которых приведены в табл. 3.3, учитывалось расположение отверстий, соответствующее рис. 3.4.

Настоящее преобразование позволяет при необходимости соединять входы и выходы гидроаппарата со сверлениями СММ верхнего или нижнего уровня, тем самым достигая решения той или иной схемы соединения.

3.3. Моделирование функциональных схем гидросхем приводов на основе комбинированных математических моделей

Справедливость настоящих выводов подтверждается возможностью практической реализации этого положения [4], [33]. Так, если рассмотреть произвольно выбранную функциональную гидросхему (рис. 3.7), то конструкция ГУ при этом будет иметь вид, представленный на рис. 3.8. Гидроблок управления здесь содержит два СММ, на боковые грани которых установлены притычными плоскостями гидроаппараты. При этом благодаря одинаковому рисунку присоединительных размеров гидроаппаратов, на одно и то же место СММ можно установить любой из аппаратов. Кроме того, их можно при установке разворачивать на 180° , что обеспечивается благодаря симметричному расположению отверстий подвода и выхода рабочей жидкости, т. е. устанавливать аппараты в прямом или обратном положениях. За счет этого достигается возможность решения различных схем соединений гидроаппаратов с использованием одной и той же конструкции СММ.

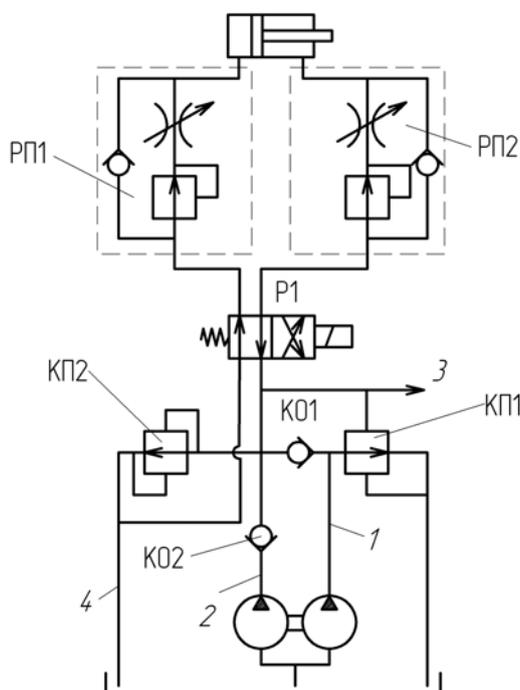


Рис. 3.7. Гидросхема блока управления:
КО1, КО2 – клапаны обратные; КП1, КП2 – клапаны предохранительные; Р1 – распределитель; РП1, РП2 – регуляторы потока;
1–3 – линии подвода давления; 4 – линия слива

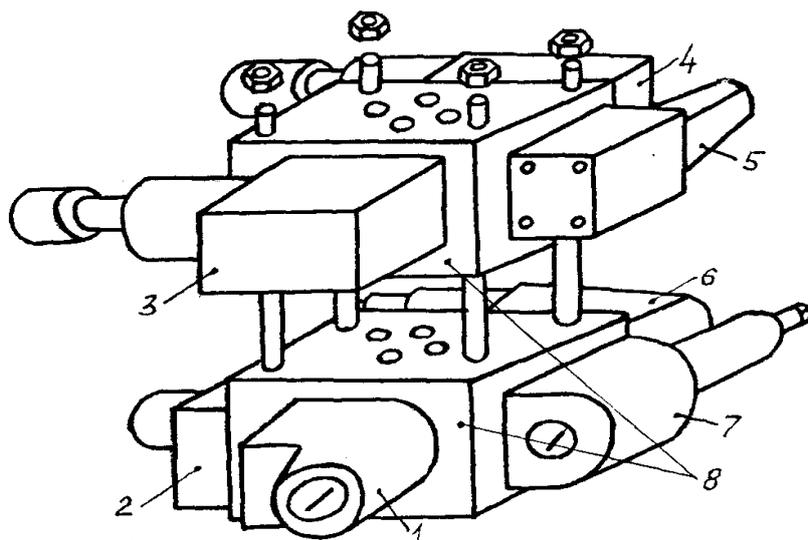


Рис. 3.8. Конструкция гидроблока управления:
 1, 2 – клапаны обратные; 3, 4 – регуляторы потока;
 5 – распределитель; 6, 7 – клапаны предохранительные;
 8 – соединительно-монтажные модули

При установке на плоскости СММ клапанов, обратных КО1, КО2 и предохранительных КП1 и КП2, заглушив при этом соответствующие отверстия пробками, получим конструктивное решение элементарной схемы предохранения и разгрузки насоса ПС (рис. 3.7). В данном случае комбинированная модель соединений гидроаппаратов будет выглядеть так, как показано на рис. 3.7. Если применить эту же конструкцию СММ (со структурной схемой по рис. 3.11), на место КП1 установить распределитель Р1, на место КО1 – регулятор расхода РП2, на место КП2 – РП1, плоскость под установку КО2 оставить свободной и установить соответствующие пробки в каналах СММ, то получим конструктивное решение элементарной схемы, обеспечивающей работу исполнительного органа ПС по рис. 3.7. Комбинированная модель соединений гидроаппаратов указанной конструкции показана на рис. 3.10. Соединением между собой этих двух конструкций получен ГУ, обеспечивающий решение ПС (рис. 3.7). Очевидно, что приведенную на рис. 3.11 структурную схему СММ можно использовать для многих других ПС, что является доказательством правильности сделанных выводов по преобразованию гидроаппаратов, а это, в свою очередь, вызывает необходимость изменения действующих стандартов на их присоединительные размеры [3], [4].

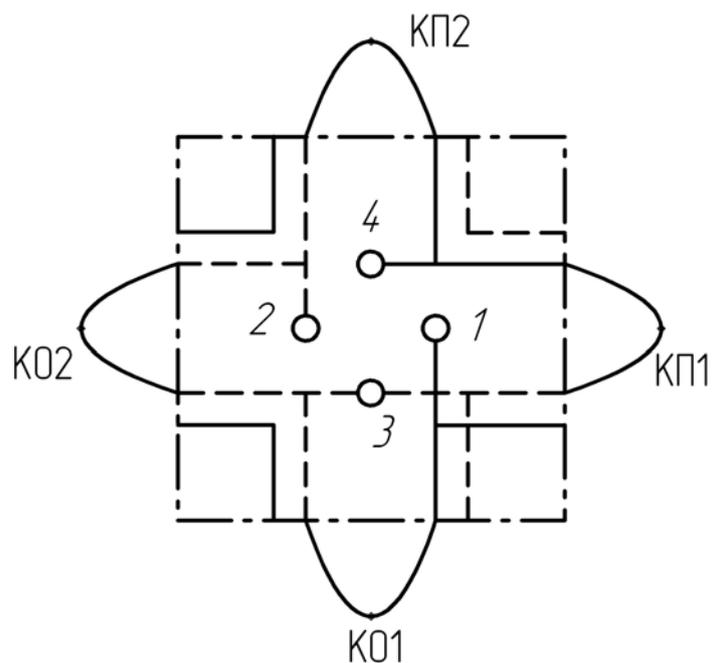


Рис. 3.9. Комбинированная модель элементарной схемы предохранения и разгрузки:
 КО1, КО2 – клапаны обратные; КП1, КП2 – клапаны предохранительные; СММ1 – соединительно-монтажный модуль;
 1–3 – линии подвода давления; 4 – линии слива

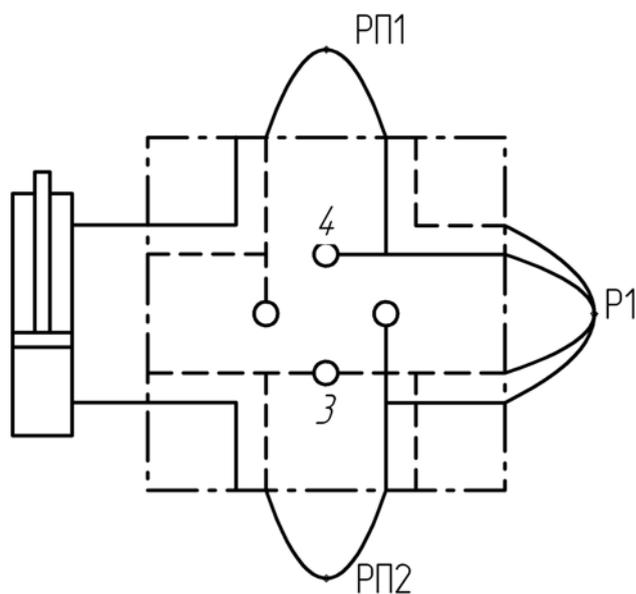


Рис. 3.10. Комбинированная модель элементарной схемы сложных движений:
 Р1 – распределитель; РП1, РП2 – регуляторы потока;
 СММ1 – соединительно-монтажный модуль;
 3 – линия подвода давления; 4 – линия слива

3.4. Разработка структуры гидравлических каналов монтажного корпуса и структурных схем узла реверса и замыкающих блоков

Конструкция ГУ содержит набор элементов, соединенных между собой в определенной последовательности, установленной ПС и сборочным чертежом ГУ.

В § 3.3 получены комбинированные модели, позволяющие установить структуру входящих элементов: гидроаппаратов и монтажных корпусов (далее – соединительно-монтажных модулей). С целью разработки математических моделей элементной базы агрегатно-модульного монтажа ГУ воспользуемся методикой, приведенной в источнике [103, с. 41]. Согласно данной методике, в общем случае процедура получения математических моделей элементов включает в себя следующие операции:

1. Выбор свойств объекта, которые подлежат отражению в модели. Этот выбор основан на анализе возможных применений модели и определяет степень универсальности математических моделей.

2. Сбор исходной информации о выбранных свойствах объекта. Источниками сведений могут быть опыт и знания инженера, разрабатывающего модель, научно-техническая литература, прежде всего справочная, описания прототипов – имеющихся математических моделей для элементов, близких по своим свойствам к исследуемому, результаты экспериментального измерения параметров и т. п.

3. Синтез структуры математических моделей. Структура математических моделей – общий вид математических соотношений модели без конкретизации числовых значений фигурирующих в них параметров.

4. Расчет числовых значений параметров математических моделей.

5. Оценка точности и адекватности математических моделей.

Структура СММ должна отражать, с учетом преобразования гидроаппаратов, следующие свойства: форму корпуса; топологию связей магистральных и коммуникационных каналов между собой и с гранями корпуса.

Если принять за основу форму корпуса, использованную при создании комбинированных моделей в § 3.1, с учетом структур гидроаппаратов, очевидно, что структура СММ будет выглядеть следующим образом (рис. 3.11).

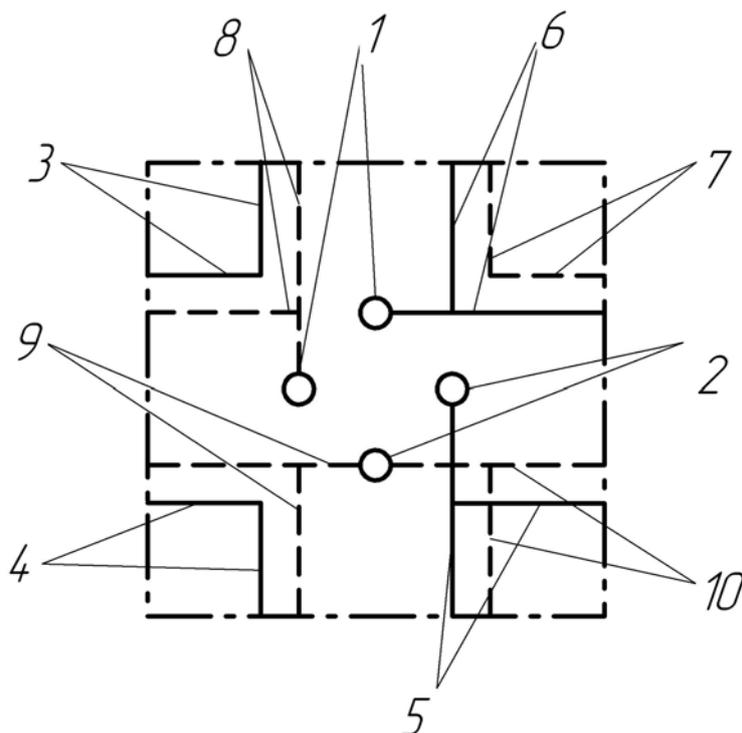


Рис. 3.11. Структура соединительно-монтажного модуля:
 1, 2 – сквозные магистральные каналы; 3–6 – коммуникационные каналы верхнего уровня; 7–10 – коммуникационные каналы нижнего уровня

На рис. 3.11 вершинами графа обозначены сквозные магистральные каналы 1 и 2, а также выходные отверстия коммуникационных каналов на боковые грани корпуса. Ребрами обозначены линии связи между магистральными каналами и выходными отверстиями коммуникационных каналов.

Вместе с тем в результате совмещения структурных схем СММ с таким учетом, чтобы каждая грань его имела не более четырех выходных отверстий коммуникационных каналов (рис. 3.11), имеется возможность существенного сокращения количества исполнений СММ против представленного в табл. 3.2 и 3.3.

Создание унифицированных корпусов, обладающих широкими функциональными возможностями, является актуальной задачей, решению которой уделяется большое внимание. Ведущими зарубежными фирмами по производству гидрооборудования Rexroth, Herion, Bosch, Vickers, Parker-Hannifin и другими разработаны и используются секционные плиты продольного монтажа, а также корпуса функциональных блоков вертикального монтажа, которые, однако, имеют узко ограниченное применение и не обладают достаточно широкими функциональ-

ными возможностями в сравнении с корпусами продольного монтажа, что не позволяет достичь приемлемого уровня унификации элементов гидрооборудования.

Таким образом, продольный монтаж известных конструкций страдает ограничением системности в подходе к решению задачи синтеза ГУ. Он практически направлен на решение отдельных структурных контуров ПС управления машины и не дает решения по их связям между собой. Функциональные блоки вертикального монтажа имеют достаточно тесную взаимосвязь между собой, позволяющую путем непосредственного соединения получать готовый ГУ. Однако при этом не решена задача расширения функциональных возможностей соединительных корпусов и повышения их уровня унификации. Вместе с тем, как определено ранее, приведение присоединительных размеров гидроаппаратов к одному виду с симметричным расположением в итоге решает эту задачу [3], [4].

Очевидно, что с целью выполнения условия собираемости на боковые грани СММ должны быть выведены каналы с аналогичным расположением. На практике ПС приводов машин решены таким образом, что элементарные схемы предохранения и разгрузки, а также сложных движений содержат, как правило, менее четырех гидроаппаратов.

Кроме того, они часто имеют различные уровни рабочего давления жидкости, например, из-за применения в схеме редуцированных клапанов и клапанов разности давления. Характер слива также может быть различным (свободный слив и слив с подпором). Поэтому создание гидравлической схемы СММ с учетом вышеизложенных особенностей элементарных схем позволит сократить материалоемкость ГУ, трудоемкость и стоимость их изготовления.

Под гидравлической схемой СММ в дальнейшем будем понимать структурную схему расположения сквозных магистральных и коммуникационных каналов. К числу основных требований данной задачи относятся определение количества и расположения сквозных магистральных каналов, разработка структурных схем коммуникационных каналов, выходящих на боковые грани СММ. При этом с целью выполнения условия по сокращению номенклатуры количество исполнений СММ по монтажным схемам должно быть минимальным.

Первое требование задачи осуществлено при создании конструкции узла реверса, имеющего модульное соединение с СММ [44]. Конструкция решена таким образом, что позволяет в зависимости от

установки узла реверса в гидроблоке выполнять системы с двумя различными подводами рабочего потока жидкости и разными сливами. При этом стыковые плоскости корпуса узла реверса соединены четырьмя сквозными магистральными каналами, расположенными на осях симметрии крепежных отверстий и симметрично относительно центра пересечения осей, а каналы слива и подвода являются смежно-расположенными. Для обеспечения собираемости ГУ, а также удовлетворения требований элементарных схем, магистральные каналы в СММ должны быть выполнены аналогичным образом.

Разработка структурных схем коммуникационных каналов может быть достигнута путем решения множества задач, каждая из которых представляет собой определенную элементарную схему.

Рассмотрение произвольно построенных структурных схем СММ показывает, что для решения каждого нового графа схем требуется, как правило, новое исполнение СММ. Вместе с тем в двухходовых аппаратах, как определено ранее, должно быть дополнительно выполнено по одному каналу входа и выхода, т. е. при необходимости на боковых гранях СММ можно проводить перегруппировку уровней коммуникационных каналов, канал нижнего уровня переводить в верхний и наоборот. Из этого следует, что сокращение числа исполнений можно достичь путем введения новых коммуникационных каналов с иными соединениями, дающими возможность решать на одном и том же СММ новый граф схемы без нарушения предыдущих. Настоящее решение налагает одновременно и определенное требование к конструкции СММ – необходимость предусматривать возможность усечения связей посредством коммуникационных каналов.

Технологически это достигается, например, выполнением резьбы в выходах каналов для того, чтобы имелась возможность устанавливать при необходимости пробки-заглушки, т. е. технических затруднений, для осуществления этого требования нет.

В качестве варианта нами предложена также конструктивная схема СММ, в которой каждый коммуникационный канал отделен от одного из магистральных каналов удаляемой перегородкой, расположенной по оси этого коммуникационного канала [45]. Удаляемой перегородкой может служить, например, коническая резьбовая пробка. Настоящее решение позволяет обойтись одним исполнением корпуса при разработке конструкций разнообразных ГУ.

Конструкции узла, обеспечивающего задачу управления простыми движениями (реверсом), представлены различными источни-

ками информации [105], [152], [156]. Все они включают в себя корпус модульного исполнения с установленными на его боковых плоскостях гидрораспределителями. Под распределителями, в свою очередь, могут быть установлены гидроаппараты модульного исполнения. Следует отметить, что они не допускают вариантов установки в ГУ, т. е. всегда имеют однозначное положение из-за наличия одного магистрального канала подвода и одного слива. Вместе с тем при построении гидравлических схем работы привода машины, имеющих два различных потока питания или два различных давления в системе, в которых применяется также два различных слива из системы (слив с подпором и свободный слив или слив через теплообменный аппарат и свободный слив), существующие конструкции не позволяют выполнить эти требования. В связи с этим конструкции ГУ выполняют из двух и более блочных колонок, связанных между собой устройствами коммутации. Выполнение указанного требования в гидравлических схемах достигнуто нами путем введения дополнительных каналов подвода и слива. Причем выходы каналов подвода помещены на одной оси прямоугольника расположения крепежных отверстий и симметрично относительно его центра, а выходы каналов слива – аналогично на его другой оси [44]. Структура узла, позволяющего реализовать элементарные схемы реверса, с учетом структур гидрораспределителей и СММ будет соответствовать рис. 3.12.

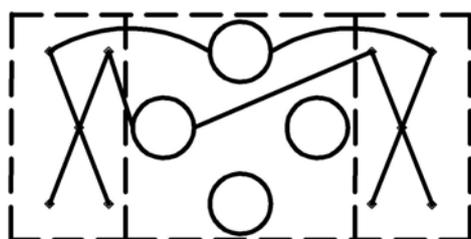


Рис. 3.12. Структура узла реверса

Структура узла отражает следующие свойства: форму корпуса; топологию связей магистральных каналов с гранями корпуса и выходными отверстиями стыковой плоскости гидроаппаратов.

На рис. 3.12 осевой контур обозначает монтажный корпус. Вершинами графа обозначены сквозные магистральные каналы и выходные отверстия гидроаппаратов. Ребрами обозначены линии связи между магистральными каналами, выходными отверстиями гидроаппаратов и плоскостями корпуса, предназначенными для их установки.

При этом очевидно, что число установленных на корпусе распределителей должно составлять 1 или 2. Это позволяет обеспечивать любое большее число узлов суммой имеющихся [11, с. 86].

При построении конструкций ГУ на основе СММ и узлов реверса путем их непосредственного соединения между собой очевидно, что замыкающими звеньями должны явиться блоки, выполняющие определенные функции. С одной стороны, ГУ – это блок для замера уровня давления в магистральных каналах, а с другой – блок-основание, позволяющий закрепить ГУ на приспособленной для этого площадке машины и одновременно используемый в случае присоединения нагнетательных и сливных трубопроводов.

Подобные конструкции замыкающих блоков, которые удовлетворяют вышеизложенным требованиям, используются в функциональных блоках вертикального монтажа [105], [152], [156].

Конструктивная схема замыкающего блока с обеспечением замеров давления может быть выполнена в двух исполнениях – с двух- и шестипозиционным переключателем манометра [11, с. 74].

При значительном числе гидроаппаратов в ПС машины для ее решения требуется также достаточно большое число соединенных между собой СММ и узлов реверса посредством общих стяжных шпилек.

В случае работы ГУ под давлением усилие от его воздействия передается на стяжные шпильки, которые, имея определенный модуль упругости материала, удлиняются. В результате удлинений шпилек образуются зазоры между модульными элементами ГУ. При определенной их величине это приводит к нарушению герметичности системы. Эта проблема решена нами путем выполнения в блоке-основании поршней, под торцы которых подведено рабочее давление среды, за счет чего возникает усилие сжатия элементов ГУ между собой [46].

Структуры замыкающих блоков (рис. 3.11, 3.12) отражают, как и в предыдущих случаях, форму корпуса, а также топологию связей магистральных каналов с гранями корпуса и выходными отверстиями стыковой плоскости гидроаппаратов.

Осевым контуром обозначен монтажный корпус, вершинами на графе – сквозные магистральные каналы, выходные отверстия гидроаппаратов и выходные отверстия каналов связи боковых плоскостей корпуса с магистральными каналами.

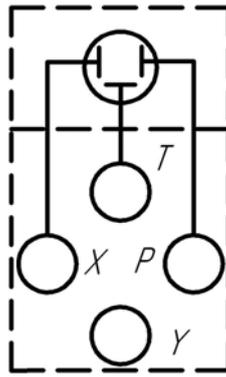


Рис. 3.13. Структура блока замыкающего переключателя манометра

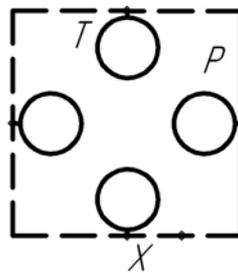


Рис. 3.14. Структура блока замыкающего подвода

Основные научные результаты, полученные в главе 3, можно сформулировать следующим образом:

1. На основе последовательного описания монтажного корпуса с установленными на нем гидроаппаратами в процессе его проектирования разработаны комбинированные модели, позволяющие решить задачу создания элементной базы агрегатно-модульного конструирования ГУ.

2. Разработаны структуры гидроаппаратов, позволяющие за счет существенного уменьшения количества исполнений монтажных корпусов решить задачу создания элементной базы агрегатно-модульного конструирования ГУ. При этом подтверждена необходимость изменения действующих стандартов на присоединительные размеры гидроаппаратов.

Разработана структура СММ, учитывающая структуры гидроаппаратов и форму монтажного корпуса, использованную при создании комбинированных моделей, позволяющая сформулировать требования к его конструктивному устройству.

4. Разработаны структуры узлов реверса и замыкающих блоков, устанавливающие их конструктивное устройство с учетом построения единой конструкции, включающей весь набор элементов агрегатно-модульного проектирования ГУ.

ГЛАВА 4

РАЗРАБОТКА КОМПОНОВОК ГИДРОБЛОКОВ УПРАВЛЕНИЯ АГРЕГАТНО-МОДУЛЬНОГО ТИПА

В соответствии с целями и задачами диссертационного исследования для создания математических моделей системы элементов агрегатно-модульного конструирования гидроблоков управления необходимо решить следующие задачи:

– на основе результатов исследований схемных решений гидроприводов машин, полученных в главе 1, топологических моделей элементарных схем и конструктивной схемы СММ, полученной в главе 3, установить структуру схем коммуникационных каналов соединительно-монтажного модуля;

– на основе математической модели оптимальных конструкций ГУ, полученной в главе 2, и структурных схем элементов агрегатно-модульного построения ГУ, полученных в главе 3, разработать алгоритм проектирования элементной базы ГУ;

– оценить степень влияния геометрических размеров элементной базы на оптимальность конструкций ГУ.

4.1. Унификация гидравлических схем соединительно-монтажных корпусов на основе метода вариаций

В главе 3 разработаны комбинированные модели, позволившие определить структуры гидроаппаратов, СММ и замыкающих блоков. При этом топологические модели элементарных схем были представлены максимальным количеством гидроаппаратов. Однако на практике число гидроаппаратов в элементарных схемах как правило меньше четырех, в связи с чем задача заполнения граней СММ гидроаппаратами при наличии в элементарной схеме менее четырех гидроаппаратов является актуальной. Кроме того, предложенное в главе 3 конструктивное решение СММ, позволяющее устанавливать в каналах пробки-заглушки, является универсальным устройством и содержит значительное количество избыточных отверстий, что усложняет конструкции ГУ.

С учетом изложенного целесообразным является разработка некоторого ограниченного количества конкретных исполнений структур СММ, элементами которых являются магистральные и коммуникационные каналы модуля.

Решение этой задачи позволит создать специальные исполнения СММ, предназначенные для проектирования ГУ различных машин в зависимости от серийности их выпуска.

Структурный синтез СММ в данном случае заключается в преобразовании описаний проектируемого объекта: исходное описание должно содержать информацию о требованиях к свойствам объекта, об условиях его функционирования, ограничениях на элементный состав и т. п., а результирующее описание должно содержать сведения о структуре, т. е. о составе элементов и способах их соединения и взаимодействия.

Разработка унифицированных структурных схем каналов СММ может быть достигнута путем создания комбинированных моделей, каждая из которых включает в себя определенные элементарные схемы. Указанные элементарные схемы были представлены графами и перечислены таким образом, чтобы обеспечивалось наиболее полное заполнение граней СММ гидроаппаратами даже при наличии в элементарной схеме менее четырех гидроаппаратов [11, с. 27]. Заполнение граней СММ достигается совмещением на нем элементарных схем с различными уровнями рабочего давления жидкости, а также одним общим или разными сливами с таким расчетом, чтобы общее количество гидроаппаратов не превышало четырех.

Рассмотрение произвольно построенных структурных схем СММ показывает, что для создания каждой комбинированной модели требуется новое исполнение СММ. Как определено ранее, в двухходовых аппаратах должно быть дополнительно выполнено по одному каналу входа и выхода, т. е. при необходимости на боковых гранях СММ можно проводить перегруппировку уровней коммуникационных каналов, канал нижнего уровня переводить в верхний и наоборот. Из этого следует, что сокращение числа исполнений можно достичь путем введения новых коммуникационных каналов с иными соединениями, дающими возможность создавать на одном и том же СММ новую модель схемы без нарушения предыдущих.

Настоящее решение налагает одновременно и определенное требование к конструкции СММ – необходимость предусматривать возможность усечения связей посредством коммуникационных кана-

лов. Технологически это, как установлено ранее, достигается выполнением резьбы в выходах каналов для того, чтобы имелась возможность устанавливать при необходимости пробки-заглушки, т. е. технических затруднений для осуществления этого требования нет. Для получения законченной структуры СММ воспользуемся способом наращивания [103, с. 78]. При наращивании происходит поочередное добавление элементов к некоторой исходной структуре. Одновременно при выполнении работы по сокращению количества исполнений структур СММ особое значение имеет порядок их рассмотрения. Минимальное число исполнений обеспечивается путем синтеза структурной схемы каналов методом вариаций. Суть этого метода заключается в следующем. Присвоим каждому графу элементарной схемы свой порядковый номер, например, по порядку их расположения. Построим для графа с номером один структурную схему СММ. На этой же схеме построим модель графа и схемы со следующим порядковым номером. Очевидно, что для этого требуется нанести новые связи каналов, т. е. к количеству каналов t_1 первой структурной схемы необходимо добавить приращение Δt_2 каналов второй схемы и т. д., пока на всех гранях СММ не окажется по четыре коммуникационных канала и дальнейшее построение окажется невозможным без нарушения ранее выполненных решений. Следовательно, количество коммуникационных каналов T одного исполнения СММ будет состоять из суммы коммуникационных каналов первой схемы и приращений от $(n-1)$ схем, наложенных на нее, т. е.

$$T = t_1 + \sum_{i=2}^n \Delta t_i = \overline{2, n}. \quad (4.1)$$

Задача состоит в том, чтобы одним исполнением обеспечить решение максимального количества схем. Очевидно, что этого можно достичь, если структурные схемы рассматривать в такой последовательности, чтобы приращение Δt_i коммуникационных каналов было бы минимальным, т. е. $n \rightarrow \max$ при $\Delta t_i \rightarrow \min$. С учетом этого условия были построены три исполнения СММ по структурным схемам, позволяющие проводить синтез определенного количества элементарных схем. Конструктивные схемы указанных структур СММ приведены на рис. 4.1, а–в.

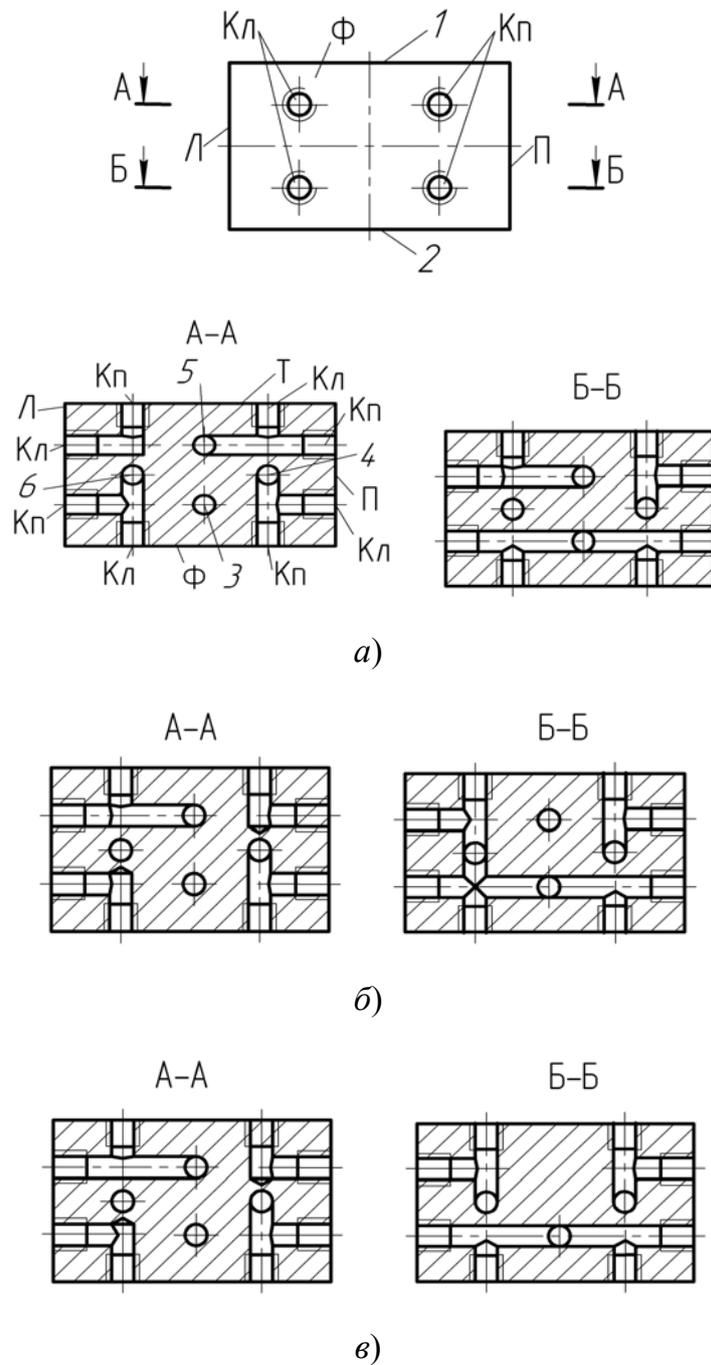


Рис. 4.1. Конструктивная схема соединительно-монтажного модуля с разрезами: А-А – верхний уровень В; Б-Б – нижний уровень

Разработанные на основе высказанных теоретических предпосылок структуры соединительно-монтажного модуля имеют форму параллелепипеда и содержат две горизонтальные параллельные плоскости 1 и 2 и четыре присоединительные плоскости – фасадную Ф, тыльную Т, правую П и левую Л, причем плоскости 1 и 2 соединены между собой магистральными каналами питания и слива 3–6, распо-

ложенными на осях симметрии монтажных плоскостей и равноудаленными от их центра 7. На каждой присоединительной плоскости Ф, Т, П, Л выполнены попарно верхние В и нижние Н четыре перпендикулярных к ней коммуникационных канала, разделяющиеся по расположению на правые $Kп$ и левые $Kл$, каждый из которых соединен с одним из перпендикулярных по отношению к нему коммуникационных каналов другой присоединительной плоскости. За счет продления коммуникационных каналов до соединения с магистральными достигнуто установление связей. Причем связи установлены в следующей зависимости [27]:

$$\left\{ \begin{array}{l} 1. Kл \vee Kп \varepsilon \Phi(B) \rightarrow Kл \vee Kп \varepsilon \Pi(H) \rightarrow Kл \varepsilon T(B) \vee Kп \varepsilon T(H) \rightarrow Kл \varepsilon L(B); \\ 2. Kл \vee Kп \varepsilon \Phi(H) \rightarrow Kл \varepsilon \Pi(B) \vee Kп \varepsilon \Pi(H) \rightarrow Kп \varepsilon T(B) \rightarrow Kл \varepsilon L(H); \\ 3. Kл \vee Kп \varepsilon \Phi(H) \rightarrow Kл \varepsilon \Pi(B) \vee Kп \varepsilon \Pi(H) \rightarrow Kл \varepsilon T(H) \vee Kп \varepsilon T(B) \rightarrow Kл \varepsilon L(H). \end{array} \right. \quad (4.2)$$

В процессе создания структурных схем, включающих распределительный гидроаппарат, определены также требования к его конструкции, которые состоят в следующем: 1) каналы P и T , A и B соответственно должны быть расположены друг против друга по диагонали; 2) необходимо выполнить два исполнения по расположению каналов – P, T, A, B и P, T, B, A , т. е. расположение каналов A и B во втором случае на диагонали изменено; 3) каналы A и B кроме притычной плоскости должны быть выведены на боковую плоскость, при этом надо предусмотреть возможность их усечения, т. е. выполнить на выходах каналов резьбу.

4.2. Синтез универсальной структуры агрегатно-модульных гидроблоков управления

Полученные структурные схемы СММ позволяют определить их гидравлические схемы. Выполненные в соответствии с ГОСТ 2.704–76 гидравлические схемы СММ будут выглядеть, как представлено на рис. 4.2, *а–в*.

Вместе с тем переход от исходной принципиальной гидравлической схемы к сборочному чертежу на основе унифицированных структур (рис. 4.1) или универсальной структуры, описанной в главе 3, как установлено в главе 2 требует разработки схем соединения (СС), а это предполагает выбор необходимой конфигурации каналов. Конфигурация должна обеспечивать соединение гидроаппаратов согласно гидравлической схеме. После создания конфигурации неиспользован-

ные каналы необходимо заглушить пробками. В экономически обоснованных случаях могут быть созданы и специальные структуры СММ, в которых неиспользованные в конфигурации каналы будут отсутствовать.

Для решения этой задачи нами предложено структурную схему СММ рассматривать как гидравлическую, отображающую его конструктивное устройство. Для этого необходимо в дополнение к ГОСТ 2.704–76 ввести свои специфические обозначения.

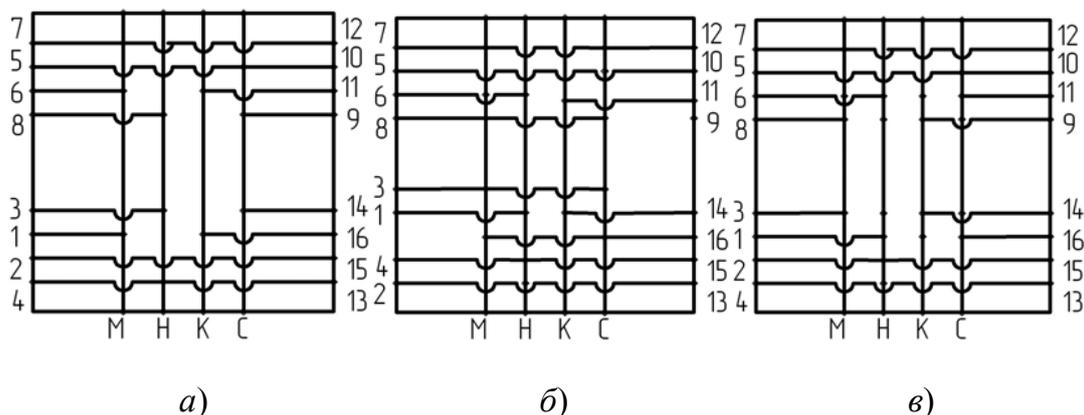


Рис. 4.2. Гидравлические схемы соединительно-монтажного модуля:

M, H, K, C – сквозные магистральные каналы;

1–16 – коммуникационные каналы

Если вертикальные присоединительные плоскости Ф, Т, П, Л представить взаимно перпендикулярными осевыми линиями, образующими квадрат, то внутреннее поле контура будут представлять горизонтальные 1 и 2 плоскости СММ. Гидравлическую схему СММ в этом случае можно представить следующим образом. Обозначим магистральные каналы 3–6, соединяющие горизонтальные плоскости 1 и 2 в виде окружностей и расположим их по аналогии с конструктивной схемой СММ на осях симметрии внутреннего поля контура. Тогда взаимноперпендикулярные осевые линии контура (присоединительные плоскости) должны быть соединены гидравлическими линиями, отображающими коммуникационные каналы Кл и Кп, соединенные с окружностями (магистральными каналами). Гидравлические линии (коммуникационные каналы), как и окружности (магистральные каналы) расположим в пределах контура по аналогии с конструктивной схемой СММ: каждую группу из четырех коммуникационных каналов с определенными порядковыми номерами выведем на определенную присоединительную плоскость. Полученные при помощи

введенных обозначений изображения гидравлических схем СММ приведены на рис. 4.3 и являются по существу трехмерным, так как отображают его объемное представление. В дальнейшем будем называть полученные изображения гидравлическими схемами соединений (монтажные схемы) [11], [27], [31].

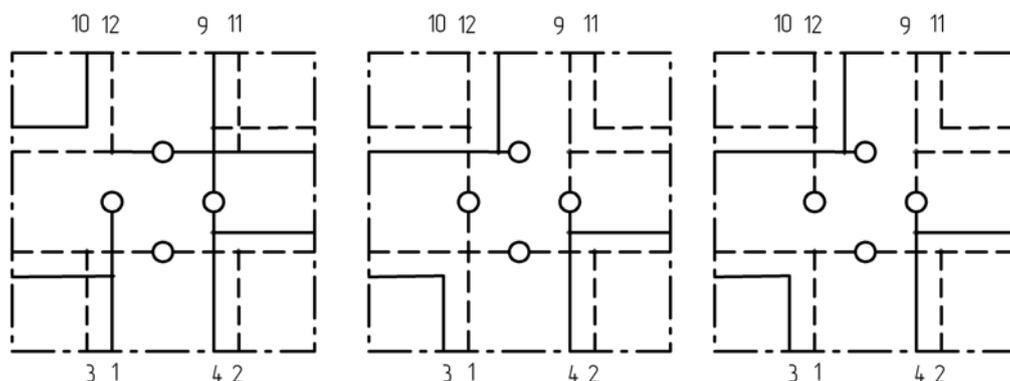


Рис. 4.3. Гидравлические схемы соединений СММ (монтажные схемы)

В процессе создания в главе 3 комбинированных моделей обоснованы требования к присоединительным размерам гидроаппаратов [3], [4]. В двухходовых гидроаппаратах необходимо выполнить дополнительно по одному отверстию входа и выхода таким образом, чтобы по их расположению был образован прямоугольник, в смежных вершинах которого находились бы два отверстия входа, а в двух других вершинах – выхода. Такое решение позволяет при необходимости соединять входы и выходы гидроаппарата со сверлениями СММ верхнего или нижнего уровня, тем самым достигая решения той или иной схемы соединения. Определены также требования к конструкциям, включающим распределительный гидроаппарат, установлены структуры гидроаппаратов. Переход от исходной задачи – принципиальной гидросхемы – к разработке сборочного чертежа ГУ и выбор необходимой конфигурации каналов предлагается осуществить при помощи общих мультиграфов, построенных на основе универсальных структур СММ, выраженных графами и структурами гидроаппаратов, полученных в главе 3: двухходовых гидроаппаратов и гидрораспределителей. Общие мультиграфы на основе универсальных структур СММ приведены на рис. 4.4, 4.5.

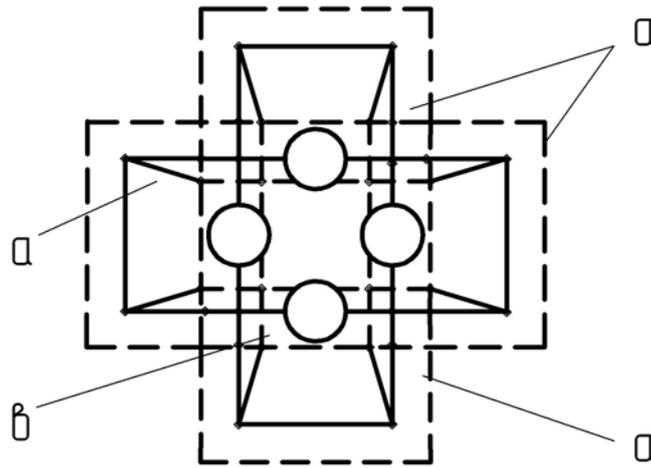


Рис. 4.4. Общий мультиграф соединения двухходовых гидроаппаратов:
 а – структура двухходового гидроаппарата; в – структура СММ

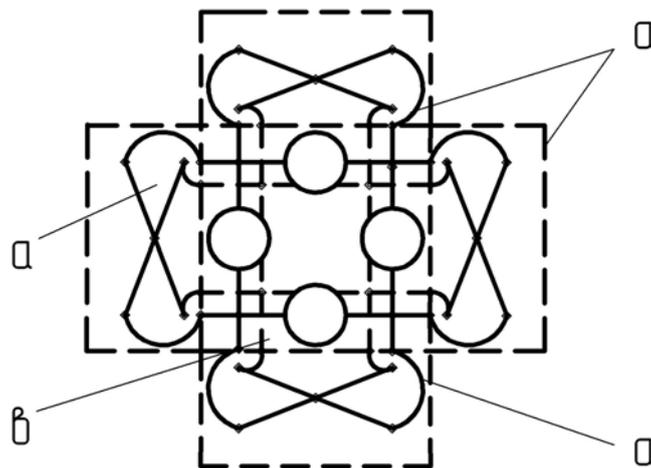


Рис. 4.5. Общий мультиграф соединения четырехходовых гидроаппаратов (гидрораспределителей):
 а – структура гидрораспределителя; в – структура СММ

На графе СММ вершинами приняты магистральные каналы и обозначены по аналогии с гидравлической схемой (табл. 4.1) окружностями, а ребрами приняты коммуникационные каналы. Выбор необходимой конфигурации каналов достаточно легко выполнить способом выделения [103, с. 79]. При выделении из избыточной обобщенной структуры (мультиграфа) постепенно удаляются лишние элементы. При этом в качестве алгоритма выделения используется принципиальная гидравлическая схема. Выбранная конфигурация каналов с учетом полученных ранее структур позволяет разработать гидравлическую

схему СММ и его конструкцию в целом, пригодную для создания ГУ методом агрегатирования по исходной принципиальной схеме. Так как мультиграфы дают представление и о пространственном расположении элементов ГУ, выбор необходимого фрагмента по конкретной гидравлической схеме является фактически схемой соединений элементов. Вследствие чего разработка сборочного чертежа ГУ существенно упрощается [31].

4.3. Параметрический синтез агрегатно-модульных гидроблоков управления

Составными частями системотехники являются следующие основные разделы:

- иерархическая структура систем, организация их проектирования;
- анализ и моделирование систем;
- синтез и оптимизация систем.

Моделирование имеет две четко различимые задачи:

1. Создание моделей сложных систем.
2. Анализ свойств систем на основе исследования их моделей.

Синтез также подразделяют на две задачи:

1. Синтез структуры проектируемых систем (структурный синтез).
2. Выбор численных значений параметров элементов систем (параметрический синтез). Эти задачи относятся к области принятия проектных решений [104, с. 7].

Структурный синтез разнообразных ГУ возможен на основе структур компонентов, полученных в главах 3, 4 (рис. 3.2, 3.3, 3.9–3.12, 4.4, 4.5). При этом структура ГУ в общем виде будет выглядеть, как это представлено на рис. 4.6. Данная структура ГУ является универсальной для различных вариантов ПС, а конкретное исполнение может быть получено за счет удаления лишних элементов (вершин и ребер графов) в процессе оптимизации.

Используя полученные ранее конструктивные схемы элементной базы ГУ и универсальную структуру (рис. 4.6), произвольный вариант компоновки ГУ можно представить, как это изображено на рис. 4.7. Проанализируем причины, препятствующие оптимальному проектированию блоков.

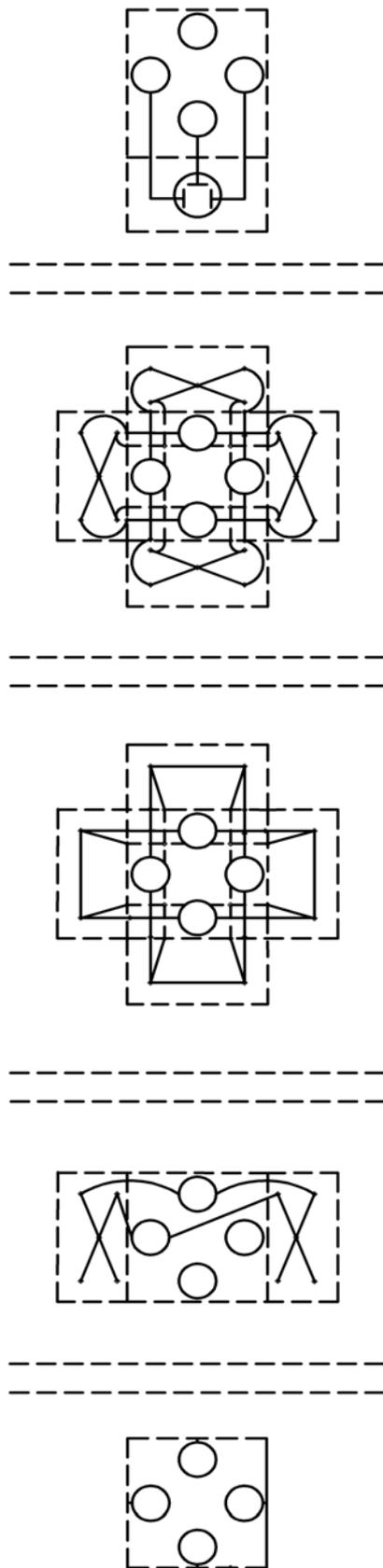


Рис. 4.6. Универсальная структура гидроблока управления

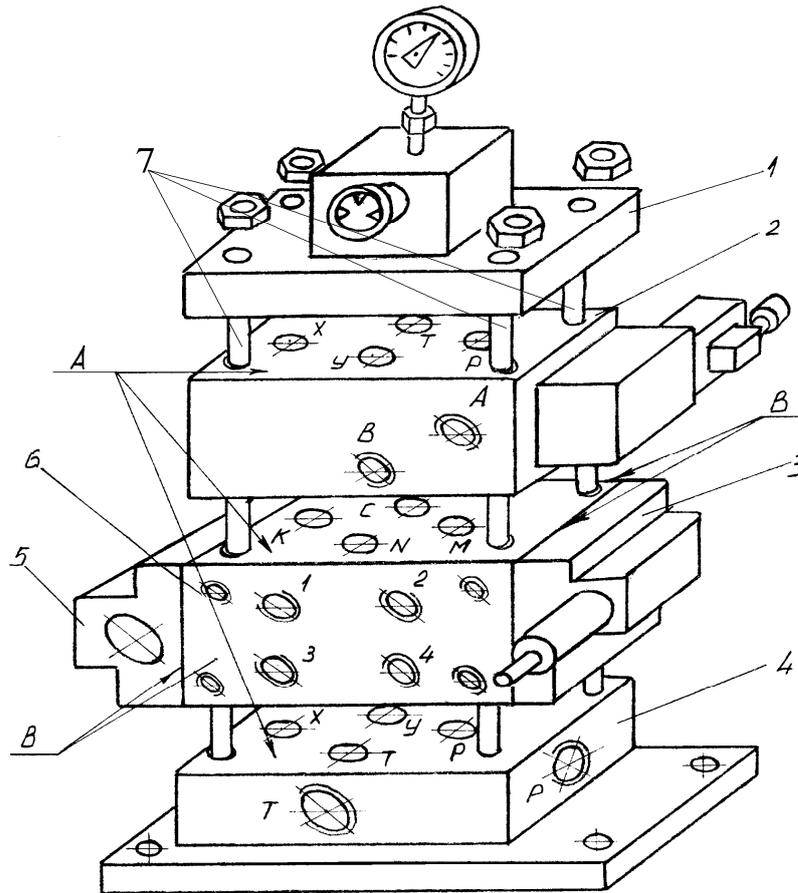


Рис. 4.7. Гидроблок управления:

- 1 – блок замыкающий переключателя манометра;
- 2 – блок распределителя; 3 – блок присоединительный;
- 4 – блок замыкающий подвода; 5 – блок присоединительный;
- 6 – соединительно-монтажный модуль; 7 – стяжные шпильки

При моделировании настоящей ситуации, где речь идет об улучшении качества конструкции в целом, достаточно адекватное реальности описание проблемы содержит совокупность признаков совершенства входящих компонентов:

$$t_1(x) \rightarrow \text{extr}; \quad t_2(x) \rightarrow \text{extr}; \quad \dots; \quad t_m(x) \rightarrow \text{extr}, \quad (4.3)$$

$x \in D$ $x \in D$ $x \in D$

где $t_i(x)$, $i = 1, 2, \dots, m$ – показатели качества компонентов: вес, трудоемкость изготовления, энергетические характеристики, надежность, прочность и т. п.

При оценке перспективных вариантов компонентов целесообразно ориентироваться на следующий комплекс параметров: соответствие функциональным требованиям, энергопотребление, ресурс, стоимость,

включая эксплуатационные затраты [55]. Исходя из этого, задача многокритериальной оптимизации ГУ может быть записана следующим образом:

$$T = \{t_1(x), t_2(x), \dots, t_m(x)\} \rightarrow \underset{x \in D}{\text{opt}} \quad (4.4)$$

при $t_i(x) \rightarrow \text{extr}, i = 1, 2, 3, \dots, m,$

где T – набор показателей качества; opt – оператор оптимизации, подлежащий идентификации в процессе решения задачи.

В главе 2 установлено, что адекватное реальности описание проблемы оптимального конструирования ГУ содержит совокупность признаков совершенства входящих функциональных блоков. При этом обеспечение одновременно наилучшего значения всех показателей блоков недостижимо.

Исходя из необходимости обеспечить собираемость ГУ, блоки должны иметь присоединительные размеры, позволяющие выполнить это требование. То есть присоединительные размеры различных блоков должны совпадать при их монтаже в ГУ по приведенным на рис. 4.7 ориентированным плоскостям: горизонтальным A и вертикальным B . По плоскостям A соединяются между собой замыкающие блоки (БЗ), блоки распределителей (БР) и соединительно-монтажные модули (СММ), по плоскостям B – СММ и гидроаппараты – присоединительные блоки (БП) [21]. Из этого следует, что оптимизация присоединительных размеров блоков, на основе полученных в главе 2 критериев, по этим двум плоскостям приводит к оптимизации ГУ в целом. Как следует из рис. 4.7, обе эти плоскости присутствуют только на СММ и создают его форму, в то время, как остальные блоки имеют только по одной плоскости – либо A , либо B . Фактически разработка присоединительных размеров СММ является основой для повторения размеров и разработки БЗ, БР, БП.

4.4. Обоснование геометрических параметров присоединительных размеров компонентов агрегатно-модульных гидроблоков управления

На рис. 4.8 представлен СММ. Размеры СММ и расположение отверстий по всем четырем плоскостям B одинаковы, так как на каждую из них может быть установлен БП [21]. Отверстия диаметром d являются магистральными каналами ГУ, по которым проходит поток

рабочей жидкости с расходом Q , в то время как отверстия с размером d_3 – коммуникационные каналы, служащие для соединения между собой БП в соответствии с принципиальной гидросхемой привода и через них, в зависимости от исполнения ПС проходит поток рабочей жидкости $Q_1 \leq Q$. В связи с этим $d \geq d_3$. Кроме того, схема расположения магистральных каналов на плоскостях A требует первоначально определить размер a_3 , зависящий в свою очередь от размера d . Учитывая изложенное, определение размеров СММ следует начинать с плоскости A , на которой необходимо установить размер диаметра d , который выбирается в зависимости от расхода Q из условия обеспечения допустимой скорости потока [20].

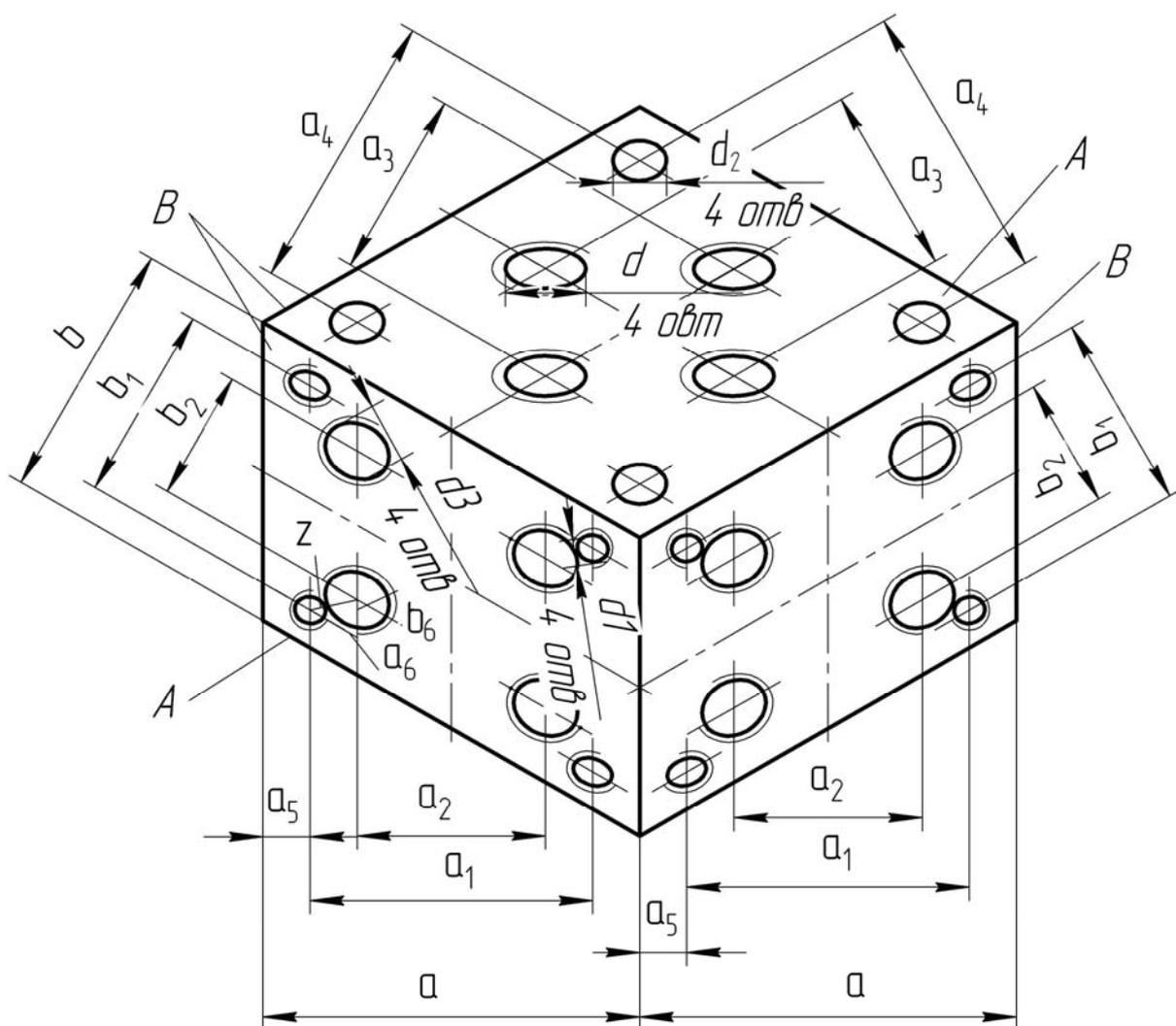


Рис. 4.8. Соединительно-монтажный модуль
(общий вид с размерами)

При сборке ГУ уплотнение отверстий с размером d достигается за счет использования резиновых уплотнительных колец по ГОСТ 9833–73. Поэтому

$$a_3 = \sqrt{2}(kd + \Delta), \quad (4.5)$$

где k – коэффициент приведения наружного диаметра уплотнительного кольца к диаметру d ; Δ – минимальное расстояние между наружными кромками смежных уплотнительных колец. Обычно Δ принимается равным $2 \div 3$ мм. Соответственно диаметр отверстий d_2 для установки стяжных шпилек находится из условия достаточной прочности шпилек при подаче в каналы СММ рабочей жидкости под давлением. При составлении ПС на основе блоков под давлением могут находиться два магистральных канала одновременно [14].

Тогда величина разжимающего стыки усилия, воспринимаемого одной шпилькой, определится как

$$P = P_{\text{ном}} \frac{\pi(kd)^2}{8}, \quad (4.6)$$

где $P_{\text{ном}}$ – номинальное давление в гидросистеме.

Исходя из допустимых характеристик прочности материала шпилек, их диаметр

$$d_{\text{ш}} = \sqrt{4P/(\pi[\sigma])}, \quad (4.7)$$

где $[\sigma]$ – допустимое напряжение растяжения материала шпилек.

Подставив в (4.7) значение P , получим

$$d_{\text{ш}} = kd \sqrt{\frac{P_{\text{ном}}}{2[\sigma]}}. \quad (4.8)$$

С учетом размера $d_{\text{ш}}$ диаметр отверстия d_2 определится как

$$d_2 = d_{\text{ш}} + \Delta_1 = kd \sqrt{\frac{P_{\text{ном}}}{2[\sigma]}} + \Delta_1, \quad (4.9)$$

где $\Delta_1 - 1 \div 2$ мм – конструктивный зазор по диаметру шпильки.

Коммуникационные каналы диаметром d_3 в зависимости от ПС соединяются либо с магистральными каналами, либо с коммуникационными смежной плоскости [14], в связи с чем $a_2 = a_3$ и размер a_4 определится как

$$a_4 = a_3 + d_2 + d_3 + 2\Delta_2, \quad (4.10)$$

где Δ_2 – конструктивно задаваемый размер стенки между двумя скрещивающимися отверстиями с диаметрами d_2 и d_3 (в зависимости от материала СММ Δ_2 принимается равным $4 \div 5$ мм для чугуна и $3 \div 4$ мм для стали).

Подставив в (4.10) значения a_3 и d_2 , после преобразований получим

$$a_4 = kd(\sqrt{2} + \sqrt{\frac{p_{\text{НОМ}}}{2[\sigma]}}) + \sqrt{2}\Delta + \Delta_1 + 2\Delta_2 + d_3. \quad (4.11)$$

Определим размеры плоскостей B . Эту работу следует начинать с определения диаметра d_3 отверстий, уплотнение которых при установке БП достигается за счет использования, как и отверстий d , резиновых уплотнительных колец. С учетом этого

$$b_2 = k_1 d_3 + \Delta, \quad (4.12)$$

где k_1 – коэффициент приведения наружного диаметра уплотнительного кольца к диаметру d_3 .

При работе гидросистемы все четыре канала d_3 могут находиться под давлением $p_{\text{НОМ}}$.

В связи с этим усилие, воспринимаемое одним винтом с диаметром d_1

$$P_1 = p_{\text{НОМ}} \frac{\pi(k_1 d_3)^2}{4}. \quad (4.13)$$

Исходя из допустимых характеристик прочности материала винтов, диаметр их определится аналогично, как и диаметр шпильки

$$d_1 = k_1 d_3 \sqrt{\frac{p_{\text{НОМ}}}{[\sigma]_1}}, \quad (4.14)$$

где $[\sigma]_1$ – допустимое напряжение растяжения материала винтов.

Глубина резьбовых отверстий, применяемая в практике проектирования, равна $1,5 \div 2$ их диаметра. Поэтому, если принять глубину отверстия равной $1,5 d_1$, размер a_5 определится как

$$a_5 = 2d_1. \quad (4.15)$$

Расположение отверстий d_1 будет наиболее рациональным, если при этом СММ останется неизменным по размеру « a », так как в этом случае приращение СММ за счет размера « b » приводит к меньшему увеличению его объема, а приращение длин каналов d и d_3 также будет минимальным. Учитывая изложенное, размер « a » определится как

$$a = a_4 + d_2 + 2\Delta_3, \quad (4.16)$$

где $\Delta_3 = 2 \div 3$ мм – размер стенки от края плоскости « B » до образующей отверстия d_2 .

Подставив в (4.15) выражения (4.9) и (4.11), после преобразований получим

$$a = kd \left(2 \sqrt{\frac{p_{\text{НОМ}}}{2[\sigma]} + \sqrt{2}} + \sqrt{2}\Delta + 2\Delta_1 + 2\Delta_2 + 2\Delta_3 + d_3 \right). \quad (4.17)$$

Определим расположение отверстий d_1

$$Z = \frac{k_1 d_3}{2} + \frac{d_1}{2} + \Delta. \quad (4.18)$$

Соответственно

$$a_6 = \frac{a}{2} - a_5 - \frac{a_2}{2}. \quad (4.19)$$

Подставив в (4.19) значения a_1 , a_5 и a_2 из (4.5), (4.15) и (4.17), после преобразований получим

$$a_6 = kd \left(0,5 \sqrt{\frac{p_{\text{НОМ}}}{2[\sigma]} + \sqrt{2}} - 2k_1 d_3 \sqrt{\frac{p_{\text{НОМ}}}{[\sigma]_1}} + \sqrt{2}\Delta + 0,2\Delta_1 + \Delta_3 \right). \quad (4.20)$$

Тогда

$$b_3 = \sqrt{Z^2 - a_6^2} = k_1 d_3 \sqrt{0,25 + 8 \frac{p_{\text{НОМ}}}{[\sigma]_1}} - kd \sqrt{2 + 0,125 \frac{p_{\text{НОМ}}}{[\sigma]} - \Delta - 0,5\Delta_1 - \Delta_3}. \quad (4.21)$$

После определения b_3 по (4.21), размер b_1 будет:

$$b_1 = b_2 + 2b_3 = k_1 d_3 \left(1 + \sqrt{0,25 + \frac{8p_{\text{НОМ}}}{[\sigma]_{\text{II}}}} \right) - 2kd \sqrt{2 + 0,125 \frac{p_{\text{НОМ}}}{[\sigma]}} - \Delta - \Delta_1 - 2\Delta_3. \quad (4.22)$$

Наконец, габаритный размер

$$b = b_1 + d_1 + 2\Delta = k_1 d_3 \left(1 + 2 \sqrt{0,25 + 8 \frac{p_{\text{НОМ}}}{[\sigma]_{\text{II}}}} + \sqrt{\frac{p_{\text{НОМ}}}{[\sigma]_{\text{II}}}} \right) - 2kd \sqrt{2 + 0,125 \frac{p_{\text{НОМ}}}{[\sigma]}} + \Delta - \Delta_1 - 2\Delta_3. \quad (4.23)$$

4.5. Оптимизация геометрических параметров соединительно-монтажного корпуса

Как установлено в главе 2, второй причиной, препятствующей оптимальному проектированию блоков, является противоречие между параметрами V , S и Δp .

Воспользовавшись выражением (2.7) и (2.14), с учетом того обстоятельства, что гидравлические потери давления Δp в каналах d и d_3 будут различными, общий критерий сформируем следующим образом:

$$x = \left(C_1 \frac{V}{V_N} + C_2 \frac{S}{S_N} + C_3 \frac{\Delta p}{\Delta p_N} + C_4 \frac{\Delta p_3}{\Delta p_{N3}} \right) \rightarrow \min, \quad (4.24)$$

где C_1, C_2, C_3, C_4 – коэффициенты важности критериев; $\Delta p, \Delta p_3$ – гидравлические потери давления в каналах с диаметрами соответственно d и d_3 ; $\Delta p, V_N, S_N, \Delta p_N$ и Δp_{N3} – нормирующие множители, приводящие показатели $V, S, \Delta p$ и Δp_3 к единому виду.

Определим параметры $V, S, \Delta p$ и Δp_3

$$V = a^2 b; \quad (4.25)$$

$$S = 4ab; \quad (4.26)$$

$$\Delta p = \lambda \left(\frac{b}{d} \right) \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d^4}; \quad (4.27)$$

$$\Delta p_3 = \lambda \left(\frac{a}{d_3} \right) \frac{8\rho Q_3^2}{\pi^2 d_3^4}. \quad (4.28)$$

В качестве нормирующих множителей V_N , S_N , Δp_N , Δp_{N3} примем соответствующие значения параллелепипеда с размерами граней $a_N = 3d$ и $b_N = 2d_3$ (рис. 4.9). Следовательно,

$$V_N = 18d^2 d_3; \quad (4.29)$$

$$S_N = 24dd_3; \quad (4.30)$$

$$\Delta p_N = \lambda \left(\frac{2d_3}{d} \right) \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d^4}; \quad (4.31)$$

$$\Delta p_{N3} = \lambda \left(\frac{3d}{d_3} \right) \frac{8\rho Q_3^2}{\pi^2 d_3^4}. \quad (4.32)$$

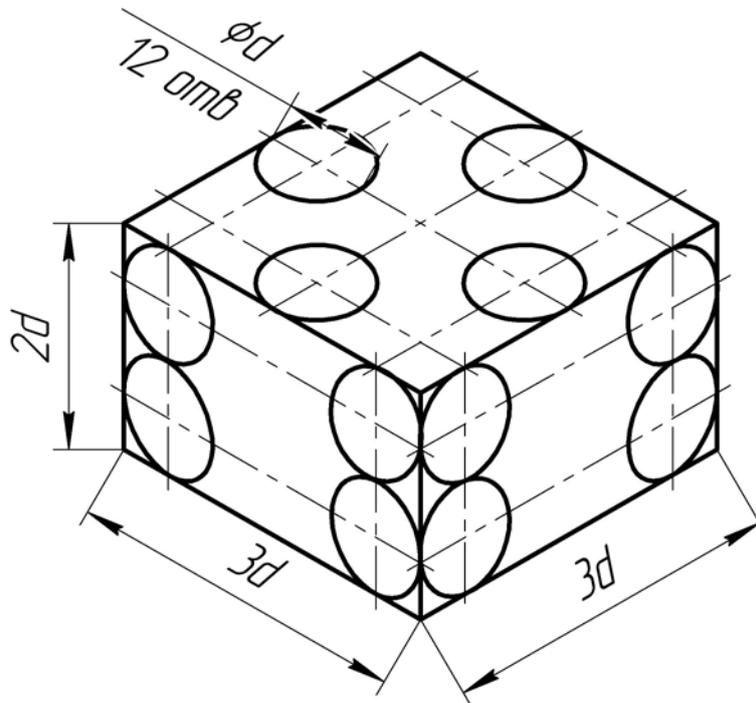


Рис. 4.9. Нормирующий параллелепипед с размерами граней a_N и b_N

Диаметры каналов, если не учитывать крепеж, находятся в следующей зависимости от размеров a_N и b_N формы: $a_N = 3d$, $b_N = 2d_3$, а их длина $l_N = b_N$, $l_{N3} = a_N$. Подставив в (4.24) выражения (4.25)–(4.32), после преобразований получим

$$x = \left(\frac{C_1 a^2 b}{18d^2 d_3} + \frac{C_2 ab}{6d_3 d} + \frac{C_3 b}{2d_3} + \frac{C_4 a}{3d} \right) \rightarrow \min. \quad (4.33)$$

Подставив в (4.33) соотношения (4.17) и (4.23), после преобразований получим

$$\begin{aligned} x = & \left[\frac{C_1}{18d^2 d_3} \left(k_1 d_3 \left(1 + \frac{1}{\sqrt{2}} + \sqrt{\frac{p_{\text{НОМ}}}{[\sigma]_1}} \left(\frac{1}{\sqrt{2}} + 1 \right) \right) + 2\Delta_3 + (1 + \sqrt{2})\Delta \right) \times \right. \\ & \times \left(d + d_3 + \frac{k_1 d_3}{\sqrt{2}} \left(1 + \sqrt{\frac{p_{\text{НОМ}}}{[\sigma]_1}} \right) + 2kd \sqrt{\frac{p_{\text{НОМ}}}{2[\sigma]}} + 4\Delta_3 + 2\Delta_2 + 2\Delta_1 + \sqrt{2} \cdot \Delta \right)^2 + \\ & + \frac{C_2}{6d_3 d} \left(k_1 d_3 \left(1 + \frac{1}{\sqrt{2}} + \sqrt{\frac{p_{\text{НОМ}}}{[\sigma]_1}} \left(\frac{1}{\sqrt{2}} + 1 \right) \right) + 2\Delta_3 + (1 + \sqrt{2})\Delta \right) \times \\ & \times \left(d + d_3 + \frac{k_1 d_3}{\sqrt{2}} \left(1 + \sqrt{\frac{p_{\text{НОМ}}}{[\sigma]_1}} \right) + 2kd \sqrt{\frac{p_{\text{НОМ}}}{2 \cdot [\sigma]}} + 4\Delta_3 + 2\Delta_2 + 2\Delta_1 + \sqrt{2} \cdot \Delta \right) + \\ & + \frac{C_3}{2 \cdot d_3} \left(k_1 d_3 \left(1 + \frac{1}{\sqrt{2}} + \sqrt{\frac{p_{\text{НОМ}}}{[\sigma]_1}} \cdot \left(\frac{1}{\sqrt{2}} + 1 \right) \right) + 2\Delta_3 + (1 + \sqrt{2})\Delta \right) + \\ & \left. + \frac{C_4}{3d} \left(d + d_3 + \frac{k_1 d_3}{\sqrt{2}} \left(1 + \sqrt{\frac{p_{\text{НОМ}}}{[\sigma]_1}} \right) + 2 \cdot kd \sqrt{\frac{p_{\text{НОМ}}}{2[\sigma]}} + 4\Delta_3 + 2\Delta_2 + 2\Delta_1 + \sqrt{2} \cdot \Delta \right) \right] \rightarrow \min. \quad (4.34) \end{aligned}$$

Очевидно, что исследование выражения (4.34) позволяет выполнить разработку конструкций СММ, и на его основе, с учетом условия собираемости ГУ, конструкций БП, БР, БЗ. Кроме того, выражение (4.34) содержит значения прочностных характеристик крепежных элементов ГУ, что позволяет создать более совершенную методику расчета СММ в сравнении с рекомендациями источника [1], где эти показатели не учтены.

4.6. Алгоритм проектирования системы компонентов агрегатно-модульных гидроблоков управления

Отметим, что значения коэффициентов C_1 – C_4 будут различными при расчетах общего критерия x применительно к машинам с различными условиями эксплуатации. Так для стационарных машин они определяются, исходя из стоимости затрат на металл и электроэнергию, а для мобильных машин более весомое значение имеют параметры V и S , соответственно увеличиваются и коэффициенты C_1 и C_2 . В связи с этим выполнено исследование значений x на чувствительность к изменению коэффициентов важности критериев для $C_1 = C_2 = 0,05; 0,1; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3; 0,35; 0,4; C_4/C_3 = 1/1; 15; 1/2; 1/3; 1/4; 1/5; 1/6; 1/7; 1/8$. При этом соблюдалось условие $C_1 + C_2 + C_3 + C_4 = 1$, а общий критерий x был представлен как функция $x = f(d/d_3)$. Результаты исследований приведены на рис. 4.10–4.13. Анализ исследований показал, что с увеличением важности критериев V и S оптимальные значения x , а соответственно d/d_3 имеет тенденцию к уменьшению. Оптимальное значение d/d_3 увеличивается также при увеличении соотношения гидравлических потерь давления в вертикальных и горизонтальных каналах СММ. Таким образом, полученные результаты позволяют более эффективно выполнить разработку конструкций СММ, БП, БР, БЗ на основе приведенного ниже алгоритма. Для этого необходимо:

1. Задаться соотношением C_3/C_4 с учетом одновременно работающих, согласно ПС, исполнительных гидромеханизмов.
2. Задаться величиной коэффициентов важности критериев C_1 и C_2 , определяющих степень важности параметров V и S гидроблока по отношению к Δp в горизонтальных и вертикальных каналах.
3. По диаграмме на рис. 4.10–4.13 с учетом заданных соотношений C_3/C_4 и коэффициентов C_1 и C_2 определить значение b/a .
4. Задаться диаметром горизонтального отверстия d_3 , исходя из требующейся пропускной способности СММ.
5. Исходя из соотношения b/a и размера d_3 , выполнить расчеты и проектирование СММ.
6. По условию собираемости ГУ выполнить проектирование БП, БР, БЗ [9].

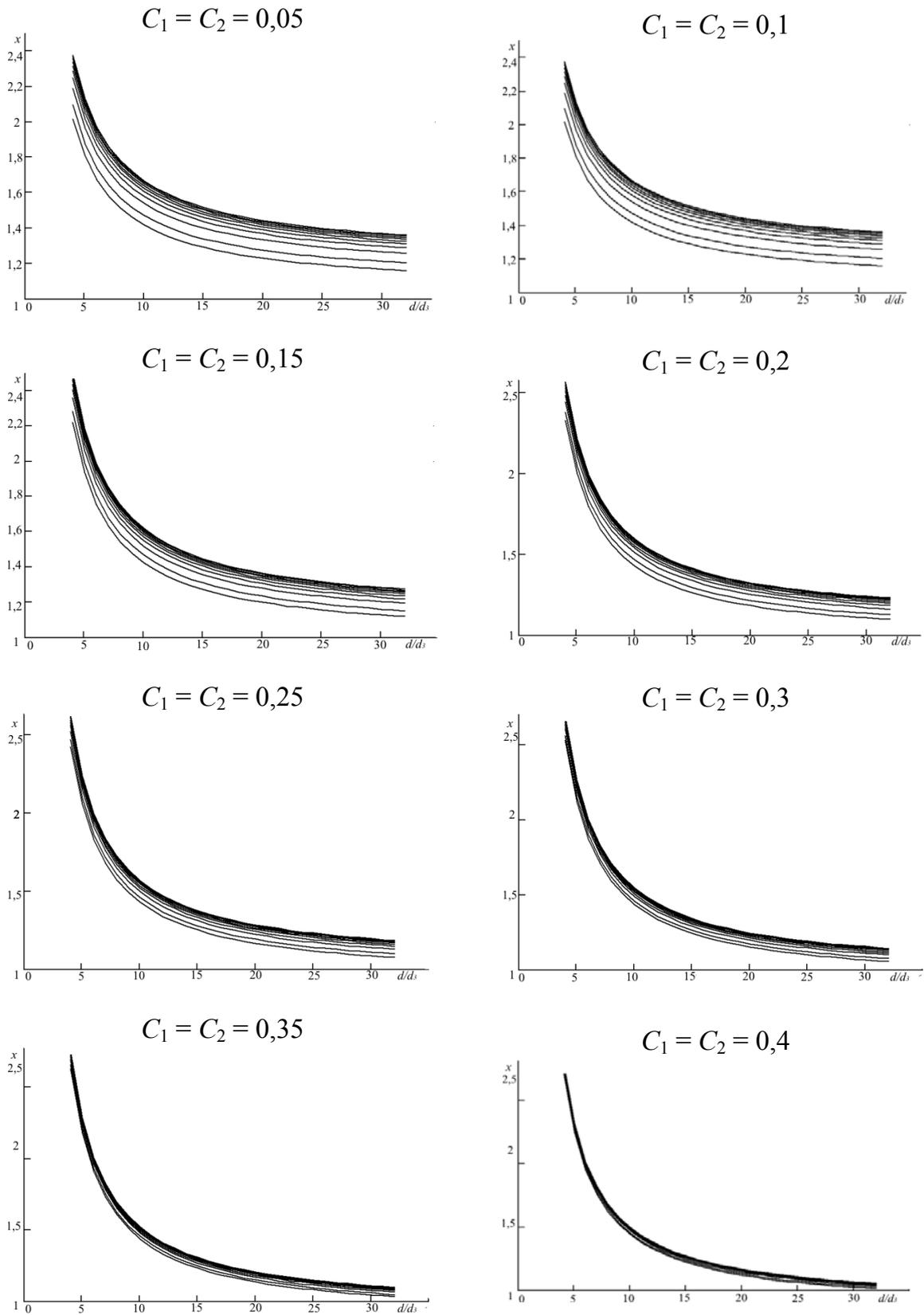


Рис. 4.10. Изменения общего критерия x от отношения d/d_3 при $n = 4$ и различных значениях $C_1 = C_2$ и отношениях C_3/C_4 соответственно снизу вверх: 1/1,15; 1/2; 1/3; 1/4; 1/5; 1/6; 1/7; 1/8

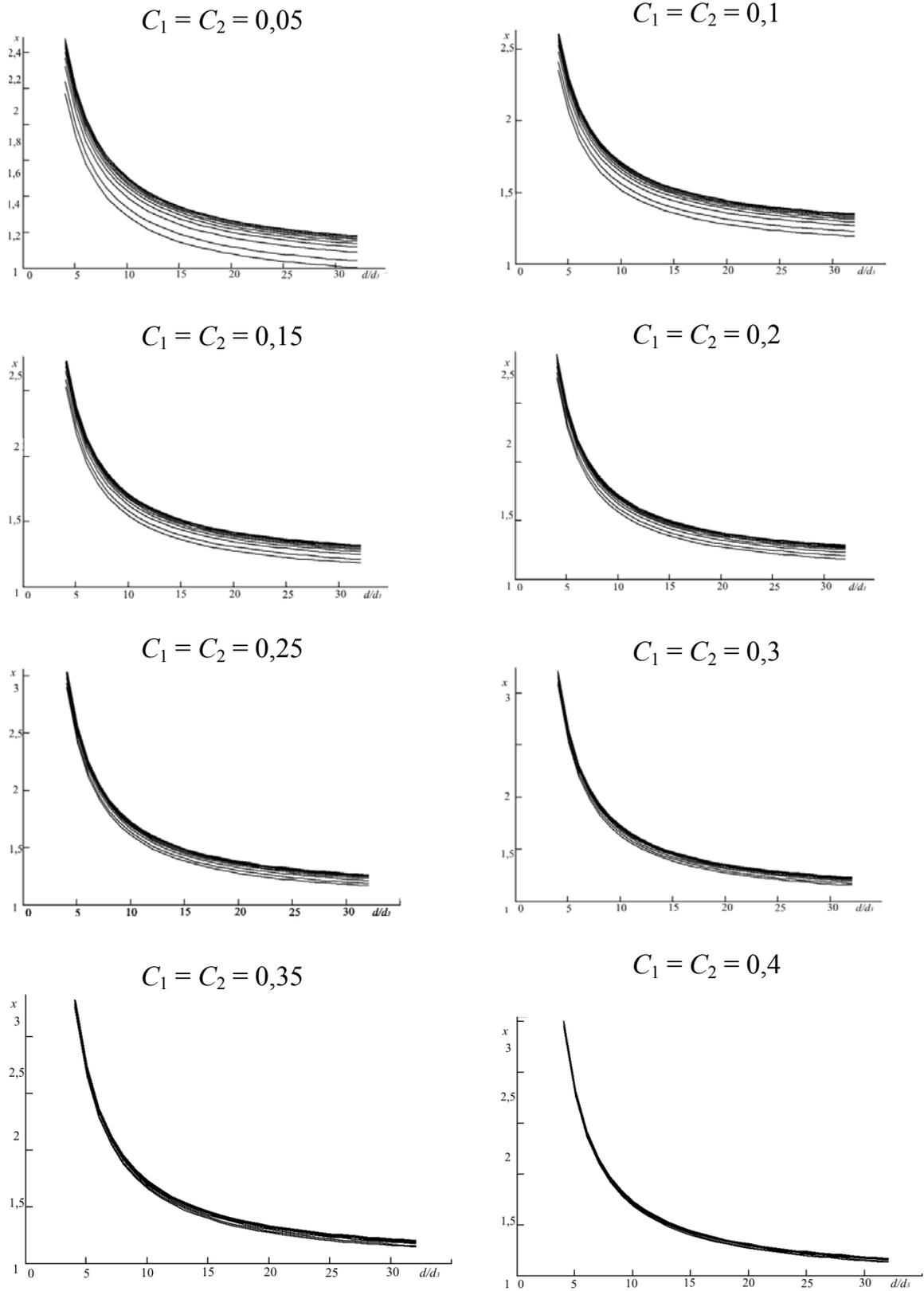


Рис. 4.11. Изменения общего критерия x от отношения d/d_3 при $n = 3$ и различных значениях $C_1 = C_2$ и отношениях C_3/C_4 соответственно снизу вверх: 1/1,15; 1/2; 1/3; 1/4; 1/5; 1/6; 1/7; 1/8

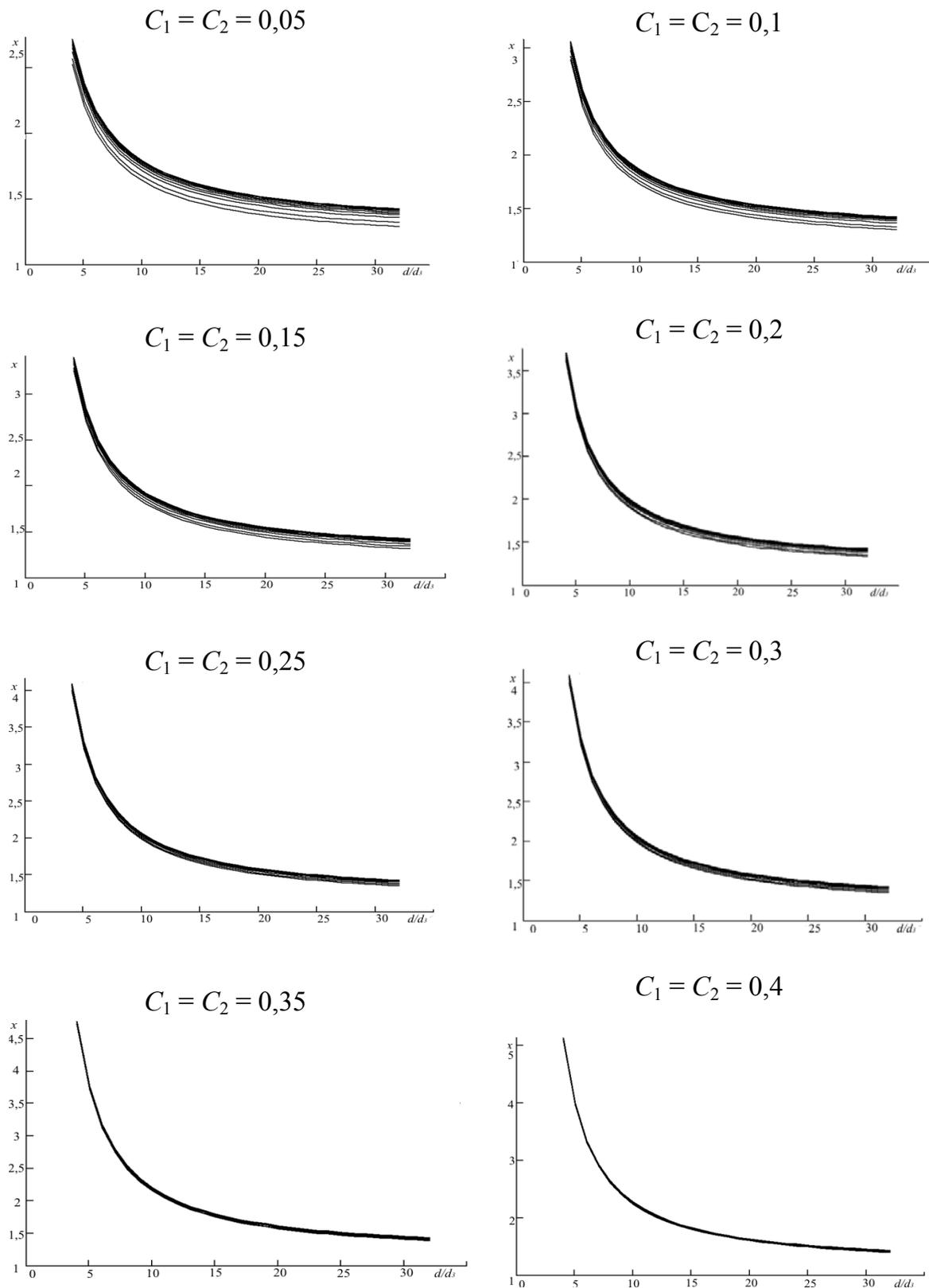


Рис. 4.12. Изменения общего критерия x от отношения d/d_3 при $n = 2$ и различных значениях $C_1 = C_2$ и отношениях C_3/C_4 соответственно снизу вверх: 1/1,5; 1/2; 1/3; 1/4; 1/5; 1/6; 1/7; 1/8

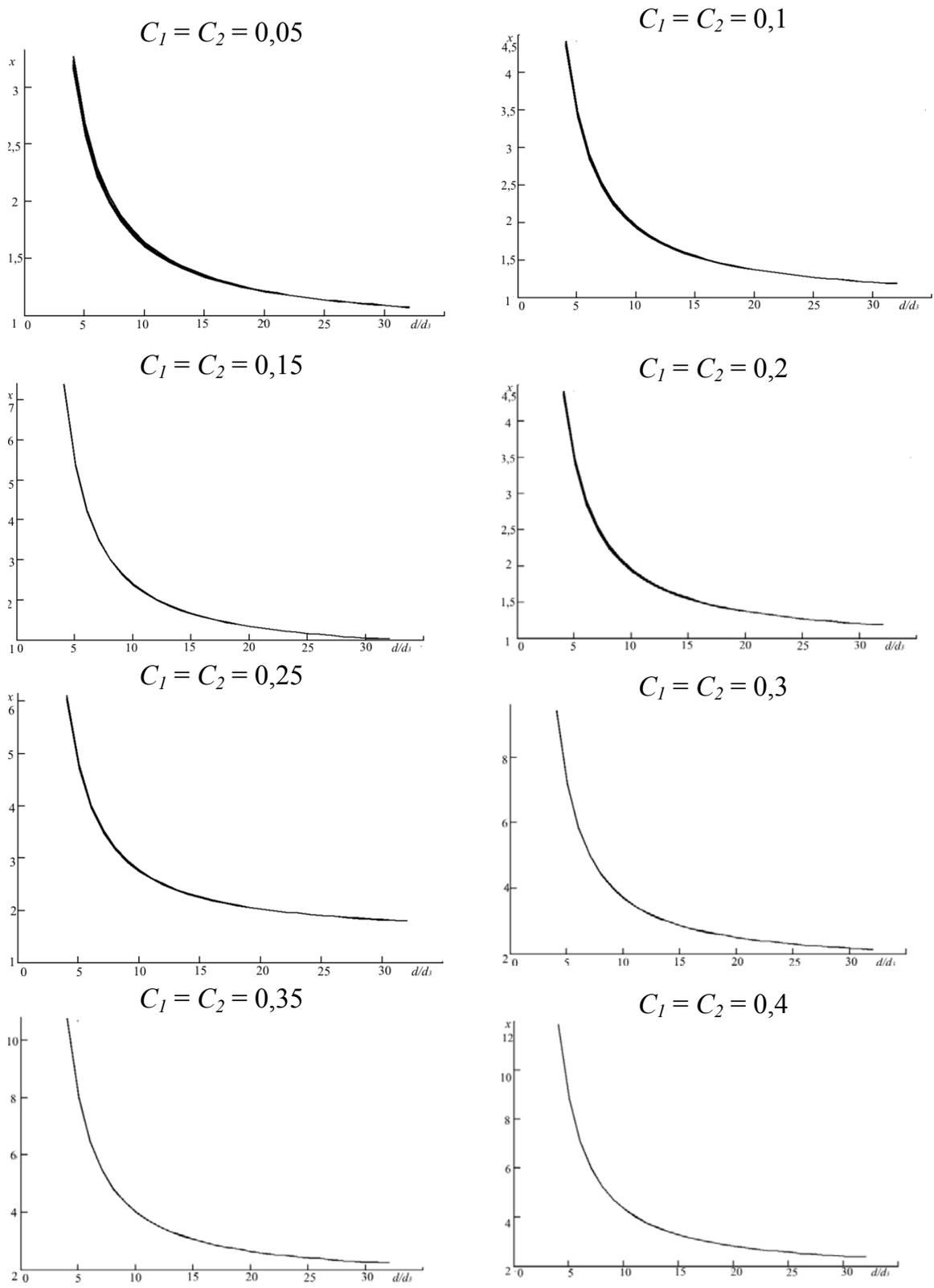


Рис. 4.13. Изменения общего критерия x от отношения d/d_3 при $n = 1$ и различных значениях $C_1 = C_2$ и отношениях C_3/C_4 соответственно снизу вверх: $1/1,15$; $1/2$; $1/3$; $1/4$; $1/5$; $1/6$; $1/7$; $1/8$

Результаты исследований использованы при разработке рабочих чертежей унифицированных функциональных блоков типа БВ.

Таким образом:

1. На основе унифицированных структур СММ разработаны их гидравлические схемы, позволяющие решать многовариантные задачи соединений гидроаппаратов согласно принципиальным гидравлическим схемам ГУ. Показано, что в экономически обоснованных случаях могут быть созданы специальные структуры, в которых неиспользуемые в конфигурации каналы будут отсутствовать. Сформулированы требования к конструкциям СММ и распределительных гидроаппаратов.

2. Показано, что процесс перехода от исходной принципиальной гидросхемы к сборочному чертежу ГУ существенно упрощается, если конструктивную и гидравлическую схемы СММ совместить. На основе совмещенных схем СММ разработаны общие мультиграфы, представляющие собой комбинированные модели элементарных схем, расширенное множество которых многократно превосходит исходное. Так как мультиграфы дают представление и о пространственном расположении элементов ГУ, выбор необходимого фрагмента для конкретной гидравлической схемы является фактически схемой соединений элементов.

3. Получены зависимости геометрических размеров функциональных блоков, позволяющие оптимизировать параметры ГУ – массу, гидравлические потери давления в каналах. Исследовано влияние размеров СММ на оптимальность конструкции ГУ применительно к машинам с различными условиями эксплуатации, что позволило разработать алгоритм проектирования элементной базы гидроблоков управления (СММ, БП, БР, БЗ).

ГЛАВА 5

СТРУКТУРНЫЙ СИНТЕЗ АГРЕГАТНО-МОДУЛЬНЫХ ГИДРОБЛОКОВ УПРАВЛЕНИЯ

На данном этапе работ в соответствии со структурной схемой решения проблемы (рис. 2.1) требуется разработка вопросов оптимального конструирования ГУ. Для решения этой задачи необходимо:

- на основе математических представлений принципиальных гидравлических схем приводов и их элементарных составляющих, а также конструкций элементной базы гидроблоков управлений предложить методику инженерного синтеза ГУ;

- выработать рекомендации создания единого процесса проектирования ГУ, позволяющие решать проблемы на каждом его этапе;

- на основе системного подхода разработать технологию проектирования ГУ, обеспечивающую возможность применения современных средств САПР.

5.1. Разработка математических моделей гидроблоков управления на стадии функционального проектирования

В главе 2 отмечено, что гидропривод любой гидрофицированной машины чаще всего состоит из трех составляющих: насосная установка, гидроблок управления и исполнительные органы. Одной из самых важных частей гидропривода является ГУ, так как от его работы зависит функционирование исполнительных органов и, как следствие, функциональность всего гидропривода.

При этом наибольшей сложностью в процессе создания гидропривода отличается разработка и проектирование ГУ, в связи с чем основную часть данной работы составляет разработка гидроблока управления работой исполнительных органов по заданным ПС и техническим требованиям. Создание структурированного процесса проектирования ГУ позволит свести к минимуму материальные и временные затраты на проектирование, подготовку и постановку на производство гидроприводов различных машин.

Как установлено в главе 4, элементная база ГУ включает: блоки присоединительные (БП), соединительно-монтажные модули (СММ), блоки распределителей (БР) и блоки замыкающие (БЗ).

При сборке ГУ присоединительные блоки крепятся болтами к соединительно-монтажным модулям с четырех боковых сторон, а затем модули и блоки распределителей стягиваются между собой и замыкающими блоками шпильками, образуя единый пакет. Этот пакет может располагаться или на станции, или непосредственно возле исполнительных механизмов. Блоки комбинируют таким образом, чтобы продольные каналы БР и СММ использовались рационально, а компоновка ГУ обеспечивала удобство обслуживания и присоединения к нему исполнительных органов гидрофицированной машины.

Одна и та же принципиальная гидросхема ГУ может быть реализована в «металл» с помощью различных блоков, каждый из которых имеет цену, массогабаритные и расходные характеристики, т. е. перед конструктором стоит задача выбора из множества вариантов ГУ оптимального. Критерием оптимальности служит минимальная стоимость ГУ при выполнении заданных требований, налагаемых конструкцией гидрофицированной машины.

Оптимальность спроектированного ГУ в нашем случае выражена условием (2.20).

Целью инженерного синтеза является поиск структурного решения ГУ, удовлетворяющего условию (2.20). При этом структура должна отражать расположение элементов в пространстве и их гидравлические соединения между собой, что позволит установить детерминированную логическую связь: ПС → сборочный чертеж ГУ.

То есть для каждой новой ПС требуется разработка своей модели ГУ. Фактически речь идет здесь о множестве математических моделей, которые названы в дальнейшем – обобщенные модели.

Конструкция конкретного ГУ является результатом реализации принципиальной гидросхемы привода в ее материализованное представление – «гидроблок в металле». Здесь ПС является постановочной задачей, а «гидроблок в металле» – ее решением, поиск которого затруднен, так как устройство элементов агрегатно-модульного монтажа допускает многовариантное исполнение конструкций ГУ.

Построение конструкции ГУ с использованием блоков следует начинать с составления его структурной схемы (СТС) на основе структур элементов, полученных в главах 3, 4.

Последовательность этапов синтеза структурных схем ГУ рассмотрим на примере станции гидропривода круглошлифовального полуавтомата модели ЗУ12УА, принципиальная схема которой приведена на рис. 5.1. На первом этапе работы необходимо проанализировать ПС и выделить элементарные схемы. С целью повышения удобства работ при проведении этапа анализа принципиальной гидросхемы она должна быть преобразована в граф (рис. 5.2).

Вершины графа обозначают гидроаппараты, источники давления, фильтры и гидробак. Вершины также обозначают выходы ГУ, кроме выходов *A* и *B* гидрораспределителей. Ребрами, соединяющими вершины графа, обозначают линии связи между перечисленными гидравлическими элементами и выводами. Стрелки на ребрах графа указывают направления потока рабочей жидкости. Вершины маркируются буквенно-позиционными обозначениями элементов. Корневыми на графе принимаем вершины, соединенные ребрами с двумя и более вершинами, моделирующими гидроаппараты и выходы блока за исключением переключателя манометра. Чаще всего за корневые вершины принимаются источники питания, фильтры на линии нагнетания и слива, гидробаки. На рассматриваемом графе корневыми являются вершины 1–5.

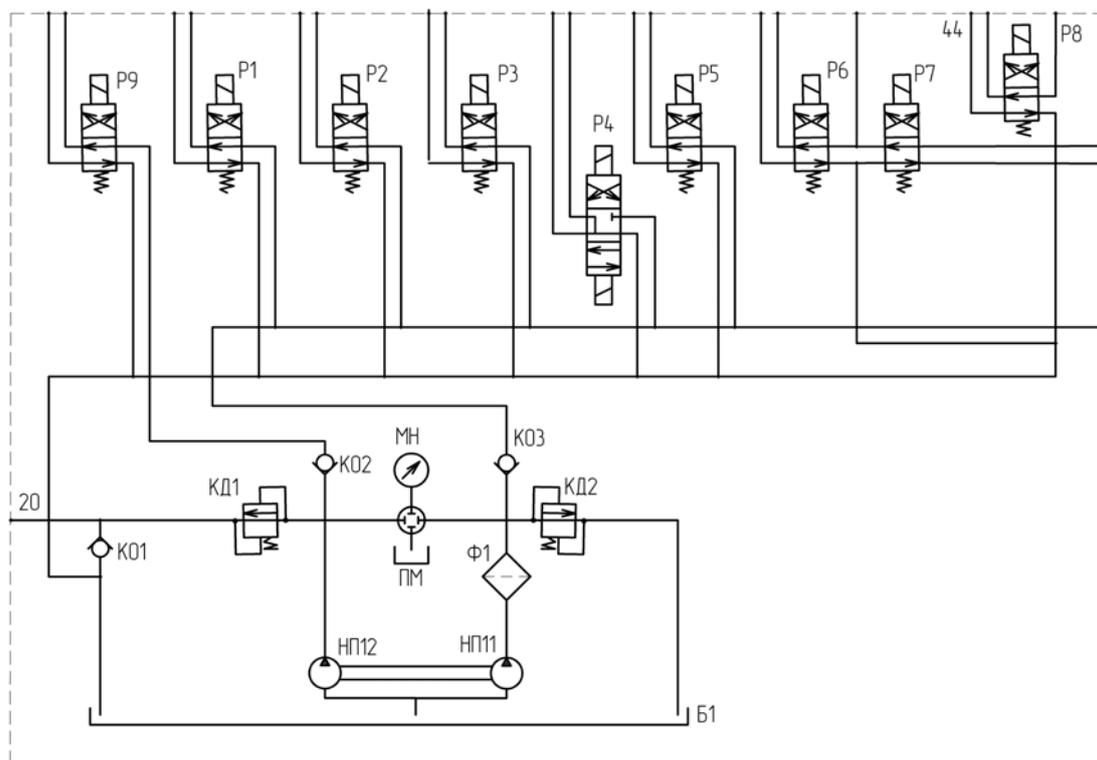


Рис. 5.1. Схема гидравлическая принципиальная станции гидропривода круглошлифовального полуавтомата модели ЗУ12УА

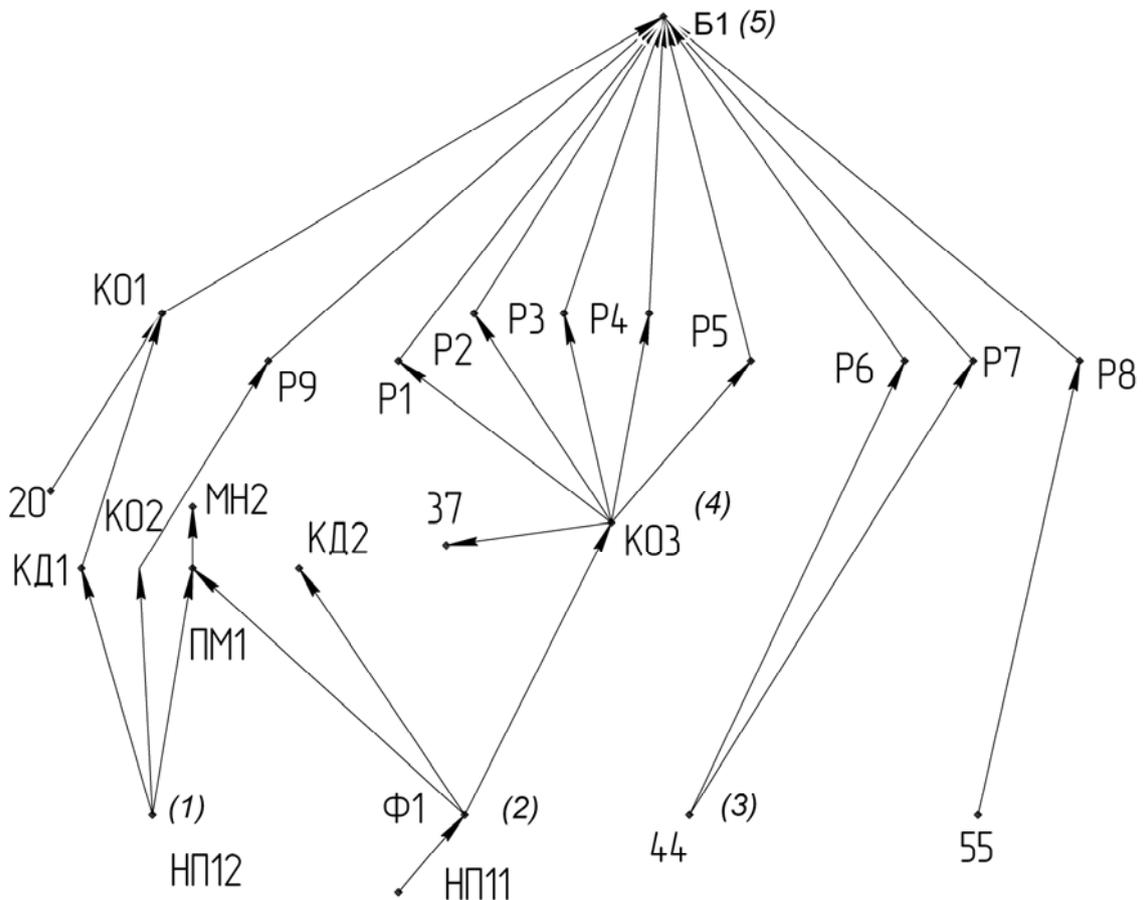


Рис. 5.2. Граф схемы

Кроме перечисленных элементов на графе выделяются узлы реверса, которыми моделируются гидрораспределители, не имеющие смежных вершин – гидроаппаратов, за исключением гидроаппаратов в модульном исполнении, а также корневых вершин (на рис. 5.1 – это P1–P8).

Представленный граф является наглядной моделью гидропривода, позволяющей выделить элементы, с помощью которых можно осуществить формализованный переход от принципиальной схемы к СТС.

После построения графа проводится синтез элементных структурных схем (ЭСС). Под ЭСС в дальнейшем будем понимать схему пути на графе между i -ми корневыми вершинами. Для узлов реверса одним путем считается также парный путь, т. е. два пути между корневыми вершинами, каждый из которых проходит через один (свой) узел реверса.

Если несколько различных путей имеют общие вершины, то они считаются как один путь.

На рис. 5.2 можно выделить девять путей: 1) 1, КД1, КО1, 20, 5; 2) 1, КО2, Р9, 5; 3) НП1.1, 2, КД2, 5; 4) НП1.1, 2, 4, 37; 5) 4, Р1 и Р2, 5; 6) 4, Р3 и Р4, 5; 7) 4, Р5, 5; 8) 3, Р6 и Р7, 5; 9) 55, Р8, 5.

ЭСС узлов реверса, а также замыкающих блоков имеют свое типовое решение в виде специальных структур, в связи с чем пути 5–9 будем считать реализованными.

Путь, идущий через переключатель манометра, к рассмотрению не принимается, так как выражаемая им элементная структурная схема также имеет свое типовое решение в виде замыкающего блока переключателя манометра [19]. Следует отметить также, что некоторые общие подходы создания СТС разработаны [1, с. 87–95] и успешно апробированы [10], [18]. Однако предложенная в указанном источнике методика ориентирована на применение унифицированных СММ, имеющих ограниченную область использования и основана на эвристическом подходе построения СТС, что усложняет процесс оптимизации и снижает эффективность разработок ГУ.

5.2. Оптимизация структурных решений гидроблоков управления на основе морфологического анализа

Вместе с тем основным принципом проектирования процедура поиска технических решений определена как установление бинарных отношений между множеством признаков и технических решений. Объект проектирования в ходе выполнения процедуры должен получить вначале функциональное, а затем структурное описание [69, с. 125]. В нашем случае при проектировании ГУ на основе ЭСС функциональное описание будет содержать бинарная матрица ПС, элементами которой являются логические значения параметров установленных связей y_n (ребер) для каждого гидроаппарата (вершины) w_i .

$$M = \begin{matrix} w_1 \\ w_2 \\ w_3 \\ w_4 \end{matrix} \begin{bmatrix} \bullet & \bullet \\ \bullet & \bullet \\ \bullet & \bullet \\ \bullet & \bullet \end{bmatrix} \begin{matrix} y_{11} & y_{12} & y_{13} & y_{14} & y_{21} & y_{22} & y_{23} & y_{24} & \bullet & \bullet & \bullet & y_{41} & y_{42} & y_{43} & y_{44} \end{matrix} \quad (5.1)$$

Для получения законченной структуры ГУ воспользуемся способом наращивания. В качестве исходной примем структуру блока замыкающего подвода и разместим ее в основании СТС. Учитывая

условие (2.20), вертикально вверх последовательно добавим структуры БР, реализующие пути 5–9. Преобразование путей 1–4 предлагается строить при помощи универсальных структур, полученных в главе 4. Бинарная матрица универсальной структуры запишется в следующем виде:

$$M = \begin{matrix} w_1^y \\ w_2^y \\ w_3^y \\ w_4^y \end{matrix} \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ y_{11} & y_{12} & y_{13} & y_{14} & y_{21} & y_{22} & y_{23} & y_{24} & \cdots & y_{41} & y_{42} & y_{43} & y_{44} & \end{bmatrix}, \quad (5.2)$$

где символ «1» обозначает наличие ребер y_n между вершинами графов – гидроаппаратов и коммуникационными каналами граней w^y структуры СММ.

Совместное рассмотрение матриц (5.1) и (5.2) позволяет создать морфологическую таблицу вариантов технических решений (табл. 5.1).

При этом

$$x_k = \bigcap_{l=1}^n y_{yl}; \quad k = \overline{1, m}; \quad i = \overline{1, 4}; \quad j = \overline{1, 4}; \quad (5.3)$$

$$x_k \in x; \quad y_{ij} \in y_i,$$

где x_k – элемент множества технических решений; x – полное множество технических решений; y_{ij} – связи (ребра), с учетом ограничений запрещенных комбинаций; y – множество связей (ребер). Кроме того, количество вариантов по выражению (5.3) ограничивается условиями пространственной компоновки гидроаппаратов.

Варианты технических решений могут быть получены способом выделения, постепенно удаляя лишние элементы из избыточной универсальной структуры. При этом алгоритмом является принципиальная гидросхема, устанавливающая порядок соединения гидроаппаратов [15]. Синтез структурной схемы ГУ проводится в два этапа. На первом этапе отдельные ЭСС соединяются между собой с учетом требований по расположению выводов и других ограничений. На втором этапе производится минимизация количества используемых в схеме СММ путем «насыщения» их свободных плоскостей. В результате несколько ЭСС могут быть построены на одном мультиграфе.

Таблица 5.1

Морфологическая таблица вариантов технических решений

Принципиальная гидросхема (ЭСС)												Универсальная структура												Общая функция		
w_1				w_2				...	w_4				w_1^y				w_2^y				...	w_4^y				
y_{11}	y_{12}	y_{13}	y_{14}	y_{21}	y_{22}	y_{23}	y_{24}	...	y_{41}	y_{42}	y_{43}	y_{44}	y_{11}	y_{12}	y_{13}	y_{14}	y_{21}	y_{22}	y_{23}	y_{24}	...	y_{41}	y_{42}		y_{43}	y_{44}
.	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	x_1
.	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	x_2
.
.	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	.
.	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	x_m

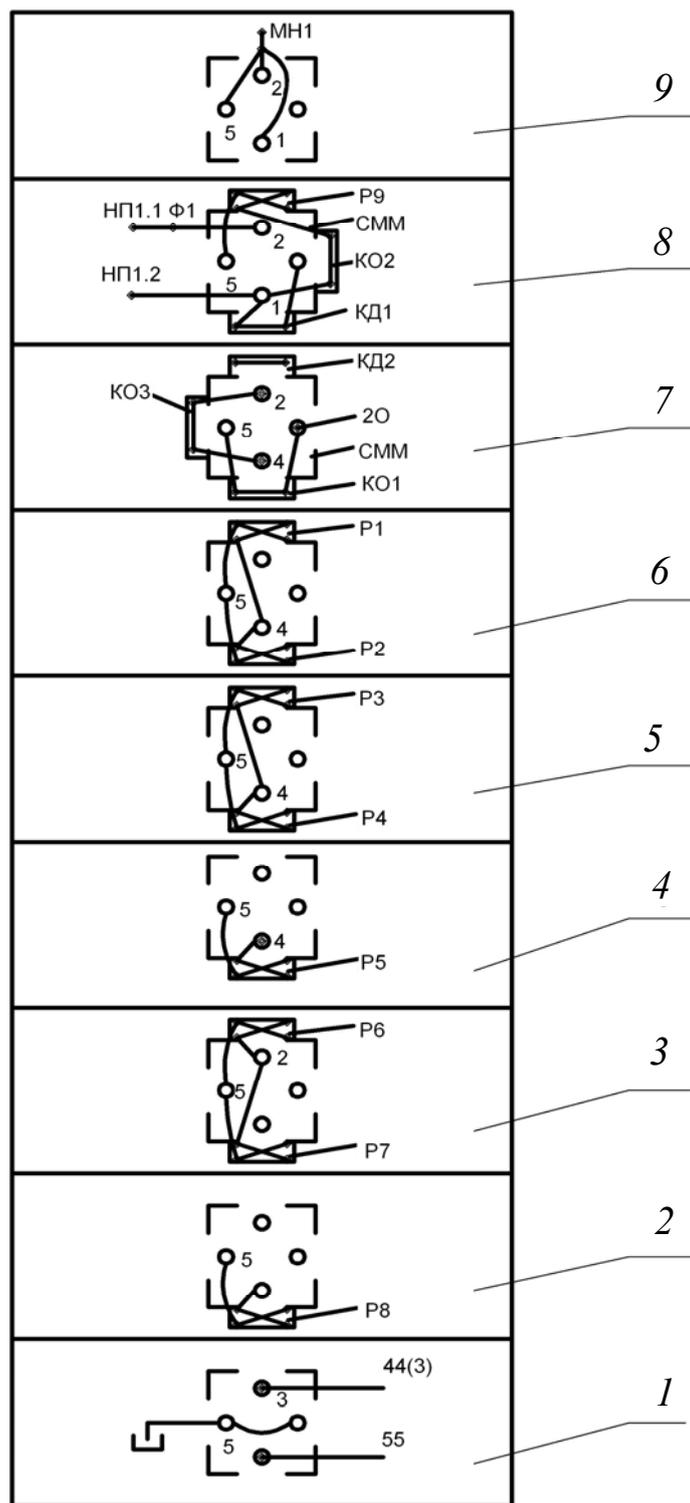


Рис. 5.3. Структурная схема гидроблока управления круглошлифовального станка:
 1, 9 – ЭСС замыкающих блоков; 2–6 – ЭСС узлов реверса;
 7, 8 – ЭСС соединительно-монтажных моделей с установленными на них гидроаппаратами

При этом как первый этап, так и второй включают работу по определению стоимости множества схем и постановке их в соответствие условию (2.20), а также принимается решение об использовании унифицированных структур СММ.

Этап минимизации, как правило, приводит к некоторым изменениям структурной схемы ГУ. Синтезированные таким способом структуры путей 1–4 расположим в верхних этажах СТС. Замыкающим звеном будет структура переключателя манометра, расположенная на самом верху СТС. На рис. 5.3 показана структурная схема ГУ рассматриваемого станка. Данная схема дает полное представление о пространственном расположении функциональных гидроблоков, а также о соединении всех гидроаппаратов между собой и входами-выходами.

Полученная в результате проведенных преобразований СТС является обобщенной моделью ГУ, в которой учтены требования к его конструкции. Разработка сборочного чертежа ГУ с использованием СТС существенно упрощается, при этом гидроблок по параметрам оптимизирован.

Последним этапом предлагаемой методики разработки гидроблока является построение чертежа гидравлической схемы соединения [19].

5.3. Построение рациональных конструктивных схем гидроблоков управления на основе элементарных гидравлических схем

Преобразование присоединительных размеров гидроаппаратов и приведение их к стандартному виду позволяет обеспечить возможность синтеза ГУ различных гидрофицированных машин с минимальным числом оригинальных конструкций. Для этих целей, согласно полученным результатам (глава 3), в двухходовых гидроаппаратах необходимо выполнить дополнительно по одному отверстию входа и выхода таким образом, чтобы по их расположению был образован прямоугольник, в смежных вершинах которого находились бы два отверстия входа, а в двух других – выхода. С аналогичным расположением выходных отверстий должны быть выполнены и четырехходовые гидроаппараты. Преобразованные таким образом гидроаппараты получили название блоки присоединительные [24], [29].

Совмещением конструктивной и гидравлической схем СММ (глава 4) получены его трехмерные изображения, что позволяет уже по схеме установить пространственное расположение ГУ. Гидравлические схемы СММ в совмещенном виде получили название схемы соединений (монтажные схемы) [29].

Внутреннее поле контура схемы соединений можно соотнести с плоскостями СММ, обеспечивающими модульное соединение их между собой. Отверстия соотносятся со сквозными магистральными каналами СММ. Взаимоперпендикулярные линии, образующие контур схемы соединений, соотносятся с присоединительными плоскостями, на которые устанавливается БП. Соответственно гидравлические связи внутреннего поля контура будут коммуникационными каналами СММ.

Очевидно, что гидравлические схемы БП (рис. 5.4, 5.5) также должны включать элементы трехмерного изображения, так как они предназначены для установки на вертикальные присоединительные плоскости СММ.

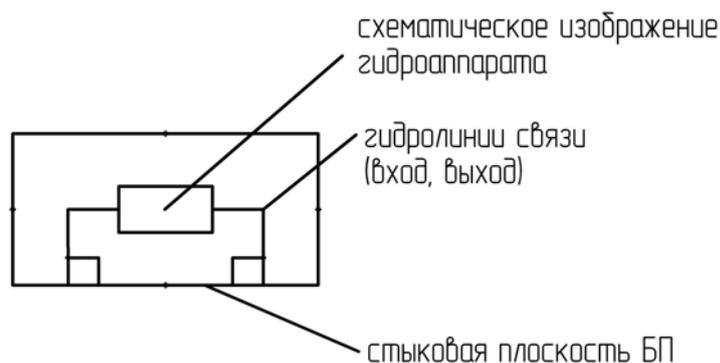


Рис. 5.4. Гидравлическая схема двухходового присоединительного блока

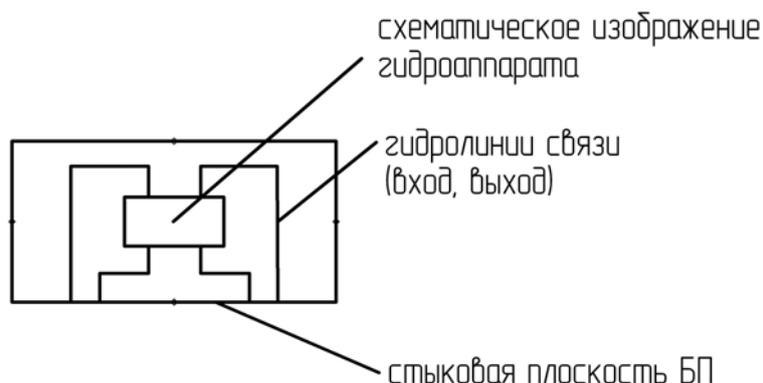


Рис. 5.5. Гидравлическая схема четырехходового присоединительного блока

Если соотнести нижнюю линию контура схемы БП с его стыковой плоскостью, то гидрролинии связи (вход, выход) будут выглядеть по расположению, как показано на рис. 5.4, 5.5. То есть расстояние между гидравлическими линиями на стыковой плоскости БП полностью совпадает с расстоянием линий связи 1–16 СММ.

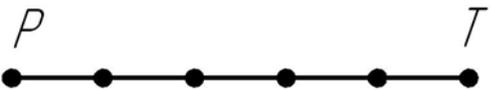
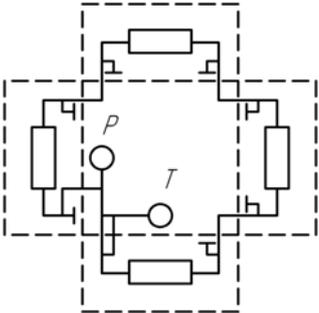
Анализ и классификация ПС различного гидрофицированного оборудования позволил установить, что гидравлические схемы приводов машин, независимо от их назначения, состоят в общем случае из элементарных схем. Формализация элементарных схем в виде графов постановочных задач позволила существенно упростить работу по их анализу.

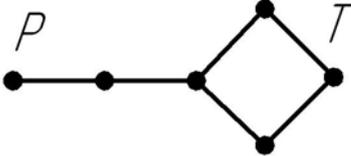
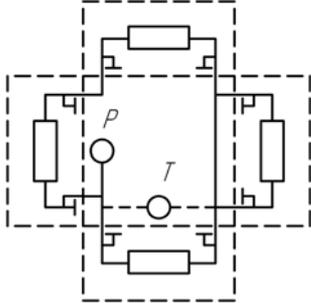
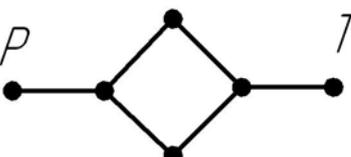
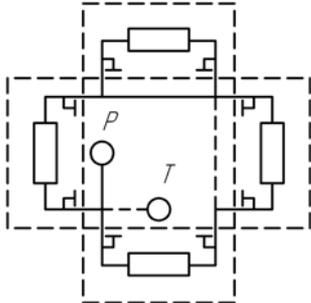
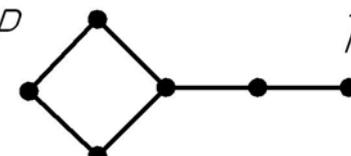
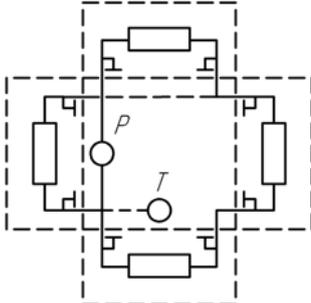
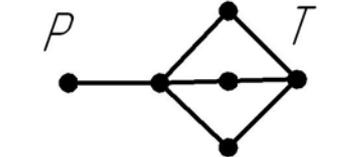
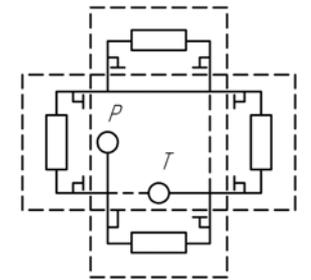
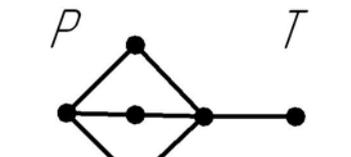
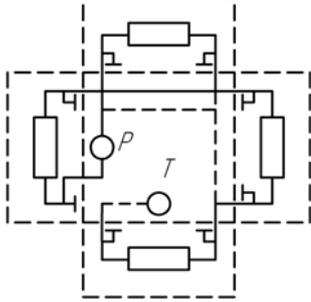
В то же время построение схемы соединений на заключительном этапе анализа элементарных схем позволяет упростить разработку сборочных чертежей ГУ. Для этого используются схемы соединений СММ и БП, входящих в элементарную схему. В табл. 5.2, 5.3 приведены схемы соединений элементарных схем «подготовки и предохранения» и «сложных движений», которые могут быть использованы конструкторами при разработке различных ГУ. Так как схема соединений СММ имеет заведомо избыточное количество связей (коммуникационных каналов) для приведения в соответствие схемы соединений с исходной принципиальной схемой «лишние» связи должны быть удалены.

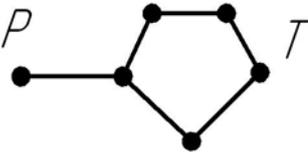
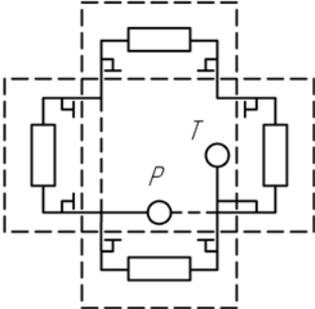
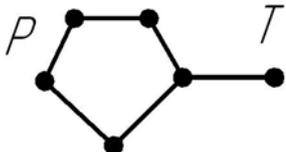
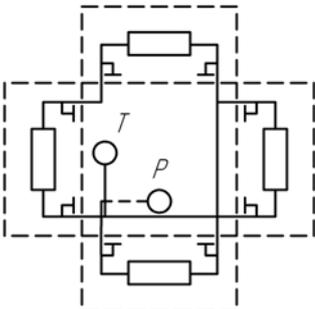
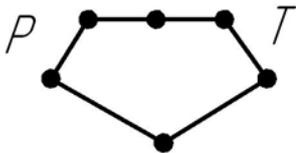
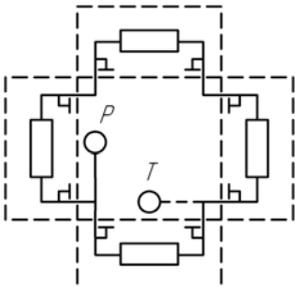
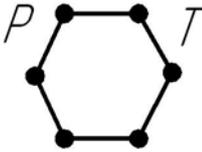
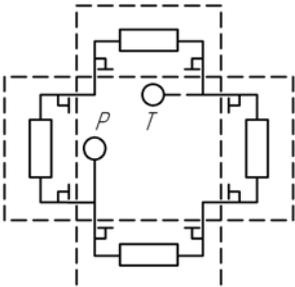
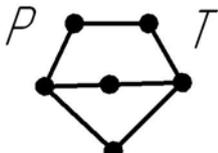
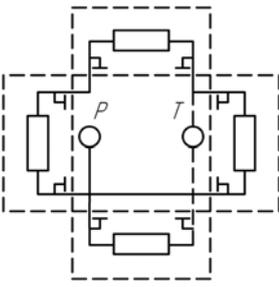
В унифицированных конструкциях СММ такая возможность предусмотрена. На выходах коммуникационных каналов выполнена резьба, позволяющая установить пробку-заглушку, тем самым отсекая «лишний» канал.

Таблица 5.2

Схемы соединений элементарной схемы подготовки и предохранения

Графы схем	Схемы соединений
<p>1</p> 	

Графы схем	Схемы соединений
<p>2</p> 	
<p>3</p> 	
<p>4</p> 	
<p>5</p> 	
<p>6</p> 	

Графы схем	Схемы соединений
<p>7</p> 	
<p>8</p> 	
<p>9</p> 	
<p>10</p> 	
<p>11</p> 	

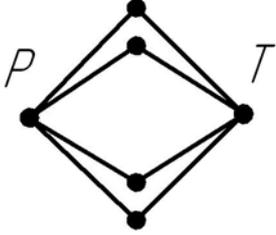
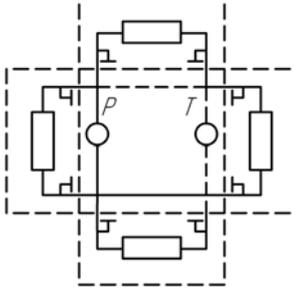
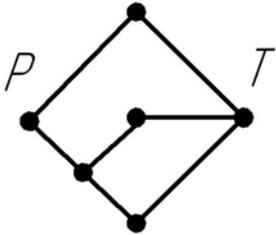
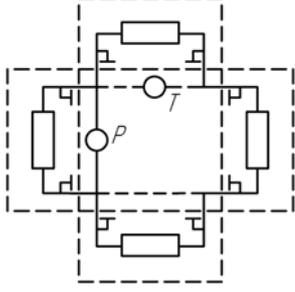
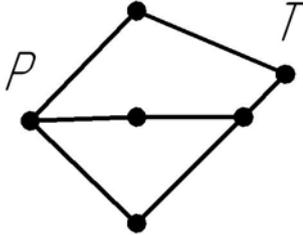
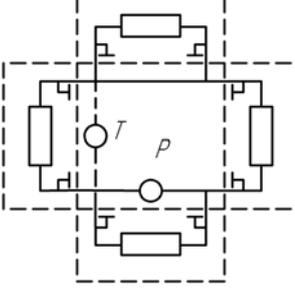
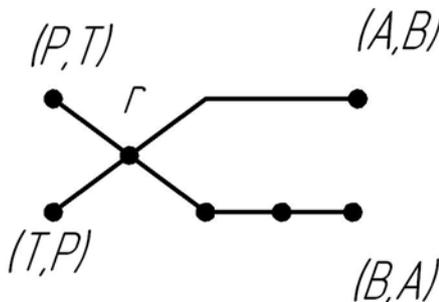
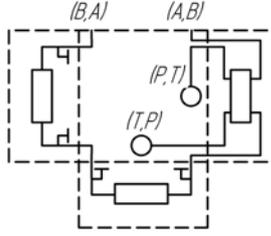
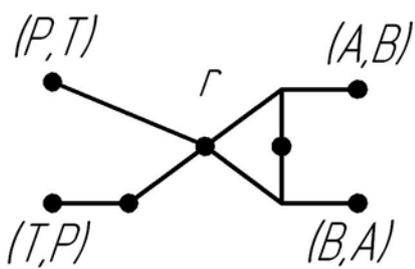
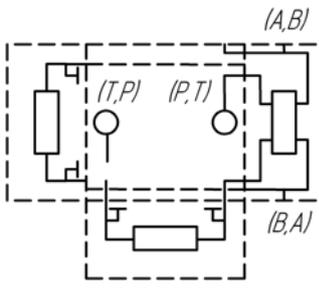
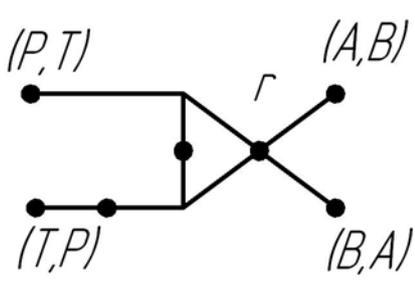
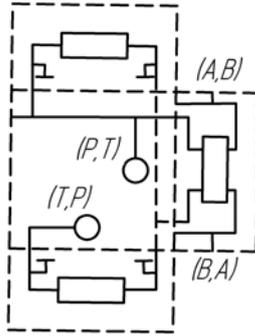
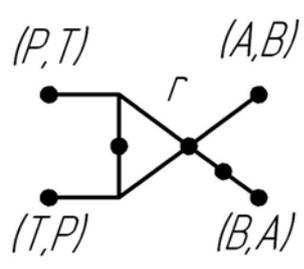
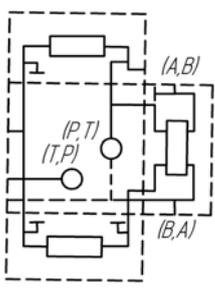
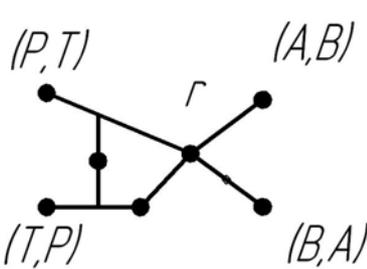
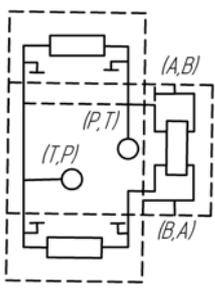
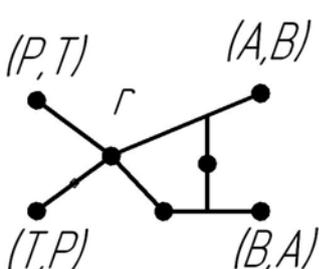
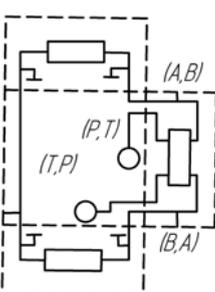
Графы схем	Схемы соединений
<p>12</p> 	
<p>13</p> 	
<p>14</p> 	

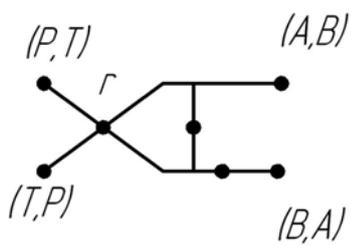
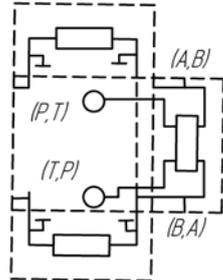
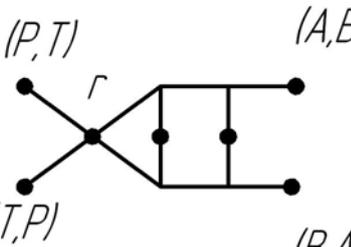
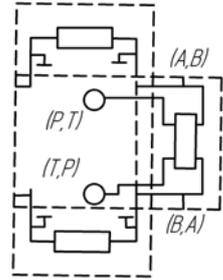
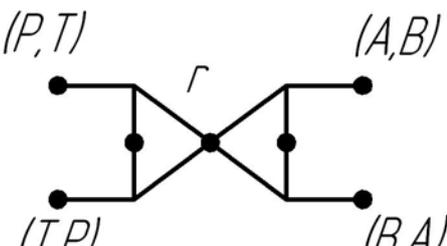
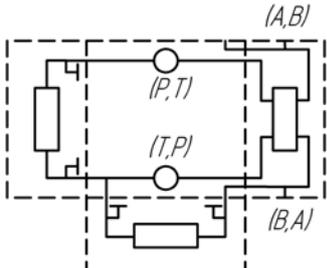
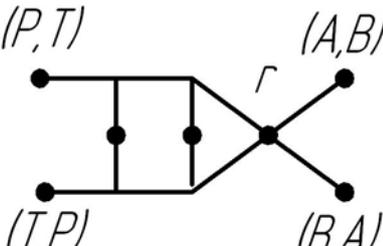
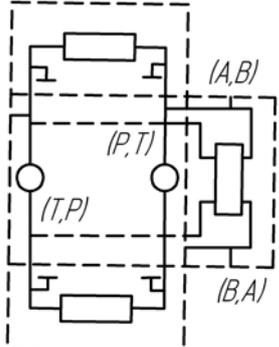
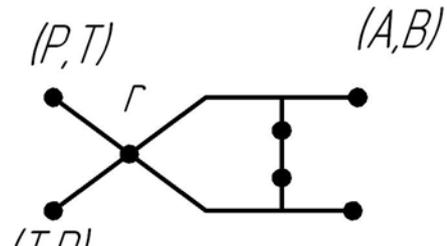
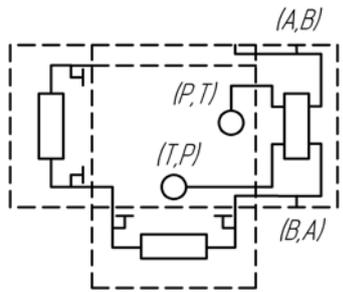
Таблица 5.3

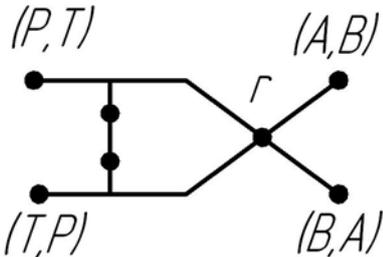
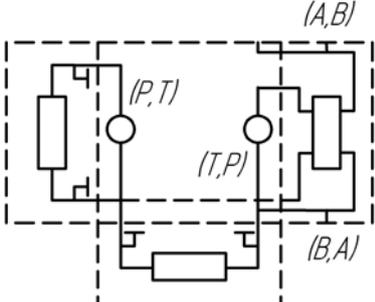
Схемы соединений элементарной схемы сложных движений

Графы схем	Схемы соединений
<p>1</p> 	

Графы схем	Схемы соединений
<p>2</p>	
<p>3</p>	
<p>4</p>	
<p>5</p>	
<p>6</p>	

Графы схем	Схемы соединений
<p>7</p>  <p>A graph with a central node labeled Γ. On the left, two nodes are labeled (P,T) (top) and (T,P) (bottom). On the right, two nodes are labeled (A,B) (top) and (B,A) (bottom). Edges connect Γ to (P,T), Γ to (T,P), Γ to (A,B), and Γ to (B,A). There is also a vertical edge between (P,T) and (T,P), and another vertical edge between (A,B) and (B,A).</p>	 <p>A circuit diagram enclosed in a dashed box. It features two input terminals on the left labeled (P,T) and (T,P), and two output terminals on the right labeled (A,B) and (B,A). The circuit contains several resistors and two switches, arranged to implement the graph structure.</p>
<p>8</p>  <p>A graph with a central node labeled Γ. On the left, two nodes are labeled (P,T) (top) and (T,P) (bottom). On the right, two nodes are labeled (A,B) (top) and (B,A) (bottom). Edges connect Γ to (P,T), Γ to (T,P), Γ to (A,B), and Γ to (B,A). There is also a vertical edge between (P,T) and (T,P), and another vertical edge between (A,B) and (B,A).</p>	 <p>A circuit diagram enclosed in a dashed box. It features two input terminals on the left labeled (P,T) and (T,P), and two output terminals on the right labeled (A,B) and (B,A). The circuit contains several resistors and two switches, arranged to implement the graph structure.</p>
<p>9</p>  <p>A graph with a central node labeled Γ. On the left, two nodes are labeled (P,T) (top) and (T,P) (bottom). On the right, two nodes are labeled (A,B) (top) and (B,A) (bottom). Edges connect Γ to (P,T), Γ to (T,P), Γ to (A,B), and Γ to (B,A). There is also a vertical edge between (P,T) and (T,P), and another vertical edge between (A,B) and (B,A).</p>	 <p>A circuit diagram enclosed in a dashed box. It features two input terminals on the left labeled (P,T) and (T,P), and two output terminals on the right labeled (A,B) and (B,A). The circuit contains several resistors and two switches, arranged to implement the graph structure.</p>
<p>10</p>  <p>A graph with a central node labeled Γ. On the left, two nodes are labeled (P,T) (top) and (T,P) (bottom). On the right, two nodes are labeled (A,B) (top) and (B,A) (bottom). Edges connect Γ to (P,T), Γ to (T,P), Γ to (A,B), and Γ to (B,A). There is also a vertical edge between (P,T) and (T,P), and another vertical edge between (A,B) and (B,A).</p>	 <p>A circuit diagram enclosed in a dashed box. It features two input terminals on the left labeled (P,T) and (T,P), and two output terminals on the right labeled (A,B) and (B,A). The circuit contains several resistors and two switches, arranged to implement the graph structure.</p>
<p>11</p>  <p>A graph with a central node labeled Γ. On the left, two nodes are labeled (P,T) (top) and (T,P) (bottom). On the right, two nodes are labeled (A,B) (top) and (B,A) (bottom). Edges connect Γ to (P,T), Γ to (T,P), Γ to (A,B), and Γ to (B,A). There is also a vertical edge between (P,T) and (T,P), and another vertical edge between (A,B) and (B,A).</p>	 <p>A circuit diagram enclosed in a dashed box. It features two input terminals on the left labeled (P,T) and (T,P), and two output terminals on the right labeled (A,B) and (B,A). The circuit contains several resistors and two switches, arranged to implement the graph structure.</p>

Графы схем	Схемы соединений
<p>12</p> 	
<p>13</p> 	
<p>14</p> 	
<p>15</p> 	
<p>16</p> 	

Графы схем	Схемы соединений
17 	

Использование методического приема по преобразованию ПС в схему соединений уже на этом этапе позволяет получить практически полное представление о конструктивном устройстве ГУ [29]. Преимущество такого подхода в процессе разработки сборочных чертежей ГУ очевидно – в значительной степени сокращаются сроки проектирования гидроприводов машин и повышается качество проектов. Во многих случаях наличие схемы соединений является достаточным для обеспечения процесса изготовления ГУ и разрабатывать сборочный чертеж не требуется.

5.4. Разработка структурных схем гидроблоков управления методами автоматизированного проектирования

Современное высокопроизводительное оборудование требует применения гидравлических и пневматических систем управления, которые широко используются в различных отраслях промышленности и помогают достигнуть высокой степени автоматизации производства. При этом в настоящее время происходит частая смена оборудования, обусловленная потребностью постоянного его обновления и совершенствования. Поэтому задача ускорения процесса проектирования новых гидро- и пневмосистем или модернизации уже имеющихся на сегодняшний день весьма актуальна.

Наиболее полно современным требованиям развития машиностроения соответствует агрегатно-модульная система построения гидроблоков управления на основе унифицированных узлов, обеспечивающая реализацию различных видов машин и оборудования на основе унифицированных узлов. Однако, несмотря на перспективность данного вида построения гидроблоков управления, промыш-

ленные предприятия уделяют ему меньше внимания по сравнению с другими способами построения гидросистем.

В настоящее время при разработке гидросистем в целом и гидроблоков управления в частности разработчик во многом руководствуется собственным опытом, знаниями и интуицией. При этом затрачивается большое количество времени на разработку и оформление технической документации для запуска изделия в производство.

Целью работы на данном этапе является анализ и структурирование процесса проектирования гидроблоков управления на основе унифицированных функциональных блоков на стадии разработки схемы соединений ГУ и автоматизация разработанного процесса с помощью системы автоматизированного проектирования AutoCAD и встроенного в него языка программирования Auto LISP. Данная система автоматизированного проектирования широко распространена и используется на промышленных предприятиях различных отраслей. В условиях постоянно возрастающих объемов и сложности конструкторских работ по созданию новых машин и оборудования, а также необходимостью постоянного сокращения сроков их создания и внедрения такое решение поставленной задачи позволит сократить до минимума время проектирования и получения изображения схемы соединений ГУ.

Проектирование ГУ выполняют в рамках разработки целого гидропривода или отдельно для управления какими-либо рабочими органами. Наиболее распространенной является следующая схема разработки гидропривода:

1. По исходным данным (по циклограмме работы привода, или другим параметрам) разрабатывается принципиальная гидравлическая схема.

2. Производится расчет рабочих параметров привода: расход рабочей жидкости, рабочее давление, мощность, коэффициент полезного действия.

3. По рассчитанным параметрам производится выбор гидроаппаратов, приведенных на принципиальной гидросхеме.

4. Разрабатываются комплекты технической документации (рабочие и сборочные чертежи, спецификации, технологические процессы, и другие документы) для изготовления гидропривода.

Такая последовательность действий при проектировании гидроприводов является базовой и применяется на большинстве предприятий [8], [17].

При этом в последнее время разработаны и успешно используются различные методики проектирования отдельных компонентов гидравлических систем с целью повышения эффективности посредством сокращения сроков выполнения работ. Большинство этих методик реализовано с применением ЭВМ и систем автоматизированного проектирования (САПР). Это обусловлено, во-первых, широким распространением средств вычислительной техники не только в промышленном производстве, но и во всех сферах человеческой деятельности; во-вторых, тем, что в настоящее время функционирование предприятия вне информационных технологий неизбежно подразумевает огромные материальные вложения в создание продукции. ЭВМ при разработке и производстве продукции машиностроительных предприятий выполняет огромную часть рутинных операций, возложенных ранее на человека, в миллионы раз быстрее.

Одним из таких примеров является система автоматизированного проектирования Hydraulics, которая служит для проектирования гидравлических и пневматических схем в среде AutoCAD в соответствии с ГОСТ 2704–76. Система имеет следующие основные возможности:

- разработка принципиальных гидравлических и пневматических схем в AutoCAD R14;
- оформление схемы в соответствии с ЕСКД средствами модуля Mechanics, поставляемого в составе системы;
- поддержка библиотеки условных графических обозначений элементов гидро- и пневмосхем;
- поддержка базы данных по гидро- и пневмоаппаратуре;
- получение перечня элементов схемы и его оформление в AutoCAD или Microsoft Word [17].

Работа с Hydraulics начинается с создания нового проекта в программе управления проектами. После этого осуществляется преобразование принципиальной схемы в табличный вид, в который попадают буквенно-позиционные обозначения всех блоков элементов, использованных при построении схемы. В редакторе перечня осуществляется выбор гидравлической и пневматической аппаратуры. Подготовка перечня элементов принципиальной схемы является последним этапом работы Hydraulics. В среде генератора перечня происходит настройка выводимого отчета и преобразование его в формат, выбор которого зависит от того, где он должен быть расположен. Возможна вставка текста перечня в рисунок AutoCAD в виде

стандартной таблицы, вывод в обычном текстовом формате и построение документа MS Word с использованием шаблона, содержащего стандартную форму перечня элементов [12], [17].

В ряде случаев на предприятиях в целях сокращения материальных и временных затрат осуществляют модельное сопровождение разработки и производства изделий. В данном случае в основном моделирование производится для отдельных уже разработанных элементов гидропривода, а также для гидропривода в целом на стадии модельных испытаний.

Так, ОАО «СКБ ПА» и ОАО «КЭМЗ» с 1995 г. успешно проводят работы по внедрению и обеспечению работоспособности системы подготовки производства, основанной на передовых информационных технологиях. Эффективность данной системы подтверждена международным сертификатом качества ISO 9001. Этот подход применен к подготовке производства, непосредственно к производству и к периоду опытной эксплуатации изделий машиностроительной гидравлики, а также к системе, обеспечивающей интеграцию различных вычислительных комплексов в единый технологический цикл производства. Суть данного подхода заключается в рационализации проведения необходимых модельных испытаний. Для этого было решено использовать связку программных продуктов. В качестве средства подготовки электронной модели проектируемого изделия в ОАО «СКБ ПА» используется Mechanical Desktop – как максимально удовлетворяющее задачам проектирования гидроаппаратуры и имеющее оптимальное соотношение «производительность/стоимость». Средством кинематического и прочностного анализа выбран программный комплекс MSC.visualNASTRAN.

В результате внедрение системного подхода в рамках существующего технологического процесса проектирования изделий машиностроительной гидравлики на предприятиях ОАО «СКБ ПА» и ОАО «КЭМЗ» обеспечило значительное сокращение сроков проектирования, подготовки производства и собственно производства гидромашин, устройств гидроавтоматики и в целом гидроприводов, повышение качества разработок [17].

Также для сокращения сроков проектирования ряд разработчиков используют системы автоматизированного проектирования непосредственно самих монтажных плит. Самой трудоемкой операцией при этом является трассировка связей (каналов) между отверстиями аппаратов в соответствии с принципиальной гидросхемой. Сущест-

вуют системы, предназначенные для автоматизированного проектирования монтажных плит и гидроблоков с применением автотрассировки. При этом блок может включать в себя стыковую, встраиваемую и модульную гидроаппаратуру. В настоящее время такая система успешно эксплуатируется в конструкторских подразделениях машиностроительных заводов Мариуполя и Краматорска (ОАО АЗОВ и НКМЗ) на Украине и, по некоторым данным, снижает трудозатраты на проектирование гидроблоков в 5–10 раз при одновременном повышении эксплуатационных параметров изделия [17].

Следует отметить, что предпринятые попытки автоматизировать процесс создания ГУ носят характер локальных решений отдельных аспектов задачи и практически не рассматривают вопросы агрегатно-модульного их конструирования.

В общем случае САПР гидроблоков управления будем рассматривать как совокупность средств и методов для осуществления процесса их автоматизированного проектирования. Согласно ГОСТ 22487–77, САПР – это организационно-техническая система, состоящая из комплекса средств автоматизации проектирования (КСАП), взаимосвязанного с необходимыми подразделениями проектной организации или коллективом специалистов (пользователей системы), и выполняющая автоматизированное проектирование (АП). КСАП – это совокупность различных видов обеспечения АП, необходимых для его выполнения. Различают следующие виды обеспечения САПР:

- техническое обеспечение, представляющее совокупность взаимосвязанных технических средств для ввода, хранения, переработки и вывода информации о проектируемом объекте;

- программное обеспечение, представляющее собственно программы для организации функционирования технических средств и программы, реализующие алгоритмы решения проектных задач;

- математическое обеспечение, объединяющее в себе математические методы, алгоритмы решения задач и модели проектируемых объектов, используемые при автоматизированном проектировании;

- лингвистическое обеспечение, объединяющее языки программирования и языки проектирования, позволяющие вести общение человека с ЭВМ;

- информационное обеспечение, представляющее совокупность данных на магнитных носителях об объекте проектирования, необходимых для выполнения автоматизированного проектирования;

- методическое обеспечение – совокупность документов, устанавливающих состав и правила отбора и эксплуатации средств обес-

печения автоматизированного проектирования (АП), необходимых для его выполнения;

– организационное обеспечение – совокупность документов, устанавливающих состав проектной организации и ее подразделений, связи между ними, их функции, форму представления результатов проектирования и порядок рассмотрения проектных документов, необходимых для выполнения АП.

Можно сказать, что аккумуляторами всех видов обеспечения САПР являются техническое и программное обеспечение. Одна часть программных средств обеспечивает эффективное взаимодействие и функционирование вычислительной техники, другая представляет собой программы пользователя, написанные на алгоритмическом языке (лингвистическое обеспечение), реализующие алгоритмы решения задач различными методами с использованием математических моделей объекта (математическое обеспечение) и использующие исходную информацию и данные о проектируемом изделии (информационное обеспечение). Сами же программные средства могут выполнить свои функции, только лишь используя технические средства. Такая тесная взаимосвязь технических и программных средств, а также их относительный объем в общей системе во многом определяют технические характеристики и качество самой САПР [102].

Рассмотрим структуру процесса проектирования ГУ, применив типичную последовательность выполняемых отдельных этапов проектирования: системотехнический, схемотехнический, конструкторский и технологический.

При системотехническом проектировании анализируется техническое задание, включающее исходную ПС и технические требования к ГУ и принимается решение относительно метода вычислений и путей реализации вычислительного процесса. Для выбора структуры ГУ необходимо учитывать современные достижения вычислительной техники (ВТ), требования производства, возможность использования унифицированной элементной базы агрегатно-модульного их конструирования. Задачи этого типа требуют формализации и создания математических моделей гидравлических схем в виде, приемлемом для создания САПР.

Как уже отмечалось, на основе унифицированных блоков можно собрать гидроблок управления, соответствующий практически любой схеме. При этом отпадает необходимость для каждого нового гидроблока управления разрабатывать новую монтажную панель, что су-

щественно сокращает сроки проектирования гидропривода. Просто выполнить также изменение схемы или модернизацию гидроблока. Для этого достаточно изменить состав входящих блоков. В рассмотренной ранее методике проектирования ГУ необходимо принципиальную гидравлическую схему преобразовать в схему соединений унифицированных блоков.

Гидроблок управления – это часть гидравлической системы привода машины, в который включены гидроаппараты, соединенные между собой при помощи соединительных элементов (трубопроводов, соединительно-монтажных модулей, монтажных, переходных плит и др.) согласно принципиальной гидравлической схеме.

При разработке гидроблока конструктор должен учитывать такие основные характеристики гидроаппаратов и соединительных элементов, как назначение и принцип работы, технические характеристики, способ монтажа выбранных гидроаппаратов, особенности стыковых плоскостей, особенности внутренней разводки каналов, соединяющих входные и выходные отверстия на стыковых или присоединительных плоскостях.

Одна из основных задач инженера при проектировании гидроблока является разводка каналов при помощи соединительных элементов с учетом расположения в пространстве гидроаппаратов. Эта задача является одной из трудоемких и требует значительных затрат времени при разработке гидропривода. От рациональности ее решения зависит не только правильность функционирования гидросистемы в целом, но и экономичность при ее обслуживании и эксплуатации. Для этого наиболее целесообразным является создание системы автоматизированного проектирования соединительных элементов, позволяющей учесть все условия, которыми руководствуется разработчик при его проектировании. Это позволит значительно сократить затраты времени на проектирование гидроблоков и снизить трудоемкость этой работы.

С этой целью при создании математической модели гидравлической схемы необходимо описать порядок соединения гидроаппаратов и учесть конструктивные особенности соединительных элементов.

Создание математической модели ГУ, согласно принципиальной гидравлической схеме, учитывающей компоновочные ограничения и технические требования к ГУ, позволит разрабатывать гидроблоки быстро и без ошибок.

5.5. Разработка математических моделей принципиальных гидросхем приводов технологических машин и соединительно-монтажных корпусов на основе разреженных матриц

В главе 2 предложено преобразование принципиальной гидравлической схемы в схему соединений проводить при помощи «узлов соединений», что позволяет оптимизировать процесс создания схемы соединений за счет использования математических приемов при работе с графическим материалом принципиальных схем и схем соединений [26].

Рассмотрим подход, позволяющий создавать математические модели, описывающие гидросхему и соединительно-монтажные модули на основе разреженных матриц.

Порядок преобразования принципиальной гидросхемы в матричную форму записи рассмотрим на примере схемы, приведенной на рис. 5.6.

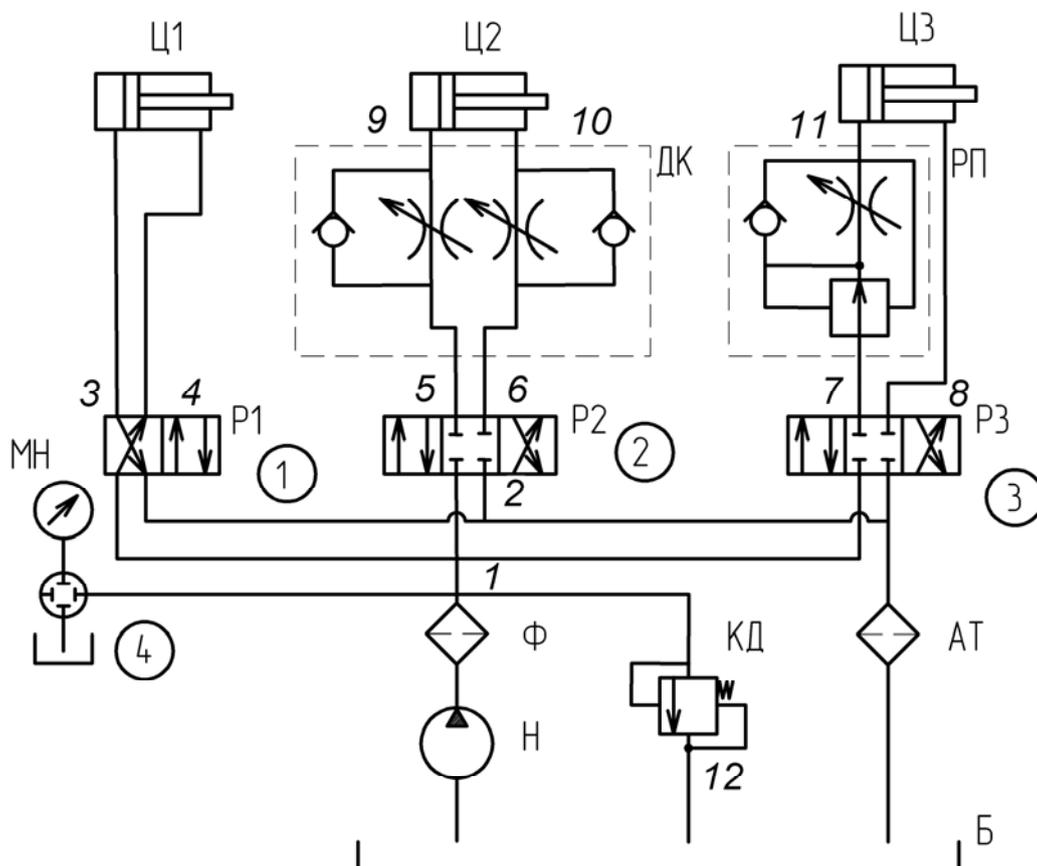


Рис. 5.6. Принципиальная гидравлическая схема

В ней выделим основные линии – напорную и сливную, обозначим их соответственно 1 и 2, затем обозначим остальные линии. Эти линии обозначим цифрами в произвольном порядке. После этого присваиваем номера аппаратам. Обозначим по строкам номера линий на гидросхеме, а по столбцам – номера гидроаппаратов. Составим матрицу, в которую занесем напротив значений аппаратов и линий значения, отражающие наличие или отсутствие гидроаппарата в той или иной линии, т. е. ставим 1 на пересечении номера линии и номера гидроаппарата, если принадлежит он этой линии и ставим 0, если его нет в линии. Обозначим эту матрицу C_{RX} .

По строкам R матрицы записаны номера линий, которые находятся в интервале от 1 до 12, так как в рассматриваемой гидросхеме было выделено 12 гидролиний.

По столбцам X указаны номера гидроаппаратов, которые находятся в интервале от 1 до 7.

Тогда матрица C_{RX} запишется

$$C_{RX} = \begin{matrix} & \begin{matrix} 1 & 2 & 3 & 4 & 5 & 6 & 7 \end{matrix} \\ \begin{matrix} 1 \\ 2 \\ 3 \\ 4 \\ 5 \\ 6 \\ 7 \\ 8 \\ 9 \\ 10 \\ 11 \\ 12 \end{matrix} & \begin{matrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{matrix} \end{matrix} \quad (5.4)$$

Теперь, осуществив операцию поэлементного сравнения значений в матрице по строкам, получим узловые точки, т. е. те гидролинии, которые соединяют два и более гидроаппарата вместе (выделяются строки, в которых присутствуют более одной единицы).

Те линии, в которых стоит одна единица, можно считать линией, которую необходимо выводить отдельно в гидропанели и подключать к ней фитинг и трубопровод.

По столбцам определяем, в каких линиях находятся гидроаппараты. По количеству единиц сразу определяется минимальное количество линий (следовательно и отверстий), которое должно быть в СММ, для соединения гидравлических аппаратов, согласно принципиальной гидравлической схеме.

Из данной матрицы можно сформировать элементарные подматрицы, показывающие узлы, количество, номера (имена) линий и гидроаппаратов, подключенных к этому узлу, определяющие, между какими линиями находятся гидроаппараты и какие именно гидроаппараты (т. е. их номера). В данном случае непосредственно сам гидроаппарат является некоторым узлом, который соединяется уже не узлами линий, а сам соединяет две или более линий. По количеству линий, подводимых к гидроаппарату, можно выяснить, что это за гидроаппарат (дроссель, регулятор потока, клапан предохранительный, распределитель, делитель потока и т. д.).

Поэлементно сравнивая значения по столбцам и срокам по некоторому алгоритму, можно получить представление всей гидросхемы не в привычном для конструктора виде, а в виде, приемлемом для создания САПР.

Математические модели гидравлических схем соединительно-монтажных модулей могут быть получены аналогичным способом.

Каждый СММ представляет собой часть принципиальной схемы. Поэтому для любого модуля можно составить матрицу L . Каждая строка этой матрицы содержит обозначения сообщающихся каналов, т. е.

$$L = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & \dots & k_{1n} \\ k_{21} & k_{22} & \dots & k_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ k_{m1} & k_{m2} & \dots & k_{mn} \end{bmatrix}, \quad (5.5)$$

где k_{ij} – номера выводов, присоединенных к i -й точке.

Строки матрицы (5.6) описывают точки гидравлической схемы модуля, приведенной на рис. 5.7. К выводам 1–16 присоединяются различные гидроаппараты, которые могут соединяться с магистральными каналами M , N , K , C модуля. В первой точке модуля соединя-

ются каналы 1, 5, 6, 10 и канал M , во второй – 4, 15 и N . Остальные точки соединения записываются аналогично.

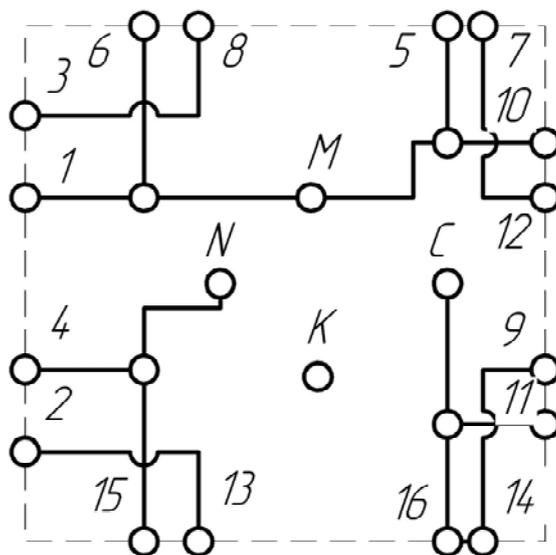


Рис. 5.7. Гидравлическая схема соединительно-монтажного модуля

$$L_1 = \begin{bmatrix} 1 & 5 & 6 & 10 & M \\ 4 & 15 & N & & \\ K & & & & \\ 11 & 16 & C & & \\ 3 & 8 & & & \\ 7 & 12 & & & \\ 2 & 13 & & & \\ 9 & 14 & & & \end{bmatrix}. \quad (5.6)$$

Для преобразования принципиальной гидравлической схемы в монтажную необходимо составить такие матрицы для каждого исполнения СММ. Причем в первых четырех строках нужно записать номера выводов, соединенные с каналами M , N , K , C . Кроме того, необходимо составить вектор \vec{B} , устанавливающий количество гидроаппаратов в каждой точке принципиальной схемы (т. е. i -й элемент этого вектора является количеством гидроаппаратов, соединенных в i -й точке) и матрицу F , отражающую количество граней, на которые выходят выводы, соединенные в каждой точке использованного СММ.

$$\vec{B} = [b_1 \quad b_2 \quad b_3 \quad \dots \quad b_m], \quad (5.7)$$

где b_i – количество гидроаппаратов, присоединенных к i -й точке.

$$F = \begin{bmatrix} f_{11} & f_{12} & \dots & f_{1n} \\ f_{21} & f_{22} & \dots & f_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ f_{m1} & f_{m2} & \dots & f_{mn} \end{bmatrix}, \quad (5.8)$$

где f_{ij} – количество боковых граней, на которые выходят выводы, соединенные в j -й точке.

Для наиболее корректного математического описания конструкции СММ необходимо ввести такие параметры, как номер грани, номер отверстия и узла.

Для привязки отверстий к граням запишем матрицу, в которой по строкам запишем грани, а по столбцам – отверстия.

$$N_{fm} = \begin{pmatrix} n_{fm} \\ n_{fm} \\ n_{fm} \\ n_{fm} \\ n_{fm} \\ n_{fm} \end{pmatrix}, \quad (5.9)$$

где n_f – номер грани в СММ лежит в пределах от 1 до 6. Здесь 1, 2 – это грани, которыми соединяются СММ, а 3, 4, 5, 6 – это грани, к которым могут быть присоединены гидроаппараты; n_m – номер отверстия на грани лежит в пределах от 1 до 4 (возможно как уменьшение, так и увеличение количества отверстий в случае особой технической задачи).

$$N_{fm} = \begin{pmatrix} n_{11} & n_{12} & n_{13} & n_{14} \\ n_{21} & n_{22} & n_{23} & n_{24} \\ n_{31} & n_{32} & n_{33} & n_{34} \\ n_{41} & n_{42} & n_{43} & n_{44} \\ n_{51} & n_{52} & n_{53} & n_{54} \\ n_{61} & n_{62} & n_{63} & n_{64} \end{pmatrix}. \quad (5.10)$$

Наличие отверстия в грани можно отобразить при помощи присвоения имени отверстию значения 1, в случае отсутствия отверстия на грани присваивается значение 0. Тем самым можно получить матрицу вида N_{fm} , отображающую наличие отверстия на грани.

Внутри СММ присутствуют каналы, связывающие отверстия на гранях в общие узлы, поэтому запишем матрицу связи узлов и отверстий, в которой по строкам будут узлы, а в ячейках – имена отверстий, записанных согласно матрице.

$$K_{ij} = \begin{pmatrix} n_{31} & n_{42} & n_{12} & n_{41} & n_{52} \\ n_{33} & n_{44} & 0 & 0 & 0 \\ n_{34} & n_{12} & n_{63} & 0 & 0 \\ n_{32} & n_{61} & 0 & 0 & 0 \\ n_{43} & n_{54} & 0 & 0 & 0 \\ n_{53} & n_{64} & n_{14} & 0 & 0 \\ n_{51} & n_{62} & 0 & 0 & 0 \\ n_{13} & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}, \quad (5.11)$$

где i – номер узла, обозначенный в произвольном порядке, может принимать значения от 1 до 12; j – может принимать значение от 1 до 24.

Воспользовавшись ранее упомянутым способом, запишем матрицу принадлежности отверстия к узлу, в которой по строкам будут отображаться номера узлов, согласно матрице K_{ij} , а по столбцам – в последовательности имена отверстий. Напротив соответствующего узла и имени отверстия проставляется значение 1 – если данное отверстие принадлежит некоторому узлу, и значение 0, если не принадлежит.

Тогда матрица принадлежности отверстия к узлу запишется в виде:

$$K_{ij} = \begin{pmatrix} n_{41} & n_{42} & n_{43} & n_{44} & n_{21} & n_{22} & n_{23} & n_{24} & n_{31} & n_{32} & n_{33} & n_{34} & n_{41} & n_{42} & n_{43} & n_{44} & n_{51} & n_{52} & n_{53} & n_{54} & n_{61} & n_{62} & n_{63} & n_{64} \\ 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & . & . & . & . & . & . & . & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & . & . & . & . & . & . & . & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & . & . & . & . & . & . & . & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & . & . & . & . & . & . & . & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & . & . & . & . & . & . & . & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 6 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & . & . & . & . & . & . & . & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 7 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & . & . & . & . & . & . & . & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 8 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & . & . & . & . & . & . & . & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (5.12)$$

Введем матрицу, показывающую соответствие и наличие граней в СММ, связанных отверстиями в узлы. Для этого по столбцам обозначим номера граней согласно матрице N_{fm} , а по строкам – номера узлов согласно матрице K_{ij} . Обозначим матрицу связи грани и узла – M_{if} , тогда

$$\begin{array}{cccccc}
 & 1 & 2 & 3 & 4 & 5 & 6 \\
 1 & 1 & 0 & 1 & 2 & 1 & 0 \\
 2 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 \\
 3 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 1 \\
 M_{if} = 4 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1. \\
 5 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 \\
 6 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 \\
 7 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 \\
 8 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0
 \end{array} \quad (5.13)$$

Значение напротив строк и столбцов – это количество отверстий, находящихся на грани, принадлежащих определенному узлу.

После этого, сравнивая количество элементов в строках матриц (5.12) и (5.13), можно выявить точки СММ, у которых количество выводов совпадает с количеством гидроаппаратов, изображенных на принципиальной гидравлической схеме. При совпадении количества элементов матриц (5.12) и (5.13) необходимо сохранять матрицу-результат для каждого СММ. Матрица-результат представляет собой матрицу, аналогичную матрице (5.13), в которой вместо номеров выводов записаны номера гидроаппаратов, присоединенных к этим выводам. Таким образом, каждая матрица будет соответствовать СММ с присоединенными к нему гидроаппаратами.

Использование такого подхода к проектированию гидроблоков на основе унифицированной элементной базы позволяет сократить сроки разработки и внедрения гидросистем управления оборудованием, более оперативно проводить работу по анализу и преобразованию принципиальной гидросхемы в схему соединений [17], [26].

Схемотехнический этап проектирования ГУ включает логическое проектирование, моделирование, верификацию схем и выработку диагностических тестов. Целью логического проектирования является формализованный синтез ЭСС отдельных узлов и СТС на их основе, при котором сохраняется эквивалентность между исходным

заданием и конечным результатом. При логическом проектировании важнейшими критериями оптимизации схем являются: учет последующих этапов конструкторского проектирования, удобство моделирования и диагностирования схем, минимизация числа типов логических узлов и элементов. Моделирование осуществляется с целью накопления информации о проектируемых логических схемах и формирования данных для последующих этапов конструкторского проектирования. Развитие автоматизации логического синтеза уменьшает долю этапа моделирования ЭСС, поскольку критерии моделирования могут быть учтены на этапе синтеза. На этом этапе с учетом поставленных задач требуется разработка алгоритмов построения ЭСС и СТС в целом.

5.6. Разработка алгоритмов автоматизированного проектирования агрегатно-модульных гидроблоков управления

Автоматизацию расчетов параметров гидросистемы можно выполнить при помощи любой САД-системы. Наибольшую сложность при этом составляет процесс преобразования ПС в схему соединения. Принцип такого преобразования в общих чертах состоит в сравнении общих «точек» ПС с подобными точками фрагментов схемы соединений (под «точкой» будем понимать соединение выводов нескольких гидроаппаратов). Для этого удобно представить «точки» исходной ПС и соединительно-монтажного модуля в виде строк матрицы. В соответствии с таким методом можно составить блок-схему основного алгоритма (рис. 5.8). Переменные, используемые в этой схеме, приведены в табл. 5.4.

Таблица 5.4

Переменные основного алгоритма

Переменная	Описание переменной
<i>T</i>	Матрица, составленная для ПС
<i>K</i>	Матрица, составленная для каждого СММ
<i>I</i>	Номер строки матрицы <i>T</i> (или номер точки ПС)
<i>T</i>	Номер СММ
<i>A</i>	Количество строк матрицы <i>T</i> (или количество точек ПС)
<i>B</i>	Количество функциональных блоков
<i>L</i>	Номер строки матрицы <i>K</i> (или номер точки СММ)
<i>C</i>	Количество строк матрицы <i>K</i>

Ввод точек ПС осуществляется при помощи алгоритма, представленного на рис. 5.8. Переменным i и j присваивается начальное значение 0 (блок 1). После этого необходимо ввести количество точек на ПС – переменная m (блок 2). Далее организовывается цикл (блок 3), где i является переменной-счетчиком и изменяется в пределах от 0 до m .

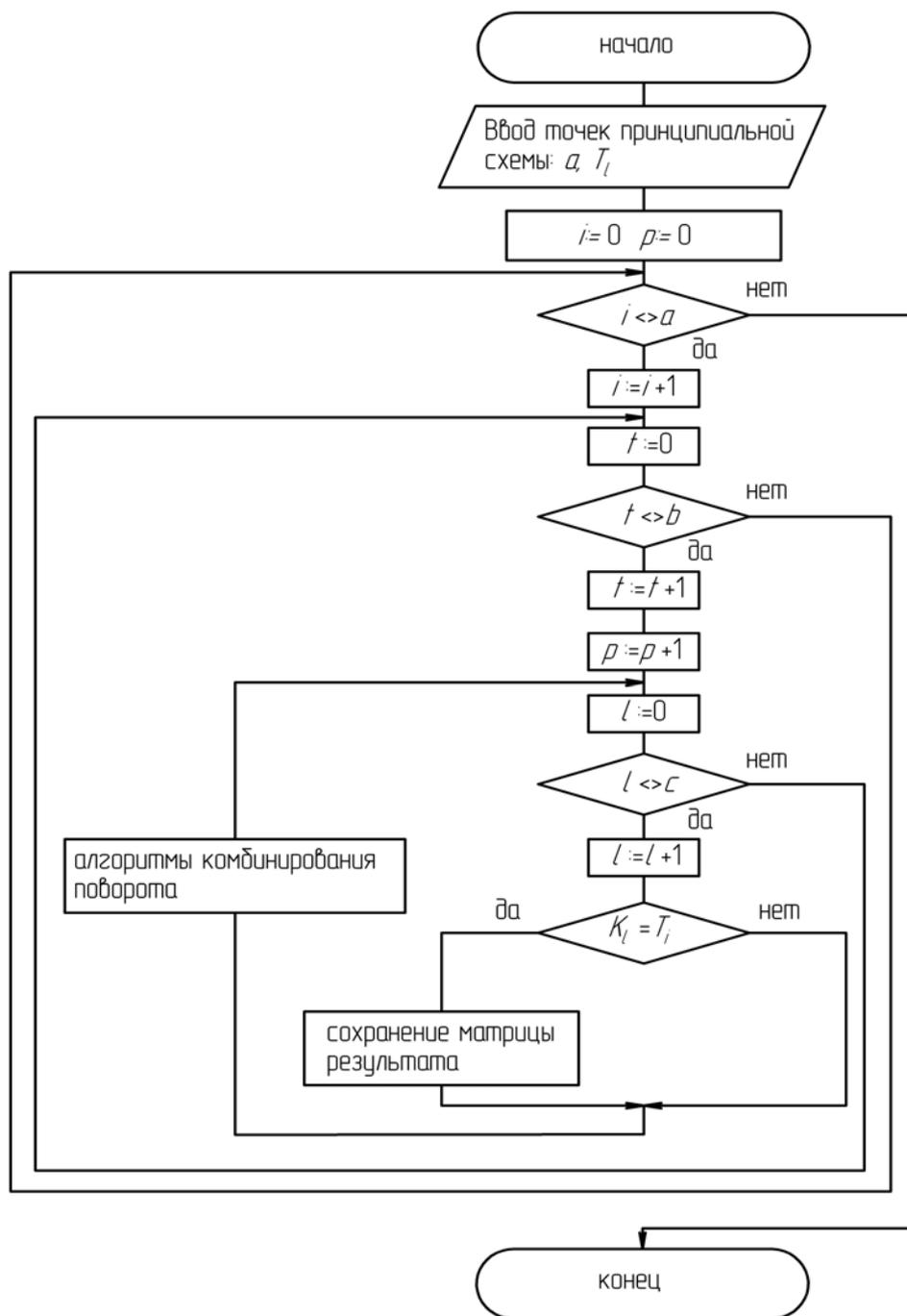


Рис. 5.8. Блок-схема основного алгоритма

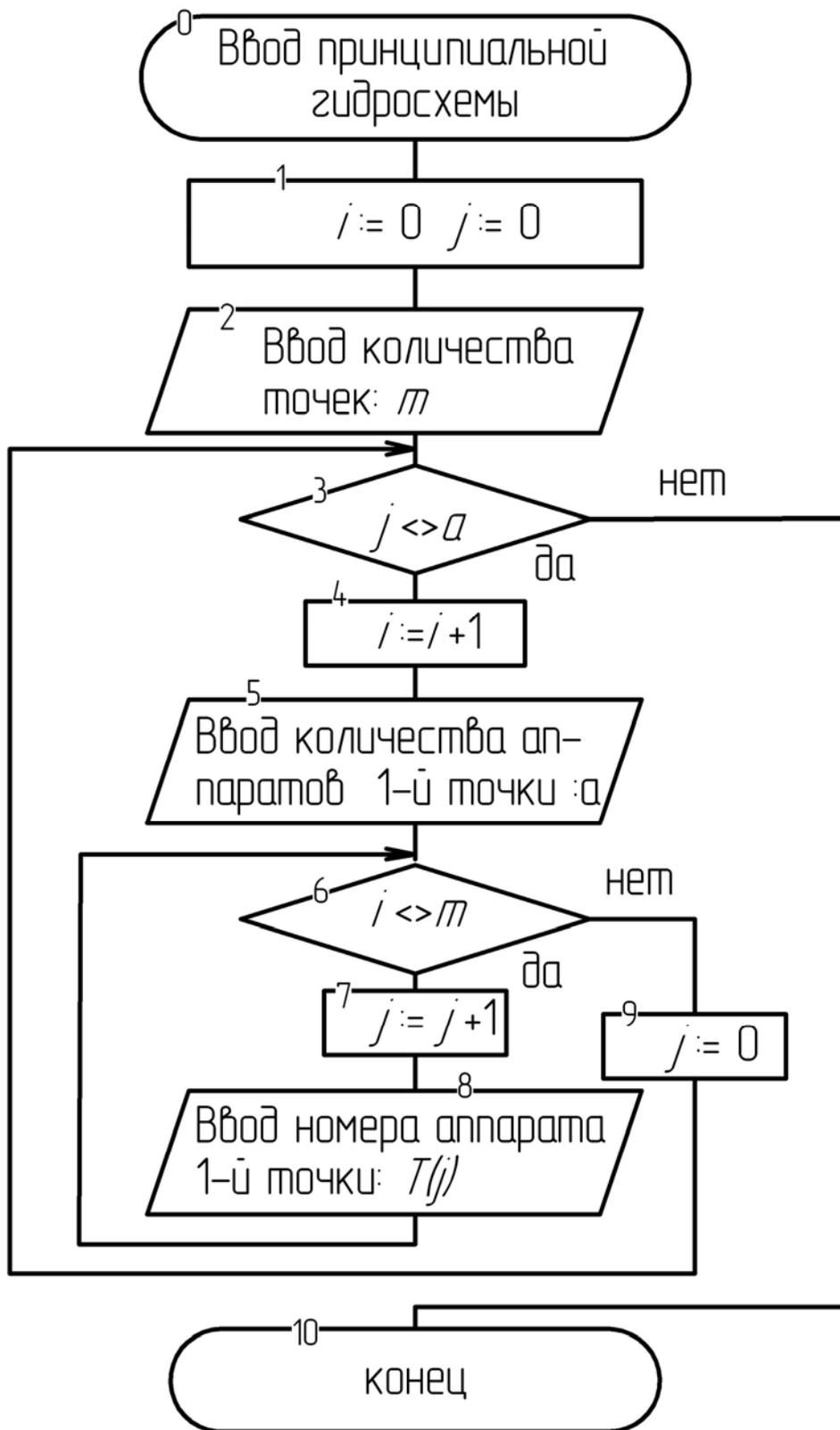


Рис. 5.9. Блок-схема ввода принципиальной гидросхемы

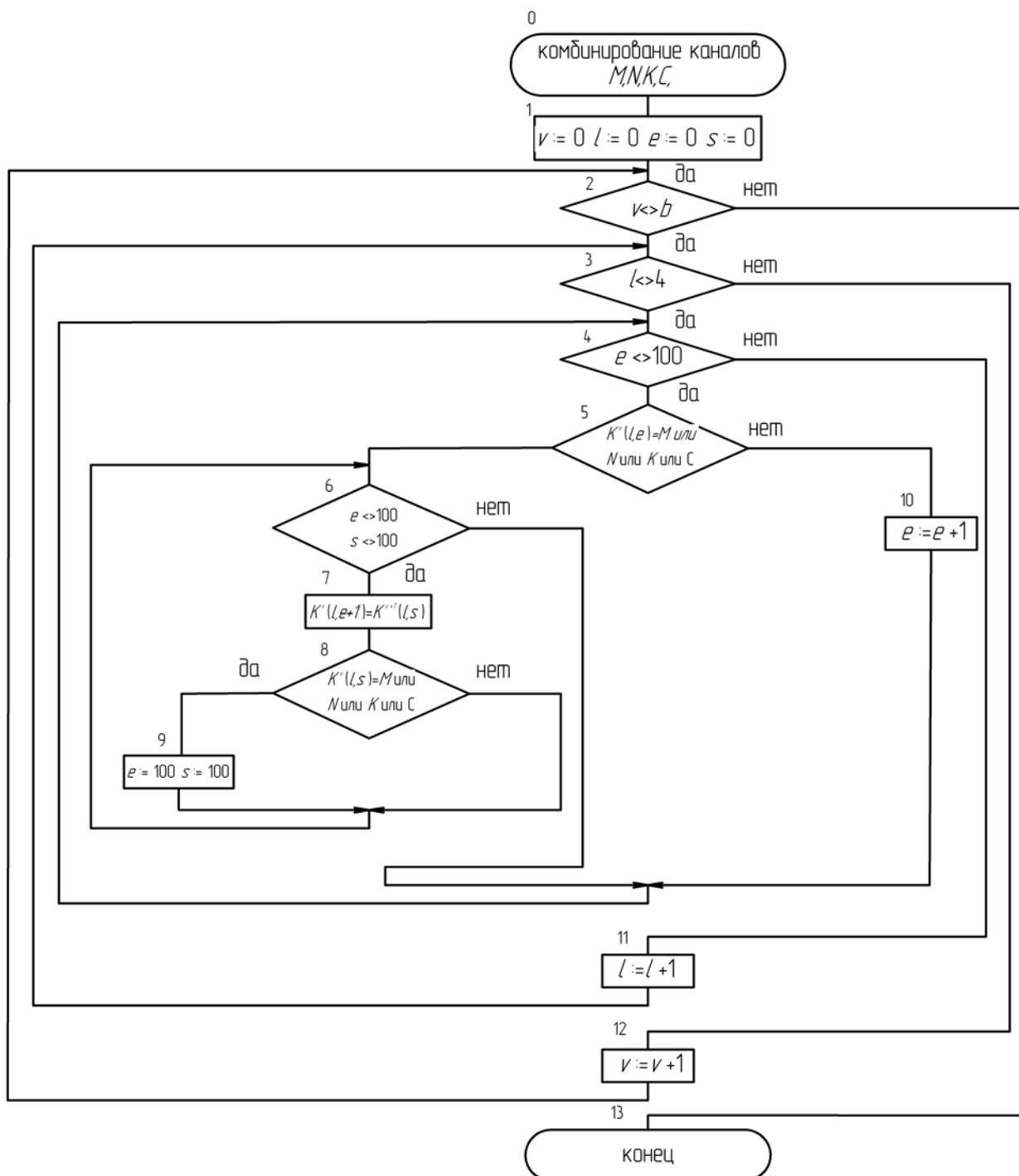


Рис. 5.10. Блок-схема алгоритма комбинирования каналов M, N, K, C двух соединительно-монтажных модулей

При каждом шаге переменной a присваивается значение, соответствующее количеству гидроаппаратов, присоединенных к i -й точке (блок 5). Потом организуется вложенный цикл (блок 6), в котором переменная j изменяется в пределах от 0 до a . При каждом шаге этой переменной вводится элемент матрицы T_{ij} , которым является номер

гидроаппарата, присоединенного к i -й точке. Когда переменная j достигает значения a , ей опять присваивается значение 0. Ввод элементов T_{ij} происходит до тех пор, пока i не достигнет m [26]. Для обеспечения правильного функционирования гидроблока при сравнении общих точек необходимо учитывать следующие моменты:

1. Стыковая плоскость на каждой из четырех боковых граней СММ предназначена для соединения только с одним гидроаппаратом. Каждая грань СММ, как и стыковая плоскость каждого гидроаппарата, имеет по 4 вывода, причем на каждой грани выводы обозначены: 1–4, 5–8, 9–12, 13–16.

2. В соответствии с п. 1 при соединении гидроаппарата с одним из выводов на грани СММ остальные три вывода на этой грани будут также соединены с этим гидроаппаратом. Следовательно, при замене номера вывода на номер присоединяемого гидроаппарата необходимо заменить номером этого гидроаппарата номера всех выводов этой грани.

3. При наличии на принципиальной гидравлической схеме точек, в которых соединяется большое количество гидроаппаратов, необходимо комбинировать два или более СММ, располагая их один над другим. При этом каналы M , N , K , C одного модуля совмещаются с такими же каналами другого. Блок-схема этого алгоритма представлена на рис. 5.10.

4. В случае, когда к точке присоединяются гидрораспределители, необходимо использовать блоки распределителя типа БР.

5. При комбинировании двух или более функциональных блоков для поиска нужной комбинации каналов можно поворачивать блоки на 360° (через каждые 90°) в горизонтальной плоскости относительно друг друга (блок-схема вспомогательного алгоритма на рис. 5.11), а также поворачивать на 180° в двух других плоскостях (блок-схемы вспомогательных алгоритмов на рис. 5.12–5.14).

Принцип действия алгоритма комбинирования каналов двух СММ заключается в добавлении элементов матрицы одного СММ в строки матрицы, описывающей другой СММ, согласно рис. 5.10. Различные повороты СММ осуществляются изменением порядка строк матрицы, описывающей СММ, при помощи вспомогательного вектора W (рис. 5.12–5.14).

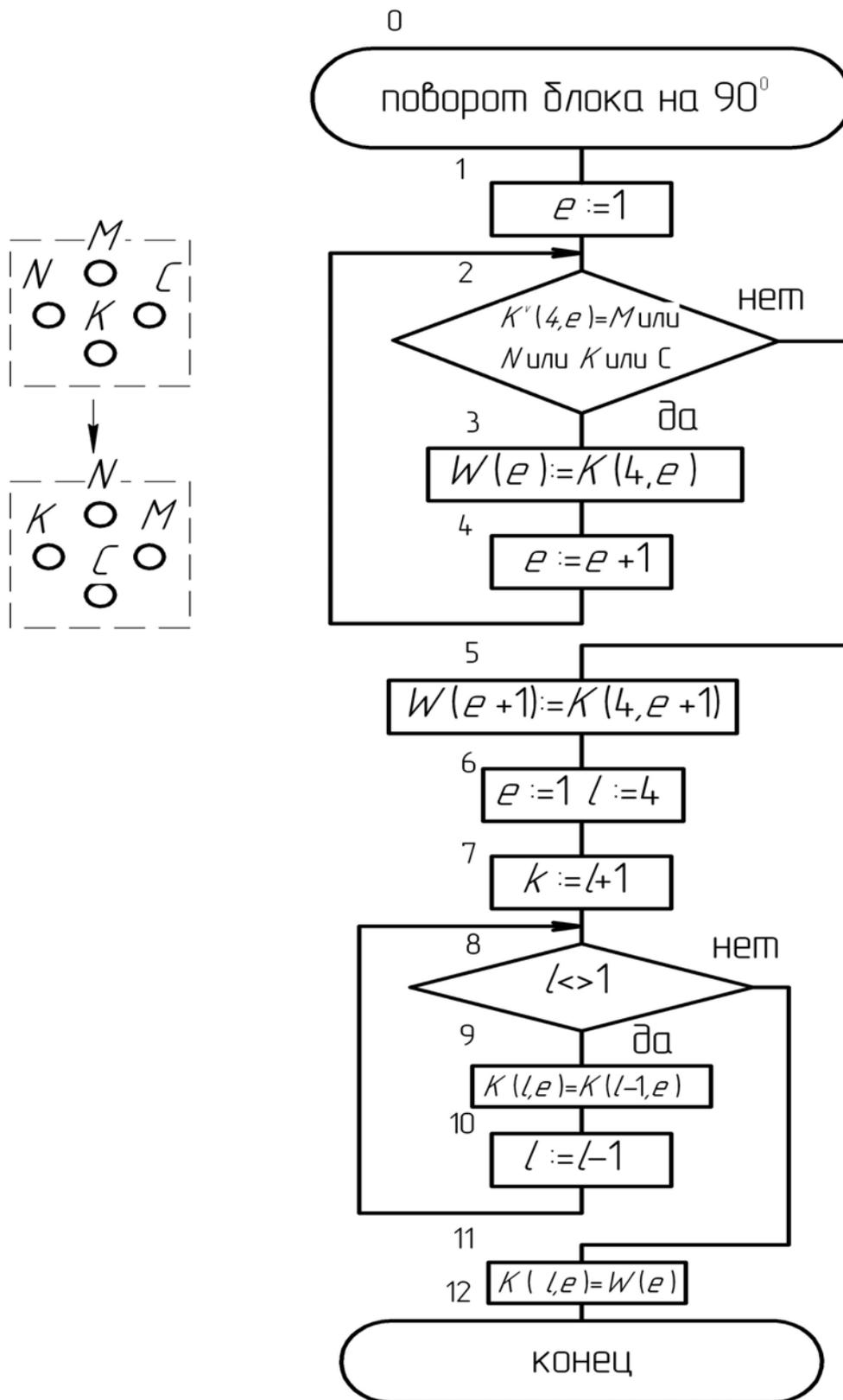


Рис. 5.11. Блок-схема алгоритма поворота блока

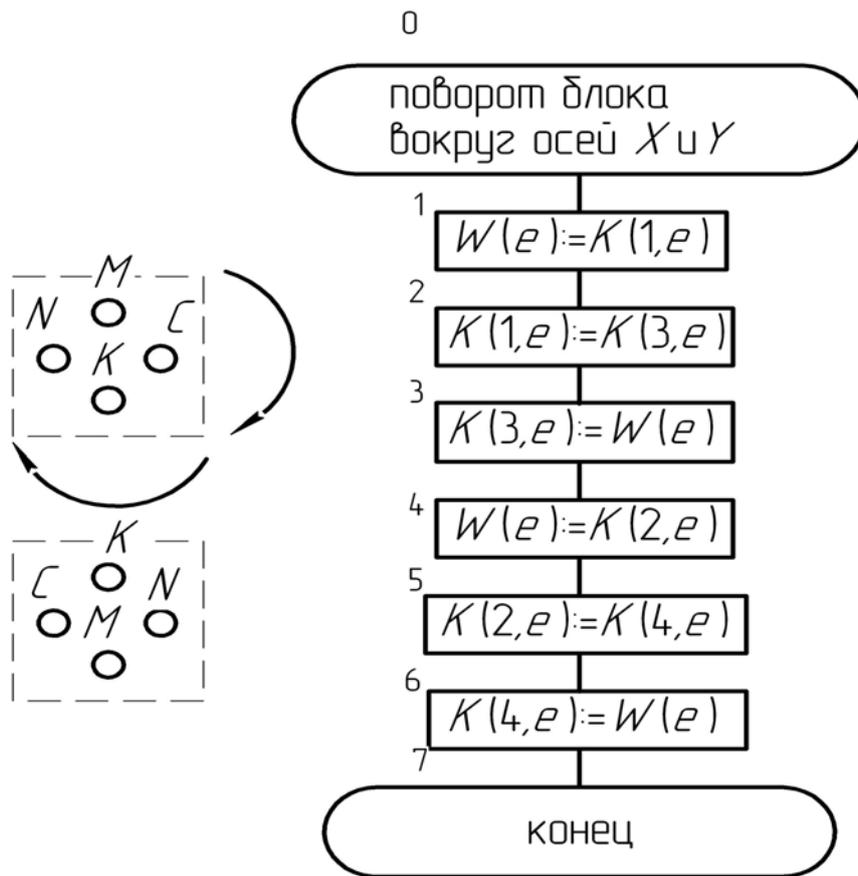


Рис. 5.12. Блок-схема алгоритма поворота блока вокруг осей X и Y

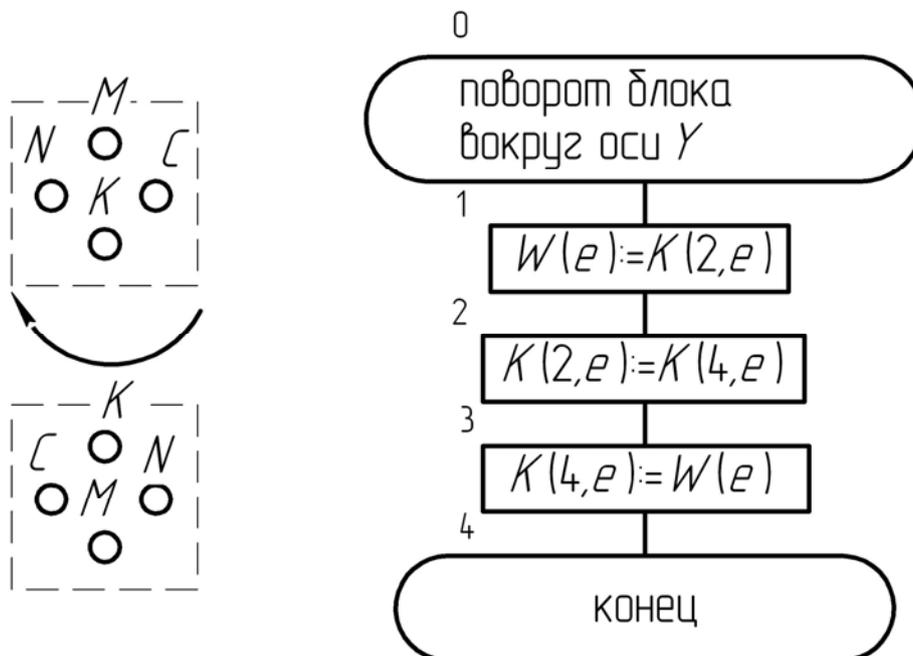


Рис. 5.13. Блок-схема алгоритма поворота блока вокруг оси Y

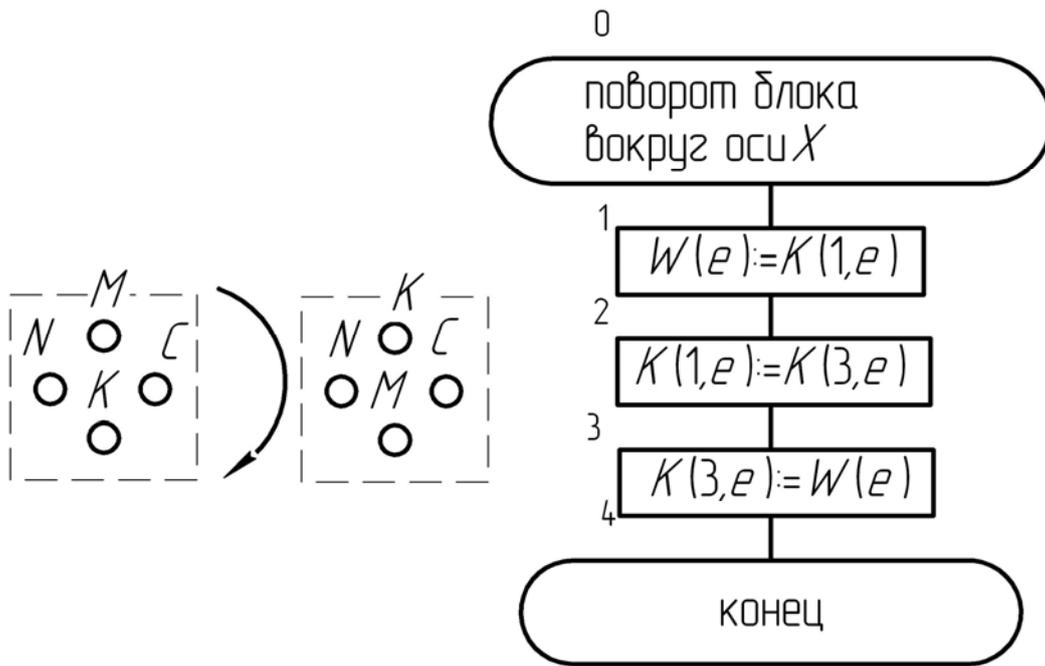


Рис. 5.14. Блок-схема алгоритма поворота блока вокруг оси X

Теперь, используя вспомогательные алгоритмы, приведенные выше, можно составить полный алгоритм преобразования ПС в схему соединений, который будет проводить вышеописанное сравнение и сохранять полученные матрицы-результаты в соответствии с обобщенным основным алгоритмом на рис. 5.8. Для этого необходимо ввести дополнительную рабочую матрицу, которую можно будет изменять в процессе выполнения алгоритма сравнения.

В результате выполнения вышеописанных алгоритмов составляется матрица-результат следующего вида:

$$R = \begin{bmatrix} t_1 & r_{11} & r_{12} & r_{13} & r_{14} & M_1 & N_1 & K_1 & C_1 \\ t_2 & r_{21} & r_{22} & r_{23} & r_{24} & M_2 & N_2 & K_2 & C_2 \\ t_3 & r_{31} & r_{32} & r_{33} & r_{34} & M_3 & N_3 & K_3 & C_3 \\ t_4 & r_{41} & r_{42} & r_{43} & r_{44} & M_4 & N_4 & K_4 & C_4 \\ t_5 & r_{51} & r_{52} & r_{53} & r_{54} & M_5 & N_5 & K_5 & C_5 \\ \dots & \dots \\ t_y & r_{y1} & r_{y2} & r_{y3} & r_{y4} & M_y & N_y & K_y & C_y \\ \dots & \dots \\ t_q & r_{q1} & r_{q2} & r_{q3} & r_{q4} & M_q & N_q & K_q & C_q \end{bmatrix}, \quad (5.14)$$

где t_y – номер исполнения модуля; r_{yx} – номер гидроаппарата присоединенного к грани x модуля y ; M_y , N_y , K_y , C_y – информация о каналах M , N , K , C (закрыт сверху, закрыт снизу, закрыт сверху и снизу); q – количество унифицированных блоков в полученной схеме.

Для выбора оптимальной схемы необходимо выполнить работу по алгоритму несколько раз, изменяя при этом последовательность перебора унифицированных блоков. После этого, учитывая зависимость (2.20), выбрать ту матрицу R , для которой значение q минимально.

Важнейшими составными частями САПР СТС и монтажной гидравлической схемы ГУ являются также база данных (БД) и программное обеспечение (ПО).

В зависимости от того, какая структура БД и как представлена в ней информация, во многом определяются качество, работоспособность и эффективность функционирования САПР в целом. Обычно информация, размещаемая в БД, извлекается из справочников и всевозможных справочных документов. Схемные обозначения гидроаппаратов, являющиеся составными частями монтажных схем ГУ, можно заимствовать из САПР HydrauliCS и на их основе создать гидравлические схемы блоков присоединительных, распределителей и замыкающих, а также СММ в трехмерном изображении (монтажных гидравлических схем).

Очевидно, что ПО должно содержать в себе описание алгоритмов, приведенных на рис. 5.8–5.14.

С учетом использования математического описания ПС, СММ, а также преобразования ПС в схему соединений весь процесс можно легко автоматизировать при помощи современных средств САПР. Это дает возможность на основе описанных в главе 1 принципов семиотического моделирования не только быстро составить матрицу-результат, но и получить изображение схемы соединений ГУ, что в свою очередь позволяет значительно сократить время и затраты на проектирование и внедрение [26].

5.7. Автоматизированное преобразование принципиальной гидравлической схемы в схему соединений

Для автоматизации процесса проектирования гидроблоков управления целесообразно использовать пакет AutoCAD. Он имеет мощные инструменты для создания технической документации и, как

уже отмечалось, широко используется на промышленных предприятиях. Кроме того, встроенный в AutoCAD достаточно гибкий язык программирования AutoLISP, который является модификацией языка программирования LISP, позволяет пользователям и разработчикам AutoCAD писать макропрограммы и функции на очень мощном языке высокого уровня, который очень хорошо сочетается с прикладной графикой.

Для реализации вышеописанного способа синтеза гидроблоков управления на основе унифицированных функциональных блоков и получения изображения монтажной схемы:

1. Создан набор гидравлических схем блоков присоединительных, блоков распределителей и гидравлических схем соединительно-монтажных модулей в виде dwg файлов. Причем габаритные размеры, а также расстояния между входными и выходными каналами делаются одинаковыми для дальнейшего совмещения изображений схем блоков.

2. Описан на языке AutoLISP алгоритм, разработанный в главе 4.

3. Написана на языке AutoLISP функция, которая будет вставлять на лист AutoCAD'a изображения из созданных файлов (п. 1) согласно матрице-результата R (5.14).

Следует отметить ряд особенностей, которые встретились при разработке программы:

- в силу особенностей синтаксиса языка AutoLISP некоторые конструкции, приведенные в алгоритмах предыдущей главы, построены по иному, однако действия, выполняемые этими конструкциями, фактически остаются неизменными;

- в матрицу T номера аппаратов внесены со знаком «минус». Это необходимо для различия этих номеров с номерами выводов в процессе работы функции;

- в дополнительную рабочую матрицу будут прибавляться элементы выбранных матриц исполнения СММ. В результирующую матрицу R будет вноситься информация только о номере модуля, номерах присоединенных к каждой грани гидроаппаратов и информация о каналах M, N, K, C .

Основная функция преобразования принципиальной гидравлической схемы в схему соединений, а также все вспомогательные функции с пояснениями приведена в приложении А.

Рассмотрим работу алгоритма процесса проектирования схемы соединения на примере принципиальной гидравлической схемы ГУ

(рис. 5.15), разработанной в процессе выполнения опытно-конструкторской работы «Разработка, изготовление, испытание и поставка экспериментальных образцов гидроблоков управления рабочими механизмами термопластавтомата модели БЗСТ 125/250».

Для этого обозначим гидроаппараты (на рис. 5.15 обозначены в кружках) и точки. Каждый из свободных выводов гидроблока, которые могут идти на исполнительные органы или на блок подготовки, обозначим нулем.

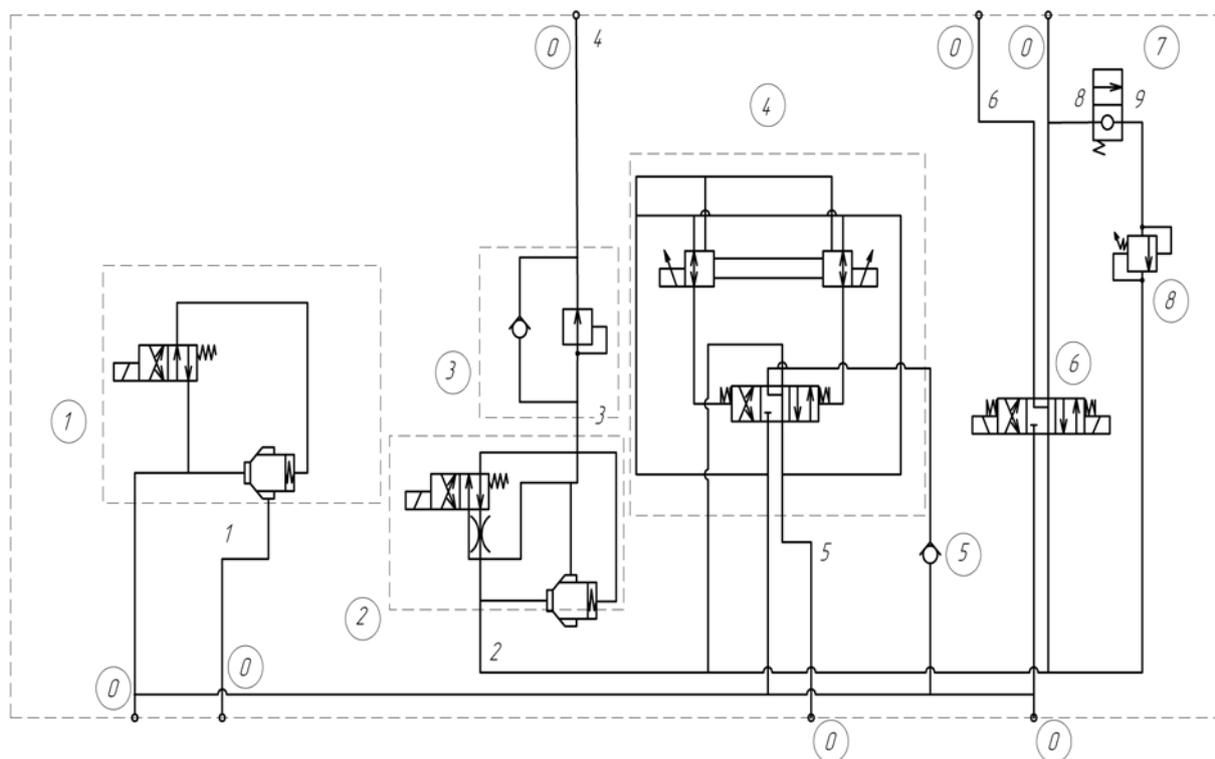


Рис. 5.15. Принципиальная гидросхема гидроблока управления

Составим вектор TK , элементы которого будут отражать количество гидроаппаратов, присоединенных к каждой точке.

$$TK = [5 \ 2 \ 3 \ 2 \ 2 \ 2 \ 2 \ 2 \ 2 \ 3 \ 2].$$

Также составим матрицу T , в каждой строке которой будут записаны номера гидроаппаратов, присоединенных в каждой точке. Если какая-либо точка соединена со свободным выводом, то необходимо задать соответствующему элементу матрицы T значение 0 и оперировать с ним как и с выводом гидроаппарата.

Для запуска программы, преобразующей принципиальную гидравлическую схему в схему соединений, необходимо поместить файл с программой в рабочий каталог AutoCAD и загрузить файл из командной строки, набрав (load «имя_файла»).

Следует отметить, что при вводе матрицы T и вектора TK в командную строку AutoCAD нужно вектор TK представить в виде списка, а матрицу T в виде вложенных списков. Эти списки можно определить следующим образом:

– для T : (0 1 4 5 6) (0 1) (2 6 8) (2 3) (0 3) (0 4) (0 4) (0 6) (4 5) (0 6 7) (7 8);

– для TK : '(5 2 3 2 2 2 2 2 3 2).

$$T = \begin{array}{c} \left(\begin{array}{cccccc} 0 & 1 & 4 & 5 & 6 \\ 0 & 1 & & & \\ 2 & 6 & 8 & & \\ 2 & 3 & & & \\ 0 & 3 & & & \\ 0 & 4 & & & \\ 0 & 4 & & & \\ 0 & 6 & & & \\ 4 & 5 & & & \\ 0 & 6 & 7 & & \\ 7 & 8 & & & \end{array} \right) \end{array} .$$

После ввода нужных исходных данных необходимо запустить основную функцию преобразования принципиальной гидравлической схемы в схему соединений. Имя этой функции «con». Для ее запуска следует набрать в командной строке (con). После этого начинает работать программа преобразования, самостоятельно вызывая необходимые подпрограммы. В результате составляется матрица R и в соответствии с ней строится изображение схемы соединений (рис. 5.16).

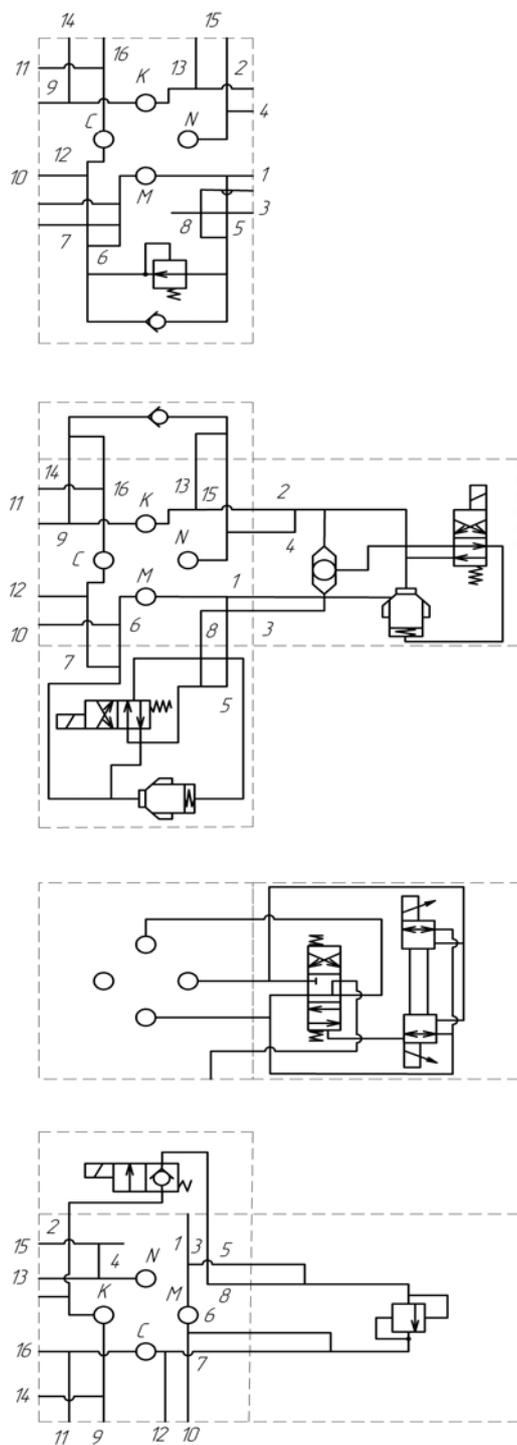


Рис. 5.16. Схема соединений гидроблока управления

Основные результаты исследований, полученные в главе 5, можно сформулировать следующим образом:

1. Предложенная методика структурного синтеза ГУ на основе общих мультиграфов и структур унифицированной элементной базы (СММ, БП, БР, БЗ) позволяет создавать обобщенные математические

модели ГУ, в которой учтены требования к конструкции, что существенно сокращает сроки и затраты на проектирование гидроблоков управления.

2. Построение схемы соединений на заключительном этапе анализа элементарных схем позволяет упростить разработку сборочных чертежей ГУ, для этого используются схемы соединений СММ и БП, включающие элементы трехмерного изображения, что сокращает сроки и затраты на проектирование гидроблоков управления.

3. Преобразование принципиальной гидравлической схемы в схему соединений предложено производить при помощи «узлов соединений», устанавливающих порядок соединения гидроаппаратов на основе гидравлических схем СММ. Такой метод позволяет с использованием принципов семиотического моделирования оптимизировать процесс создания СС за счет применения математических приемов при работе с графическим материалом ПС и СС.

4. Разработанные блок-схемы основного алгоритма и алгоритмов комбинирования каналов функциональных блоков дают возможность с использованием разреженных матриц, описывающих принципиальную гидравлическую схему и гидросхемы СММ, автоматизировать процесс преобразования ПС в СС при помощи современных средств САПР.

ГЛАВА 6

ОСВОЕНИЕ ПРОМЫШЛЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА АГРЕГАТНО-МОДУЛЬНЫХ ГИДРОБЛОКОВ УПРАВЛЕНИЯ

6.1. Разработка системы компонентов агрегатно-модульных гидроблоков управления с использованием стандартизированных гидроаппаратов

В соответствии с целями, поставленными в главе 1, на завершающем этапе исследований решены следующие задачи:

1. На основе полученных результатов (гл. 3, 4) разработаны, изготовлены и проведены экспериментально опытные исследования параметров унифицированной элементарной базы агрегатно-модульного построения ГУ.

2. Проведена сравнительная оценка разработанной элементарной базы с иными прогрессивными конструкциями.

3. С использованием методологии синтеза гидроблоков управления (гл. 5) выполнена оценка компоновочных возможностей системы агрегатно-модульного конструирования гидроблоков управления.

Адекватность математических моделей элементной базы агрегатно-модульного конструирования ГУ, выраженных структурами (рис. 3.3–3.6), подтверждена результатами разработки унифицированных функциональных блоков типа БФ (БВ). Размеры блоков определялись на основе алгоритма проектирования элементарной базы, полученного в главе 4.

На стадии экспериментально опытных работ для выполнения монтажа гидравлических приводов различных гидрофицированных машин, станков, прессов, литейного, деревообрабатывающего и другого оборудования Гомельским ГСКТБ ГА (при непосредственном участии автора) совместно с ВНИИ гидропривода разработана гамма унифицированных функциональных блоков типа БФ с условным проходом $D_y = 10, 20$ мм и давлением до 20 МПа. При сохранении досто-

инств чисто блочного монтажа, обеспечивающего компактность конструкции, монтаж на основе блоков БФ обладает маневренностью компоновок, аналогично модульному монтажу [10], [11].

По типу конструктивного исполнения блоки унифицированные функциональные (далее блоки) подразделяются на блоки распределителей типа БФР (рис. 6.1); блоки присоединительные типа БФП (рис. 6.2), блоки замыкающие типа БФЗ (рис. 6.3).

Для соединения между собой присоединительных блоков в соответствии с требованиями гидравлических схем приводов машин различного целевого назначения применяют соединительно-монтажные модули (СММ) (рис. 6.4).



Рис. 6.1. Блоки распределителей типа БФР

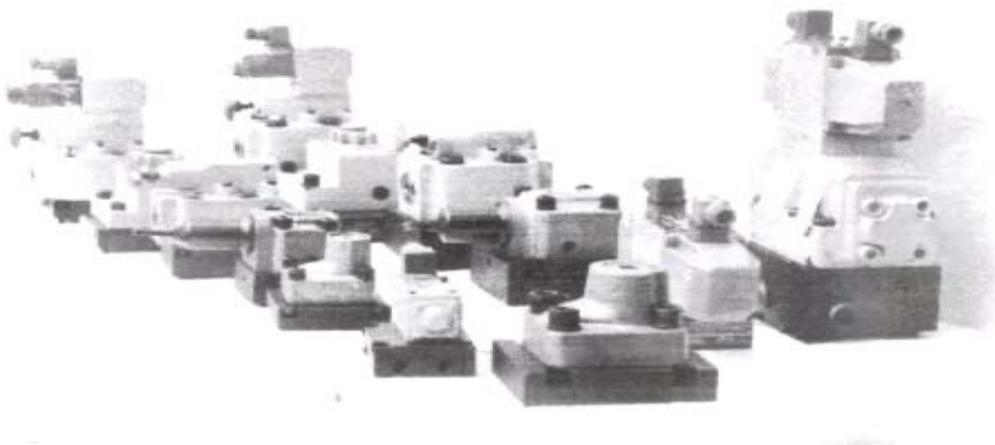


Рис. 6.2. Блоки присоединительные типа БФП

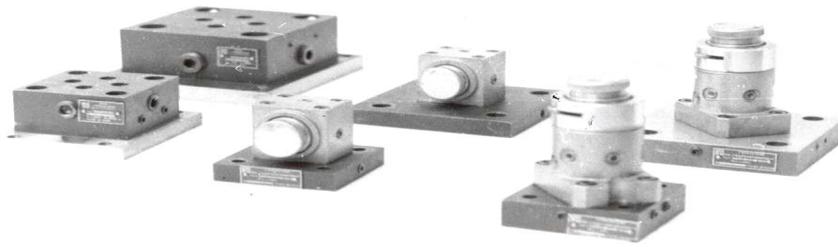


Рис. 6.3. Блоки замыкающие типа БФЗ



Рис. 6.4. Соединительно-монтажные модули СММ

Блок распределителей типа БФР состоит из корпуса, на котором устанавливают один или два гидрораспределителя. Между корпусом и гидрораспределителем может быть установлен пакет модульной аппаратуры условного прохода, одинакового с распределителем.

Корпус блока распределителей позволяет выполнить подвод рабочей жидкости к гидрораспределителям от одного источника питания и слив в один канал, а также обеспечивает возможность выполнения двухпоточных систем привода.

Расположение каналов и отверстий под крепежные шпильки на присоединительных плоскостях позволяет поворачивать блок в горизонтальной плоскости на 90, 180, 270°, а также переворачивать блок в вертикальной плоскости на 180°. Такая конструкция дает возможность в зависимости от требований гидравлической схемы привода рационально соединять магистрали без дополнительных устройств.

Присоединительные отверстия к исполнительным органам машин выведены на боковую плоскость и имеют коническую резьбу для установки концевых соединений или пробок-заглушек.

Блок присоединительный типа БФП включает в себя аппарат притычного исполнения (распределитель, клапаны: обратный, давления, предохранительный, редуционный, реле давления, дроссель, регулятор потока), а также переходную плиту, на которой установлен аппарат.

В присоединительных блоках распределителя между переходной плитой и гидрораспределителем может устанавливаться пакет модульной аппаратуры одинакового условного прохода.

Переходные плиты блоков присоединительных на плоскости для установки гидроаппаратов имеют систему отверстий с координатами, соответствующими присоединительным размерам устанавливаемого аппарата. На противоположной стороне переходной плиты имеются четыре канала, которые соответствуют по расположению отверстиям соединительно-монтажного модуля, что позволяет поворачивать при необходимости блок на 180° при установке его на боковые грани СММ.

Присоединительные отверстия к исполнительным органам машин *A* и *B* блоков присоединительных распределителя дополнительно выведены на боковую плоскость переходной плиты со стороны канала *T* и имеют коническую резьбу для установки штуцеров или пробок-заглушек.

Соединительно-монтажные модули типа СММ представляют собой корпус со сверлениями. Две горизонтальные плоскости, соединенные сквозными каналами и отверстиями под стяжные шпильки, служат для присоединения блоков распределителей, блоков замыкающих или других соединительно-монтажных модулей.

Четыре боковые вертикальные плоскости с каналами для прохода жидкости и крепежными отверстиями предназначены для установки блоков присоединительных.

Расположение каналов для прохода жидкости и отверстий под стяжные шпильки позволяет поворачивать соединительно-монтажный модуль в горизонтальной плоскости на 90 , 180 , 270° , а также поворачивать в вертикальной плоскости на 180° .

Отверстия со стороны притычных плоскостей имеют коническую резьбу для установки при необходимости пробок.

Блоки замыкающие типа БФЗ подразделяются на блоки золотника манометра и блоки подвода.

Расположение отверстий на притычной плоскости блока золотника манометра позволяет поворачивать его в горизонтальной плоскости на 90, 180, 270°. На боковые плоскости переходной плиты блока дополнительно выведены точки замера давления и слива.

Блок подвода состоит из корпуса с установленными подвижно поршнями, под торцы которых подведены каналы, соединенные с основным каналом подвода жидкости. Поршни служат для компенсации растяжения стяжных шпилек гидроблока при работе системы.

Разработанная гамма унифицированных функциональных блоков включает:

1. Блоки распределителей для условного прохода $D_y = 10$ мм с гидрораспределителями типа ВЕ6 или аппаратурой модульного исполнения и с гидрораспределителями типа ВЕ10 (Р102) или аппаратурой модульного исполнения.

2. Блоки присоединительные для условного прохода $D_y = 10$ мм: блоки присоединительные распределителя с гидрораспределителем типа ВЕ10 (Р102) или пакетом модульной аппаратуры; блоки присоединительные распределителя с гидрораспределителем типа ВЕ6 (или пакетом модульной аппаратуры); блоки присоединительные с аппаратурой стыкового исполнения клапана обратного, клапана давления, дросселя, регуляторов потока, клапана предохранительного, клапана редуционного, реле давления.

3. Блоки замыкающие для условного прохода $D_y = 10$ мм: блоки замыкающие золотника включения манометра; блок замыкающий подвода.

4. Соединительно-монтажные модули для условного прохода $D_y = 10$ мм.

5. Блоки распределителей для условного прохода $D_y = 20$ мм с гидрораспределителями типа ВЕХ16; с гидрораспределителями типа ВЕХ22 (Р202).

6. Блоки присоединительные для условного прохода $D_y = 20$ мм: блоки присоединительные распределителя с гидрораспределителем типа ВЕХ16; блоки присоединительные распределителя с гидрораспределителем типа ВЕХ22 (Р202); блоки присоединительные с аппаратурой стыкового исполнения клапана обратного, клапана давления, клапана предохранительного, клапана редуционного, реле давления, дросселя, регулятора потока.

7. Блоки замыкающие для условного прохода $D_y = 20$ мм: блоки замыкающие золотника включения манометра; блок замыкающий подвода.

8. Соединительно-монтажные модули для условного прохода $D_y = 20$ мм.

В связи с большим количеством исполнений блоков БФ разработаны структуры их обозначения. При создании конструкции ГУ структуры позволяют с достаточной степенью оперативности установить требующиеся для преобразования ПС в СС необходимые исполнения блоков. Структуры обозначения блоков типа БФ приведены на рис. 6.5–6.8.

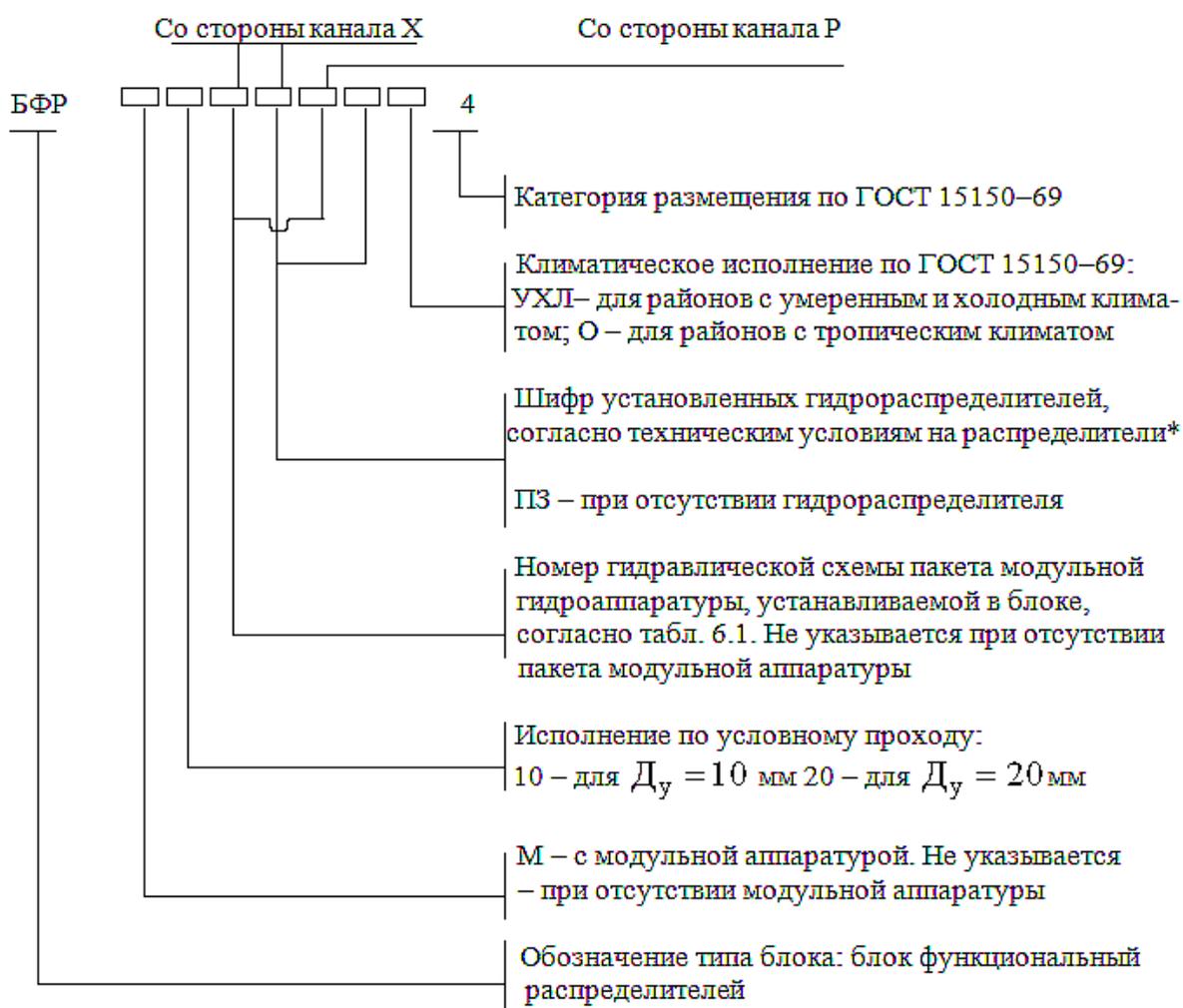


Рис. 6.5. Структура обозначения блоков распределителей

* Применяются гидрораспределители только четырехходовые с электромагнитным или электрогидравлическим управлением типов ВЕ6, ВЕ10, Р102, ВЕХ22, Р202, ВЕХ16.

Пример условного обозначения блока распределителей при заказе

Блок распределителей с модульной аппаратурой, условным проходом $D_y = 10$ мм, с пакетом КПМ, ДКМ и распределителем ВЕ6 34 31/124Н, установленными на одной плоскости, с пакетом КЕМ, КОМ, ДКМ и распределителем ВЕ6 574 31/124Н, установленными на другой плоскости, для районов с умеренным и холодным климатом, категории размещения – 4:

БФРМ-10 310 ВЕ6 34 31/124Н. 404 ВЕ6 574 31/124Н УХЛ 4.

Примечание. 1. Шифр установленных гидрораспределителей и номер гидравлической схемы пакета определяются потребителем при заказе.

2. Принятые обозначения гидроаппаратуры модульного монтажа: КПМ – клапан предохранительный; КРМ – клапан редуцирующий; КЕМ – клапан давления; ДКМ – дроссель с обратным клапаном; РПМ – регулятор потока; КОМ – клапан обратный; ГЗМ – гидрозамок.

3. Гидроаппараты пакета и установленные гидрораспределители должны иметь одинаковый проход.

4. Пакет гидроаппаратуры собирается из аппаратов в соответствии с табл. 6.1 в определенном порядке: первый аппарат устанавливается на корпус (или переходную плиту) блока, второй – на первый, третий – на второй и затем – гидрораспределитель.

5. Условные обозначения применяемости: «×» – применяется; «–» – не применяется.

Таблица 6.1

Номера гидравлических схем пакетов модульной гидроаппаратуры

Номер гидравлической схемы	Состав пакета гидроаппаратуры			Тип устанавливаемого распределителя				
	Тип гидроаппарата			ВЕ6	ВЕ10	Р102	ВЕХ22	Р202
	первого	второго	третьего					
200	КПМ	–	–	×	×	×	×	×
201	КЕМ	–	–	–	×	×	×	×
202	КРМ	–	–	×	×	×	×	×
203	ДКМ	–	–	×	×	×	×	×
204	РПМ	–	–	–	×	×	–	–
205	КОМ	–	–	×	×	×	–	–
206	ГЗМ	–	–	×	×	×	×	×
300	КПМ	КОМ	–	×	×	×	–	–

Номер гидравлической схемы	Состав пакета гидроаппаратуры			Тип устанавливаемого распределителя				
	Тип гидроаппарата			BE6	BE10	P102	BEX22	P202
	первого	второго	третьего					
301	КПМ	ГЗМ	–	×	×	×	×	×
302	КПМ	ДКМ	–	×	×	×	×	×
303	КПМ	РПМ	–	–	×	×	–	–
304	КЕМ	КОМ	–	–	×	×	–	–
305	КЕМ	ГЗМ	–	–	×	×	×	×
306	КЕМ	ДКМ	–	–	×	×	×	×
307	КЕМ	РПМ	–	–	×	×	–	–
308	КРМ	КОМ	–	×	×	×	–	–
309	КРМ	ГЗМ	–	×	×	×	×	×
310	КРМ	ДКМ	–	×	×	×	×	×
311	КРМ	РПМ	–	–	×	×	–	–
312	КОМ	ДКМ	–	×	×	×	–	–
313	КОМ	РПМ	–	–	×	×	–	–
314	ГЗМ	ДКМ	–	–	×	×	–	–
315	ГЗМ	ДКМ	–	×	×	×	×	×
400	КПМ	КОМ	ДКМ	×	×	×	–	–
401	КПМ	КОМ	РПМ	–	×	×	–	–
402	КПМ	ГЗМ	ДКМ	×	×	×	×	×
403	КПМ	ГЗМ	РПМ	–	×	×	–	–
404	КЕМ	КОМ	ДКМ	–	×	×	–	–
405	КЕМ	КОМ	РПМ	–	×	×	–	–
406	КЕМ	ГЗМ	ДКМ	–	×	×	×	×
407	КЕМ	ГЗМ	РПМ	–	×	×	–	–
408	КРМ	КОМ	ДКМ	×	×	×	–	–
409	КРМ	КОМ	РПМ	–	×	×	–	–
410	КРМ	ГЗМ	ДКМ	×	×	×	×	×
411	КРМ	ГЗМ	РПМ	–	×	×	–	–
412	КОМ	ГЗМ	ДКМ	×	×	×	–	–
413	КОМ	ГЗМ	РПМ	–	×	×	–	–

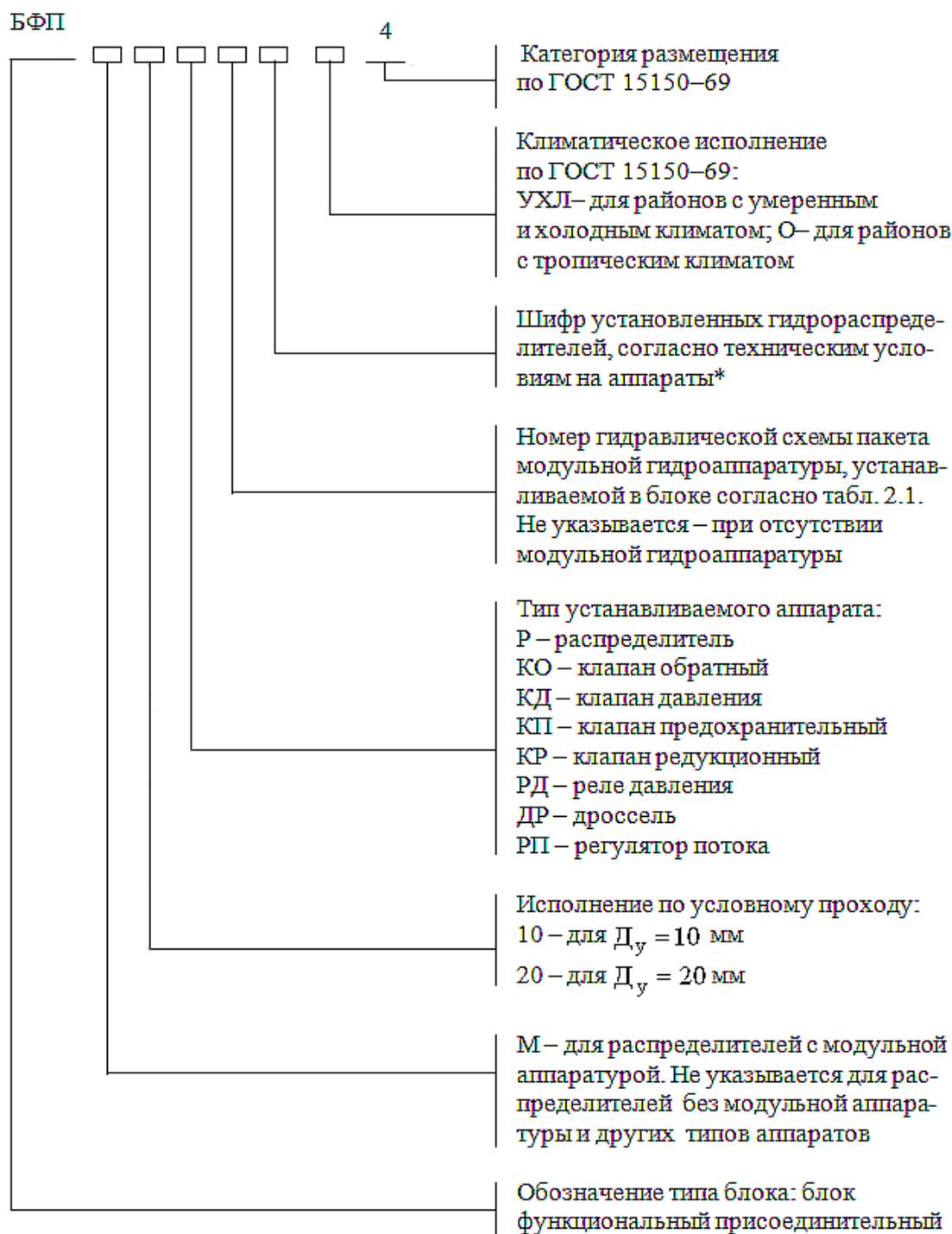


Рис. 6.6. Структурные обозначения блока присоединительного

* Шифр установленного аппарата определяется потребителем. Применяются гидрораспределители только четырехходовые с электромагнитным и электрогидравлическим управлением типов ВЕ6, ВЕ10, Р102, ВЕХ16, ВЕХ22, Р202.

Пример условного обозначения блока присоединительного при заказе

Блок присоединительный без модульной аппаратуры, с условным проходом $D_y = 10$ мм, с гидрораспределителем ВЕ6 34 31/Г24Н, для районов с умеренным климатом, категории размещения – 4:

БФП-10Р, ВЕ6 34 31/Г24Н УХЛ4.



Рис. 6.7. Структура обозначения блоков замыкающих

Пример условного обозначения при заказе

Блок подвода с условным проходом $D_y = 10$ мм, для районов с умеренным климатом, категория размещения – 4:

БФЗ-10П УХЛ 4.

Блок золотника манометра ЗМ2.2-С320 с условным проходом $D_y = 10$ мм, для районов с умеренным климатом, категория размещения – 4:

БФЗ-10. ЗМ2.2-С320 УХЛ 4.

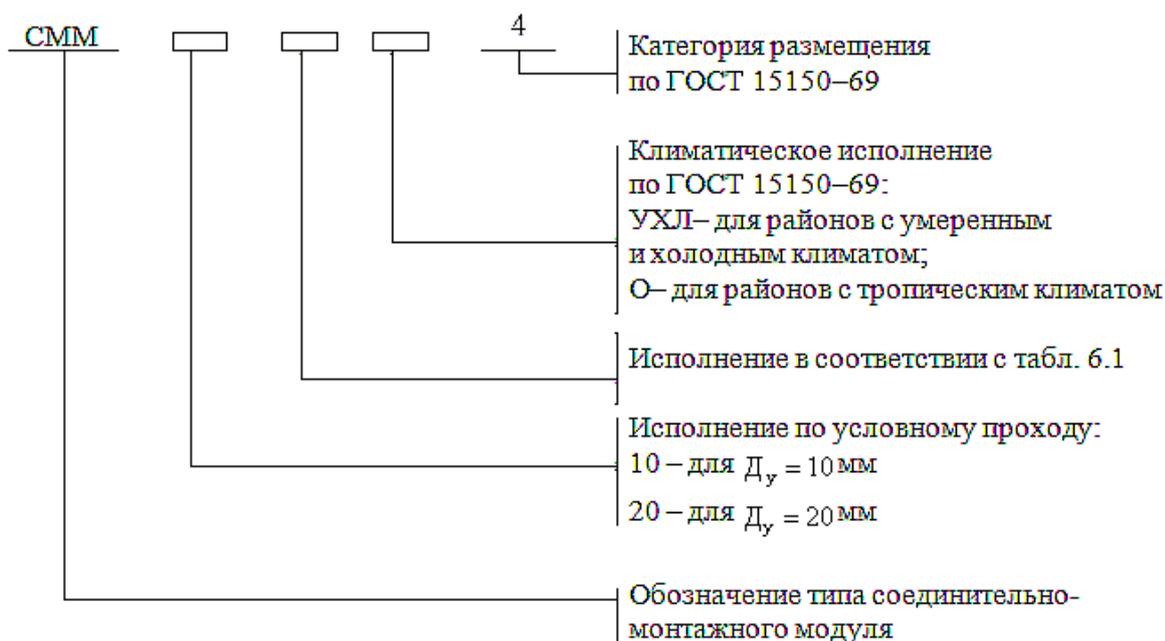


Рис. 6.8. Структура обозначения соединительно-монтажного модуля

Пример условного обозначения соединительно-монтажного модуля при заказе

Соединительно-монтажный модуль с условным проходом $D_y = 10$ мм, исполнения 0,1, для районов с умеренным и холодным климатом, категория размещения – 4:

СММ-10.01 УХЛ 4.

6.2. Результаты испытаний и промышленного освоения системы компонентов с использованием стандартизированных гидроаппаратов

В результате сравнения с серийно выпускаемыми приводами были выявлены следующие преимущества гидроприводов, изготовленных на базе унифицированных функциональных блоков типа БФ:

- снижение массы до 25 %;
- уменьшение гидравлических потерь в системе до 15 %;
- сокращение затрат и сроков на проектирование и внедрение до 60 %;
- увеличение уровня унификации (по гидроблокам уровень унификации достигает 85–100 %);
- уменьшение трудоемкости изготовления до 20 %;

– уменьшение количества трубопроводов, концевых и промежуточных соединений в 2 раза [6].

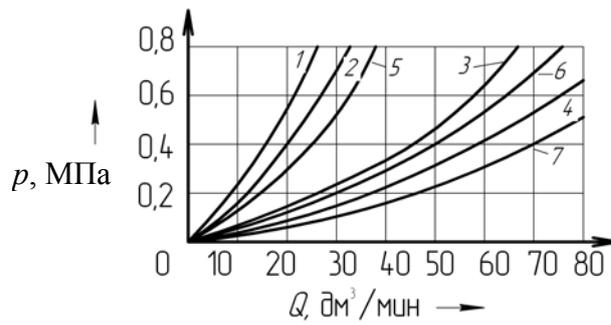
Следует отметить, что гамма блоков БФ является экспериментальной разработкой, основной целью которой была проверка полученных теоретических результатов. В связи с этим было принято решение использовать серийно изготавливаемые гидроаппараты с присоединительными размерами по ГОСТ, а преобразование присоединительных размеров согласно полученным теоретическим результатам осуществить при помощи переходных плиток, закрепляемых к стыковой плоскости каждого из гидроаппаратов притычного исполнения.

Преобразованные таким образом гидроаппараты были названы присоединительными блоками (рис. 6.2).

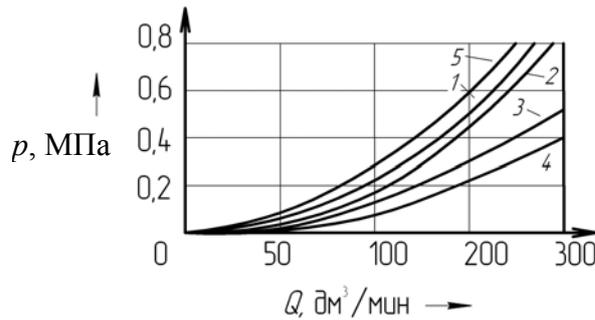
При этом плитки выполнены для серийно изготавливаемой отечественной промышленностью гидроаппаратуры с условными проходами 6, 10, 16 и 20 мм, параметры которой приведены в [57]. В результате были определены, на основе полученных ранее решений и рекомендаций, габаритные и присоединительные размеры СММ, БП, БР, ВЗ [10], а также основные параметры (зависимость потери давления от расхода $\Delta p(Q)$ и масса) изготовленных экспериментально-опытным производством Гомельского ГСКТБГА унифицированных функциональных блоков типа БФ (БР, БП, СММ, ВЗ) (рис. 6.9, табл. 6.2) [2].

Испытания проводились на очищенном до 12-го класса минеральном масле ВНИИНП-403 ГОСТ 16728–78, нагретом до температуры +40 °С на стенде, гидравлическая схема которого приведена на рис. 6.10. Насосом масло по трубопроводу подавалось в канал подвода испытуемого блока А и от канала выхода из блока по трубопроводу сливалось в гидробак Б1 стенда. При этом проводились замеры давления на входе и выходе из блока по манометрам МН1 и МН2 (ГОСТ 6521–72, класс точности 0,25, верхний предел измерений 2,5 МПа).

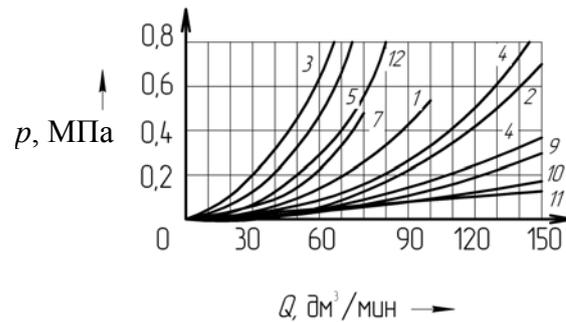
Разница в показаниях манометров давала величину перепада давления Δp в блоке при расходе Q , определенном расходомером Р1 (ЖШУ-40-16, класс точности 0,5 и ЖШУ-25М-16, класс точности 0,5). Дросселем ДР1 устанавливалось значение расхода Q . Графики строились по полученным значениям Δp не менее чем в 10 точках значения Q . Используемые измерительные приборы протарированы и аттестованы Гомельской лабораторией госнадзора.



a)



б)



в)

Рис. 6.9. Зависимость потери давления от расхода рабочей жидкости $\Delta p(Q)$ для БР, БП, СММ, БЗ:
 а – БР: 1 – $P \rightarrow A$ (ВЕ6) (для БР с распределителем ВЕ6);
 2 – $T \rightarrow B$ (ВЕ6); 3 – $P \rightarrow A$, 4 – $T \rightarrow B$ (ВЕ10); БП: 1 – $P \rightarrow A$;
 5 – $T \rightarrow B$ (ВЕ6); 6 – $P \rightarrow A$; 7 – $T \rightarrow B$ (ВЕ10); б – БР: 1 – $P \rightarrow A$;
 2 – $T \rightarrow B$ (ВЕХ16); 3 – $P \rightarrow A$; 4 – $T \rightarrow B$ (ВЕХ20); БП: 1 – $P \rightarrow A$;
 5 – $T \rightarrow B$ (ВЕХ16); 3 – $P \rightarrow A$; 4 – $T \rightarrow B$ (ВЕХ20); в – БП, условный
 проход 10 (клапаны): 1 – $P \rightarrow A$ (обратный); 3 – $P \rightarrow A$ (давления,
 редуционный); 5 – $P \rightarrow T$ (предохранительный, регулятор расхода);
 12 – $P \rightarrow A$ (дрессель); условный проход 20: 2 – $P \rightarrow A$ (обратный дрос-
 сель); 4 – $P \rightarrow A$ (давления); 6 – $P \rightarrow T$ (предохранительный);
 8 – $P \rightarrow A$ (регулятор расхода); 9 – $P \rightarrow A$ (редукционный);
 СММ, условный проход 10: 1 – $M \rightarrow 1$ и $8 \rightarrow 3$; 4 – $M \rightarrow M$; 7 – $M \rightarrow 6$;
 условный проход 20: 2 – $M \rightarrow 6$; 6 – $M \rightarrow 1$ и $8 \rightarrow 3$; 11 – $M \rightarrow M$;
 БЗ подвода условный проход 10: 1 – $P \rightarrow P$; 6 – $T \rightarrow T$;
 условный проход 20: 9 – $\rightarrow P$; 10 – $T \rightarrow T$

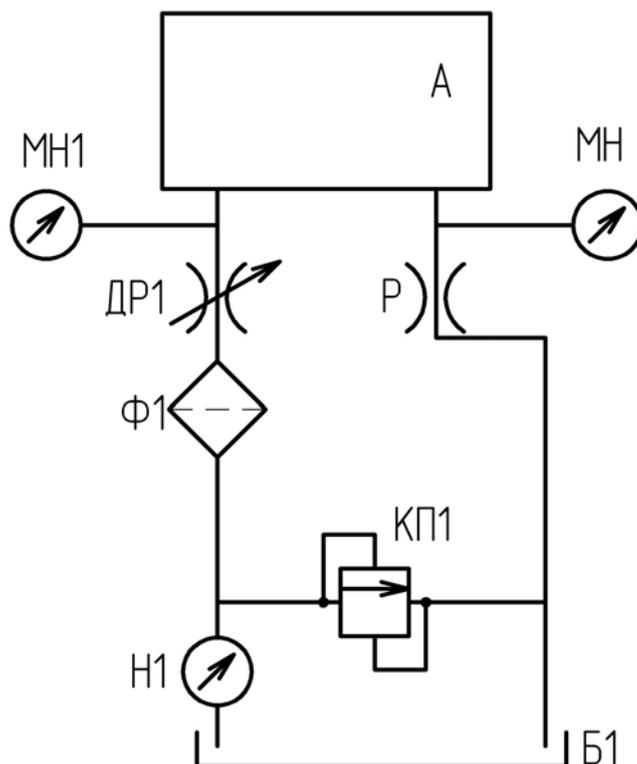


Рис. 6.10. Гидравлическая схема испытательного стенда унифицированных функциональных блоков типа БФ

Таблица 6.2

Значение массы функциональных блоков БР, БП, СММ, БЗ

Тип блока	Условный проход, мм	Тип устанавливаемого гидроаппарата	Масса, кг
БР	10	Распределитель ВЕ6	4,6
		Распределитель ВЕ10	8,2
	20	Распределитель ВЕХ16	17,0
		Распределитель ВЕХ20	25,0
БП	10	Распределитель ВЕ6	1,8
		Распределитель ВЕ10	2,0
	20	Распределитель ВЕХ16	8,2
		Распределитель ВЕХ20	
	10/20	Клапан обратный	1,3/4,5
		Клапан давления	1,9/5,9
		Клапан редуциционный	2,5/6,6
		Реле давления	1,2/2,6
Дроссель		1,7/4,2	
	Регулятор расхода	1,6/5,6	

Тип блока	Условный проход, мм	Тип устанавливаемого гидроаппарата	Масса, кг
СММ	10	–	5,6
	20		15,5
БЗ переключателя манометра	10/20	ПМ2.2	1,6/3,3
		ЛМ6	2,3/4,7
БЗ подвода	10	–	5,5
	20		13,5

На рис. 6.11 представлены результаты измерений перепада давления Δp от расхода рабочей жидкости в соединительно-монтажном модуле СММ-10.00 для хода М-6 (точки), которые сравниваются с теоретическими расчетами по известной формуле Дарси (сплошная линия). Погрешность величины $\Delta p(Q)$ по сравнению с теоретическим значением не превышает 5 %. Она складывается из погрешностей приборов (по 0,5 %) и некоторой случайной величины ошибки, которая не превышает 4 %, что свидетельствует о большой достоверности эмпирических результатов.

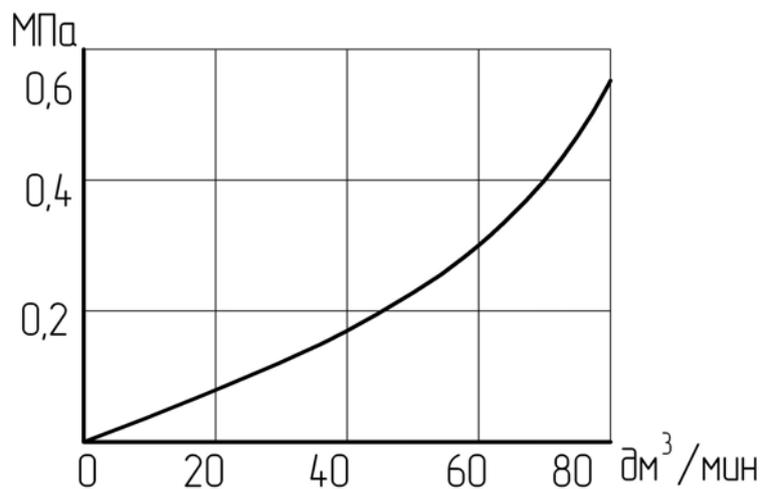


Рис. 6.11. Зависимость $\Delta p(Q)$ для хода М-6 в СММ-10.00

Как видно из графика на рис. 6.11, величина абсолютной погрешности значений $\Delta p(Q)$ составляет 0,01 МПа, а относительная погрешность – 5 %. Аналогичным образом проверялись значения погрешностей расходных характеристик по другим блокам. Величина погрешностей не превышала 5 %. Это позволяет сделать вывод о том,

что в разработанных конструкциях не происходит явлений, выходящих за рамки известных теоретических выкладок.

Так как величины погрешностей обоих приборов имеют тесную связь, то в данном случае ими можно пренебречь, вследствие незначительного влияния их на общую погрешность.

В практике машиностроительного производства приняты определенные значения величин скоростей рабочей жидкости в каналах гидроустройств, при которых значения гидравлических потерь считаются приемлемыми. Исходя из этого, устанавливаются значения номинальных расходов, обеспечиваемых гидроустройствами. Таким образом, если считать величину $\Delta p = 0,4$ МПа допустимой (по аналогии с гидроаппаратами, используемыми в практике [57], [67]), то номинальными значениями расходов для блоков БФ будут следующие: БР(ВЕ6), БП(ВЕ6) – 20 дм³/мин; БР(ВЕ10), БП(ВЕ10) – 50 дм³/мин; БР(ВЕХ16), БП(ВЕ16) – 120 дм³/мин; БР(ВЕ20), БП(ВЕ20) – 180 дм³/мин; БП(КО, КД, КП, КР) условный проход 10–60 дм³/мин; БП(КО, КД, КП, КР) условный проход 20–150 дм³/мин; СММ(10) – 80 дм³/мин; СММ(20) – 180 дм³/мин; БЗ(П)10 – 80 дм³/мин; БЗ(П)20 – 200 дм³/мин.

Полученные результаты позволяют уже на стадии проектирования определять основные параметры ГУ (вес, габаритные и присоединительные размеры, энергетические параметры), а также стратегию разработки с целью выявления оптимального варианта исполнения гидропривода. Установлены также оптимальные значения расходов Q , на которых могут эксплуатироваться разработанные блоки.

Сравнение блоков БФ с лучшими зарубежными аналогами (фирм Rexroth, Bosch, Parker-Hannifin) показали, что по техническим параметрам они превышают мировой уровень (КУ2-053-2367–86). С учетом этого обстоятельства была проведена подготовка и с 1985 г. освоено серийное производство блоков БФ на Гомельском ПО «Гидроавтоматика» (ТУ2-053-1739–85). Экономическая эффективность от использования блоков за первые три года внедрения в соответствии с утвержденными расчетами составила свыше 1,5 млн рублей (в ценах 1980-х гг.). Блоки БФ экспонировались на международных выставках ЭМО-7 (Италия) и МАКАНЕЛЕМ-88 (Франция).

6.3. Разработка и результаты испытаний системы компонентов агрегатно-модульных гидроблоков управления на основе гидроаппаратуры встраиваемого исполнения

Очевидным является тот факт, что оптимизация геометрических параметров БП приводит к значительному улучшению технических характеристик блоков. В связи с этим на основе гидроаппаратов вставного монтажа были спроектированы блоки типа БВ, в которых присоединительные размеры определены на основе результатов, полученных в главе 4 [11].

В ГГТУ им. П. О. Сухого проводились экспериментальные работы с целью сравнения технико-экономических показателей блоков БВ и блоками БФ.

При этом были получены следующие результаты по гидроблоку станции С100.1-7117 производства Гомельского ПО «Гидроавтоматика»:

- уменьшен габаритный размер по высоте на 110 мм;
- снижена масса изделия на 10 кг ($\approx 50\%$);
- уменьшена трудоемкость изготовления на $\approx 30\%$.

Общий вид указанного блока на основе БВ приведен на рис. 6.12.

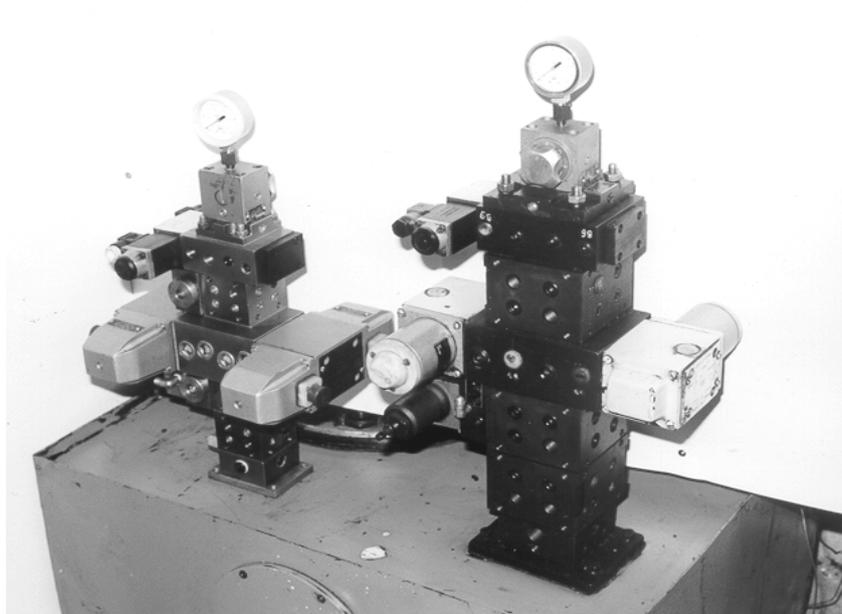


Рис. 6.12. Общий вид гидроблока станции С100.1-7117 (слева – на основе блоков БВ и справа – на основе блоков БФ)

Отмечено также, что на блоках БВ могут быть собраны ГУ станков 16А20Ф3 и ГДВ-500 (Гомельские заводы им. С. М. Кирова и Станочных узлов).

В 1998 г. Гомельским заводом «Гидропривод» были выпущены гидростанции на основе блоков БВ следующих моделей: С63-1Н, С80-4Я, С80-4ЯУ (ТУ РБ 14704940.002–2000), общее количество 100 шт. Хойникским заводом «Гидроаппаратура» освоен серийный выпуск гидростанций С80-4ЯУ (рис. 6.9).

Станция гидропривода типа С80-4ЯУ предназначена для подачи жидкости под давлением в гидрофицированные органы пилорамы.

Станция обеспечивает следующие основные функции:

- привод вращения подающих валцов (подача бревен в зону и из зоны распиловки);
- бесступенчатое регулирование скорости подачи бревен;
- подъем и опускание ворот.

Общий вид станции с указанием габаритных и присоединительных размеров представлен на рис. 6.13, 6.14.

Основные технические параметры станции при работе на чистом минеральном масле вязкостью от 30 до 35 сСт и температурой $+25 \div 35$ °С соответствуют данным табл. 6.3.



Рис. 6.13. Общий вид станций С80-4ЯУ

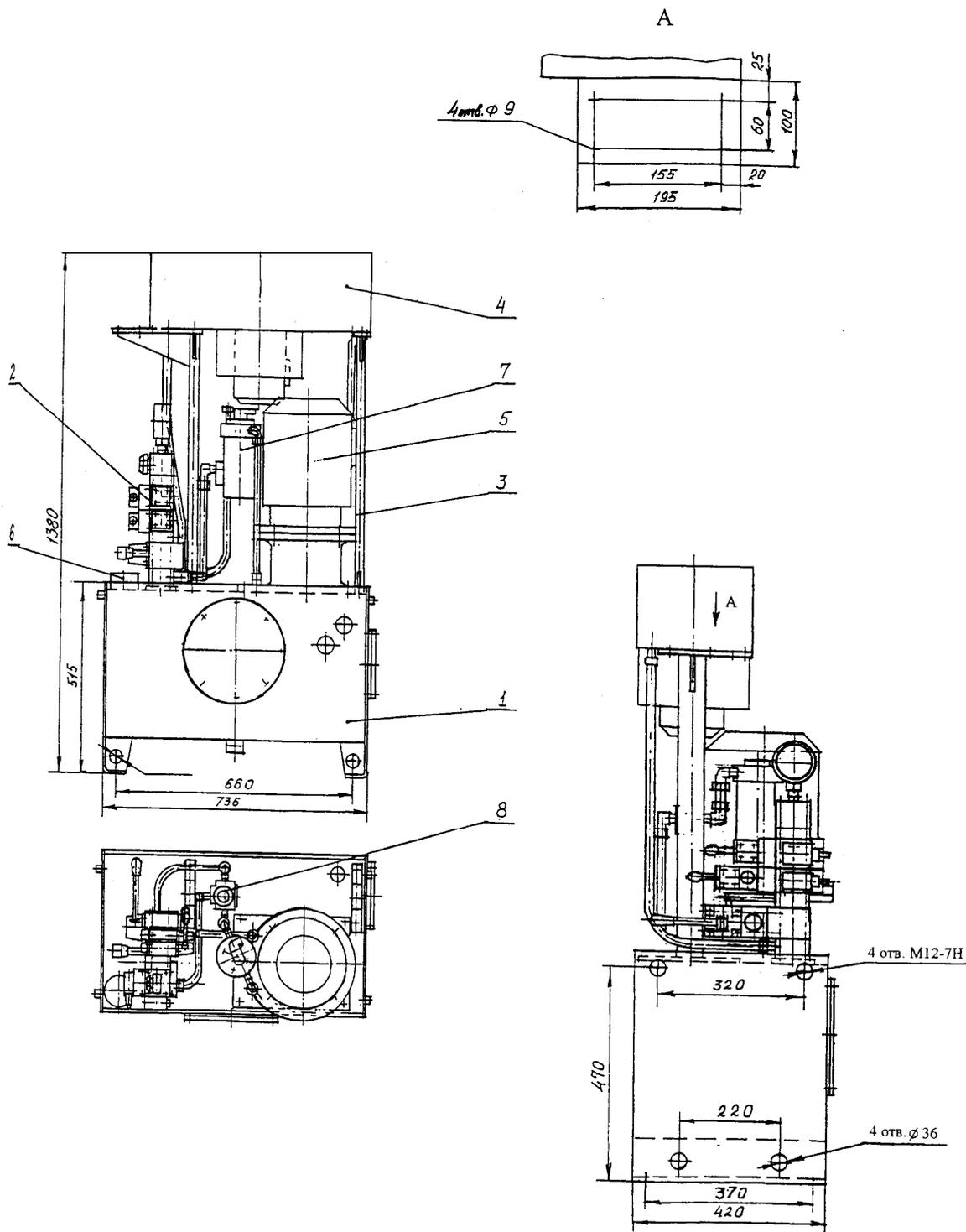


Рис. 6.14. Общий вид станции С80-4ЯУ с габаритными и присоединительными размерами

Основные технические параметры станции

Параметр	Значение	
	С80-4ЯУ.УХЛ4	С80-4ЯУ.У1
1. Номинальная вместимость, дм^3 (л)	80	
2. Номинальная подача, $\text{дм}^3/\text{с}$ (л/мин)	0,16/0,53 (10/32)	
3. Номинальное давление, МПа ($\text{кг} \cdot \text{с}/\text{см}^2$)	2,5/5,0 (25/50)	
4. Давление настройки предохранительных клапанов КП2, КП3, МПа ($\text{кг} \cdot \text{с}/\text{см}^2$)	0,5–2,5 (5–25)	
5. Масса (без рабочей жидкости), кг, не более	170	
6. Габаритные размеры, мм, не более		
длина	766	
ширина	435	
высота	1380	
7. Вибропрочность и виброустойчивость по ГОСТ 16962–71	1-я степень	
Технические характеристики электрооборудования:		
напряжение питающей сети, В	220/380	
род тока	переменный, трехфазный	
мощность электродвигателя насосной установки, кВт	5,5	
частота вращения электродвигателя насосной установки, об/мин	1500	
мощность электродвигателя теплообменника, кВт	0,55	
частота вращения электродвигателя теплообменника, об/мин	3000	

Станция скомпанована по принципу узловой сборки. Составные части крепятся с помощью болтов или винтов и могут быть легко демонтированы. Гидробак 1 является резервуаром для рабочей жидкости и основанием для размещения остальных сборочных единиц станции. Сварной корпус гидробака 1 станции разделен продольной перегородкой на отсеки всасывания и слива. На верхней плите гидробака расположены стойки 3 с теплообменником 4, гидроблок 2, насосный агрегат 5, а также имеется отверстие для заливного фильтра 6 и отверстие для слива утечек из гидромотора. Для очистки внутренних поверхностей гидробака на передней и правой стенках имеются люки, закрытые крышками. На передней стенке гидробака имеются

два отверстия под указатели уровня масла и отверстие для полного слива масла. На боковых стенках имеются отверстия для установки грузовых болтов. На правой и левой стенках имеются отверстия для слива утечек с верхней крышки гидробака.

Насосный агрегат 5 выполнен в виде автономного узла и предназначен для подачи рабочей жидкости в гидроблок станции. Насосный агрегат состоит из электродвигателя, пластинчатого насоса и стакана. Соединение валов электродвигателя и насоса осуществляется через зубчатую эластичную муфту. В стакане имеется закрытое крышкой окно для облегчения монтажа муфты и наблюдения за состоянием ее эластичной оболочки. Заливной фильтр 6 предназначен для заливки рабочей жидкости в гидробак, ее фильтрации, а также очистки воздуха, циркулирующего над уровнем рабочей жидкости в гидробаке.

Фильтр 7 установлен в напорной гидролинии от насоса к гидроблоку и служит для очистки и контроля загрязненности рабочей жидкости.

Стойки 3 сварной конструкции служат для установки теплообменника на гидробаке.

Теплообменник 4 предназначен для охлаждения рабочей жидкости и состоит из радиатора и осевого вентилятора с электродвигателем.

Гидроблок 2 – сборочная единица станции, обеспечивает распределение потоков рабочей жидкости согласно гидросхеме.

Схема гидравлическая принципиальная станции представлена на рис. 6.15, перечень аппаратуры приведен в табл. 6.4. Схема гидравлическая соединений – на рис. 6.16, перечень ее элементов содержится в табл. 6.5.

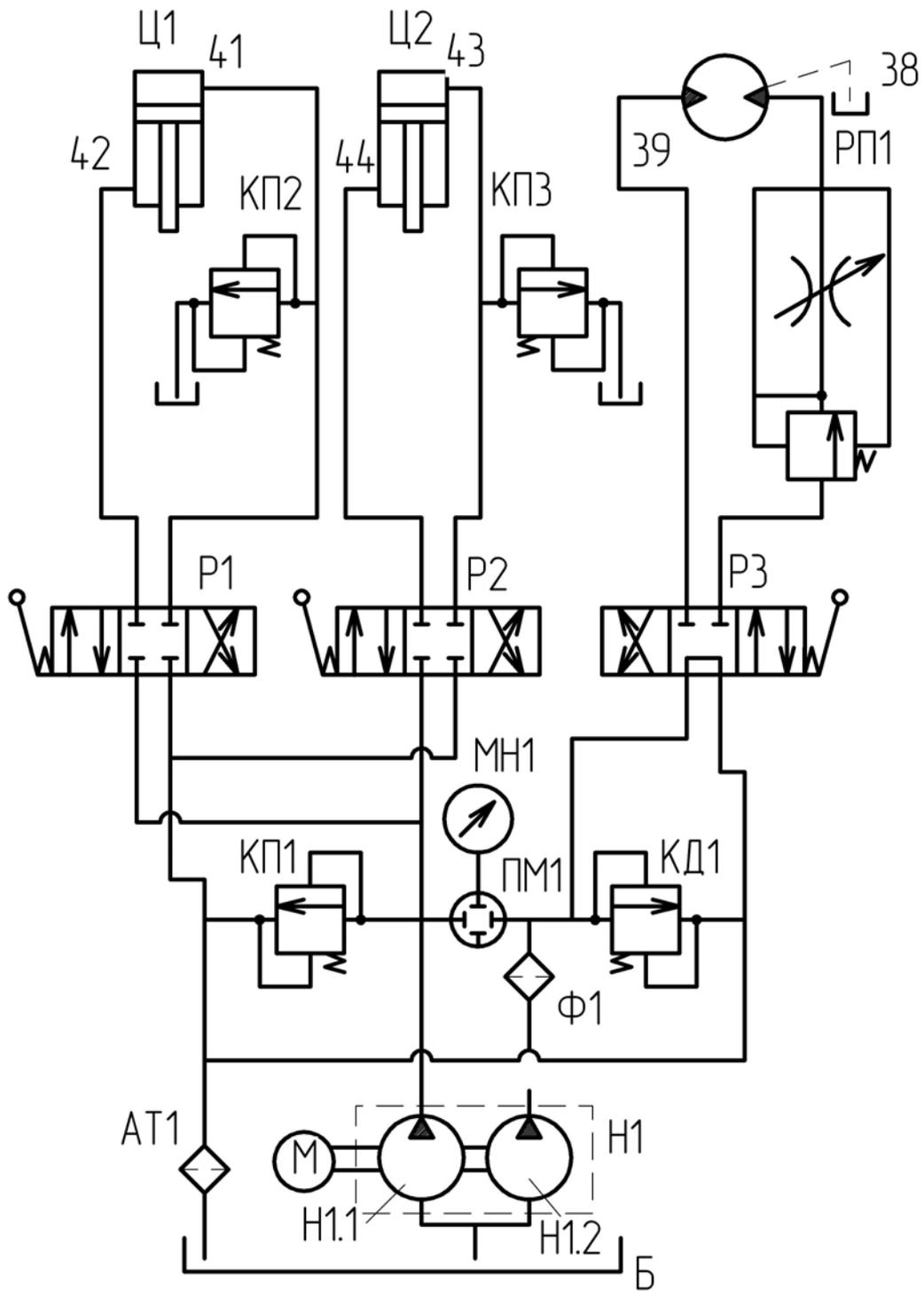


Рис. 6.15. Схема гидравлическая принципиальная станции С80-4ЯУ

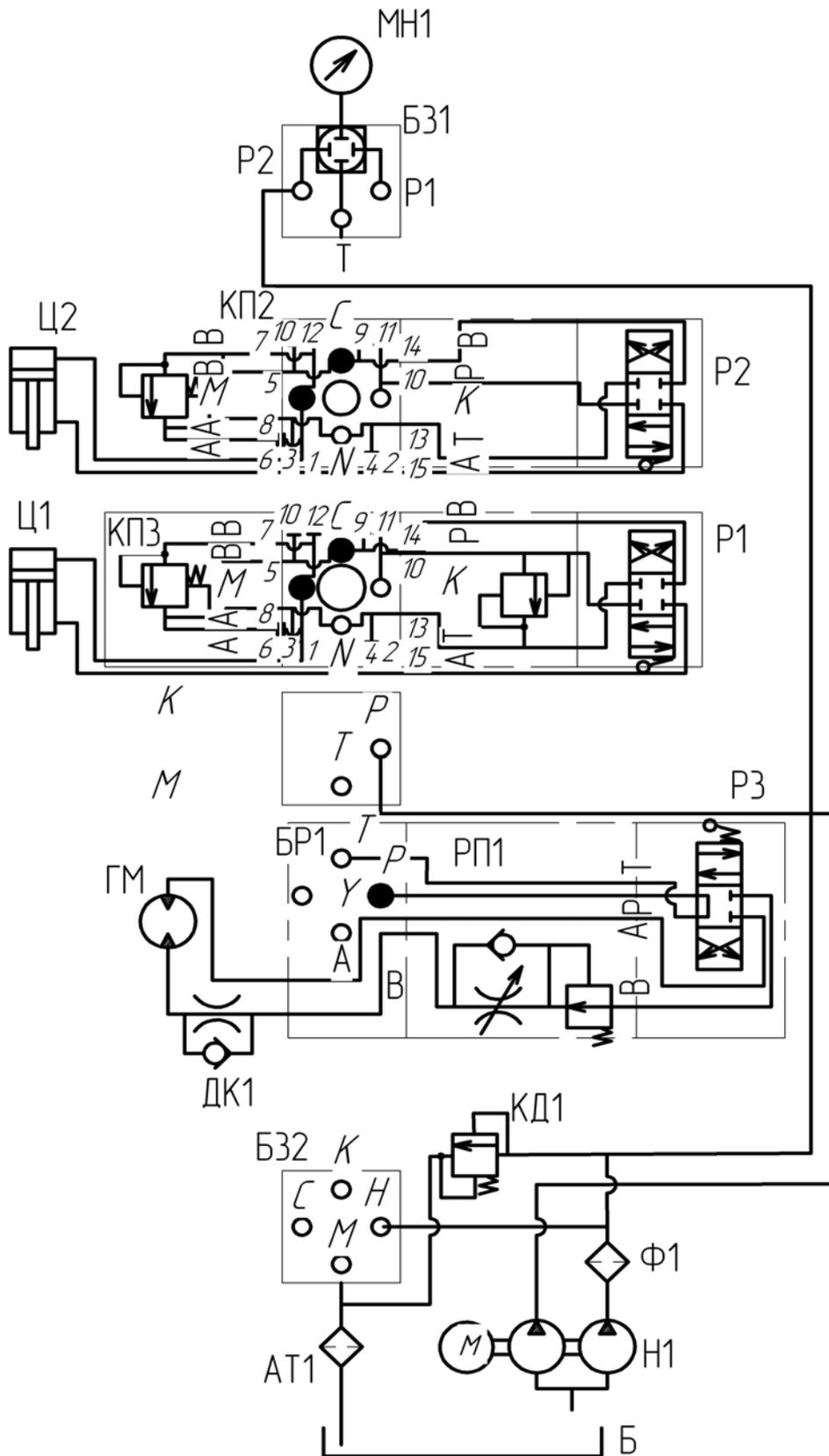


Рис. 6.16. Схема гидравлическая соединений гидроблока станции С80-4ЯУ

Таблица 6.4

**Перечень элементов схемы гидравлической
принципиальной станции С80-4ЯУ**

Позиционное обозначение	Наименование	Количество
Б	Гидробак ($V = 80$ л)	1
Н1	Насос НПл 8-25/16	1
ГМ	Гидромотор	1
КП2, КП3	Блок присоединительный клапана предохранительного БПВ-6.КП.000	2
КП1	Клапан предохранительный КПМ 6/3-Р2 УХЛ4	1
КД1	Клапан давления БГ54-32М	1
Р1, Р2	Гидрораспределитель 1РММ-6.44Ф	2
Р3	Гидрораспределитель 1РММ-10.64Ф	1
РП1	Регулятор потока С80-4Я.05.000	1
Ф1	Фильтр 1ФГМ16-25К	1
ПМ1	Переключатель манометра ПМ2.2-С320	1
МН1	Манометр МТП-1М-10МПа	1
АТ1	Теплообменник С80-4ЯУ.02.002	1
Ц1, Ц2	Гидроцилиндры привода ворот	2

Таблица 6.5

**Перечень элементов схемы гидравлической
соединений станции С80-4ЯУ**

Позиционное обозначение	Наименование	Количество
Б	Гидробак ($V = 80$ л)	1
АТ1	Теплообменник С80-4ЯУ.02.002	1
ГМ	Гидромотор	1
Н1	Насос НПл 8-25/16	1
Ф1	Фильтр 1ФГМ16-25К	1
Б31	Блок замыкающий БВ3-6ПМ2.2.С320	1
Б32	Блок замыкающий подвода БВ3-6П.000	1
БР1	Блок распределителя БВР-6.1.ВЕ10.000	1
КД1	Клапан давления БГ54-32М	1
КП2, КП3	Блок присоединительный клапана предохранительного БПВ-6.КП.000	2
КП1	Клапан предохранительный КПМ 6/3-Р2 УХЛ4	1
МН1	Манометр МТП-1М-10МПа	1
Р1, Р2	Гидрораспределитель 1РММ-6.44Ф	2

Позиционное обозначение	Наименование	Количество
РЗ	Гидрораспределитель 1РММ-10.64Ф	1
РП1	Регулятор потока С80-4Я.05.000	1
СМ1, СМ2	Соединительно-монтажный модуль СММ-6.000	2
Ц1, Ц2	Гидроцилиндры привода ворот	2

Описание работы станции С80-4ЯУ. Подача рабочей жидкости в гидросистему производится насосом Н1 (подачей 10/32 л/мин). Предохранительные клапаны КП1 и КД1 поддерживают постоянное рабочее давление в системе. От насоса Н1.1 рабочая жидкость поступает к гидрораспределителям Р1, Р2 и клапану КП1. При установленных распределителях Р1, Р2 в среднем положении жидкость через предохранительный клапан КП1 поступает к теплообменнику АТ1 и далее сливается в гидробак Б. Для обеспечения работы гидроцилиндров Ц1, Ц2 необходимо включение распределителей Р1 и Р2. Если распределитель Р1 (Р2) соединяет подвод насоса Н1.1 с поршневой полостью цилиндра Ц1 (Ц2), блок КП2 (КП3) снижает давление против настроенного клапаном КП1, в зависимости от настройки пружины на блоке. При переключении распределителя Р1 (Р2) жидкость подается в штоковую полость цилиндра Ц1 (Ц2) и при его перемещении сливается из поршневой полости к теплообменнику АТ1. От насоса Н1.2 жидкость поступает через фильтр Ф1 к распределителю РЗ и сливается через его среднее положение к теплообменнику АТ1 и далее в гидробак Б. При включении распределителя РЗ в правое по схеме положение жидкость через регулятор расхода РП1 поступает к гидромотору ГМ. При этом скорость вращения гидромотора настраивается регулятором РП1. От гидромотора жидкость сливается к теплообменнику АТ1 и далее в гидробак Б1. При переключении гидрораспределителя РЗ происходит реверс мотора ГМ, при этом жидкость из гидромотора проходит через дроссель регулятора РП1, за счет чего скорость его замедляется.

Теплообменник АТ1 служит для поддержания температурного режима рабочей жидкости в гидросистеме. Для очистки заливаемой жидкости в гидробак Б1 служит заливной фильтр Ф6. За период 1998–2003 гг. изготовлены и поставлены потребителем станции гидропривода на базе функциональных блоков типа БВ общим количеством свыше 300 шт.

В течение 2002–2006 гг. выполнен ряд опытно-конструкторских работ по разработке станций гидропривода на основе блоков БВ, которые внедрены в производство:

1. Разработка, изготовление и поставка станции гидропривода суперкаландра модели СК-25, номер госрегистрации 20023994.

2. Разработка, изготовление, испытание и поставка станции гидропривода движения тележки линии «Primultini»), номер госрегистрации 2004354.

3. Разработка, изготовление, испытание и поставка станции гидропривода: симультоного гидропривода; предварительно-загрузочного устройства линии «Rauma-Repola», номер госрегистрации 20042752.

4. Разработка, изготовление и испытание станции гидропривода пресса, номер госрегистрации 2006256.

Сравнительная оценка параметров унифицированных функциональных блоков различных конструкций, приведенная в табл. 6.6, позволяет сделать следующие выводы:

– наличие конструкций блоков БВ с условными проходами $D_y = 6, 10, 16, 20, 32$ мм и номинальным давлением до 32 МПа соответствует параметрам используемых в настоящее время в промышленности гидроаппаратам и по функциональным возможностям допускает их замену;

– по комплексному показателю качества «удельная масса» блоки типа БВ в отдельных случаях превосходят аналоги, более чем на порядок [11, с. 51].

Таблица 6.6

Параметры унифицированных функциональных блоков

Наименование технико-экономических показателей	Единица измерения	Величина показателей							
		Блоки типа		Parker-Hannifin		Rexroth			Bosch
		БВ	БФ	MBL – 101-002	MBH – 101-084	AG – 3559-1-10	AG – 3450-1-10	AG – 3534-1-10	1-815-503-221
Условный проход	мм	6, 10, 16, 20, 32	10, 20	10	10	10	10	10	10
Номинальное давление	МПа	до 32	До 20	31,5	31,5	7,0	7,0	10	21

Наименование технико-экономических показателей	Единица измерения	Величина показателей							
		Блоки типа		Parker-Hannifin		Rexroth			Bosch
		БВ	БФ	MBL – 101-002	MBH – 101-084	AG – 3559-1-10	AG – 3450-1-10	AG – 3534-1-10	1-815-503-221
Удельная масса: ВФР-10	Кг · мин МПа · л	0,0022	0,045	0,064		0,0268			
ВЕ10 ВФП-10		0,01	0,02				0,0875		
РВЕ10 СММ-10.00		0,0035	0,007		0,00917			0,031	

6.4. Разработка и внедрение в гидроприводах технологического оборудования агрегатно-модульных гидроблоков управления

Решение задач синтеза структур проектируемых ГУ заключается в преобразовании описаний проектируемого объекта: исходное описание содержит информацию о требованиях к свойствам ГУ, об условиях его функционирования, ограничения на элементный состав и т. п., а результирующее описание должно содержать сведения о структуре, т. е. о составе элементов и способах их соединения и взаимодействия. Такой структурой, согласно полученным в главе 5 результатам, является СТС гидроблока управления. Достигнутая степень обобщения при составлении СТС выражается в установлении типичной последовательности действий и использовании унифицированных структур элементной базы агрегатно-модульного конструирования ГУ. Исходным описанием является ПС, перечень условий и ограничений по расположению элементов в пространстве, а также условие минимальной стоимости ГУ (2.18). То есть в процессе создания конструкций ГУ должны быть обеспечены технические требования, предъявляемые со стороны комплектуемого оборудования. Требования включают в себя, как правило, удобство монтажа и обслуживания, расположение и направление выводов к исполнительным органам машины и т. п. В этой связи, целью данного исследова-

ния является проверка компоновочных возможностей разработанной системы блоков, приспособленность их к техническим требованиям со стороны оборудования. Определению также подлежала оценочная характеристика технико-экономических параметров ГУ на основе блоков в сравнении с серийными образцами гидроблоков управления.

Для выполнения поставленной задачи произвольным образом были отобраны изготавливаемые отечественной промышленностью образцы гидроприводов с различными уровнями серийности – от единичных специальных, до серийных с программой выпуска свыше 1000 шт. в год. На основе принципиальных гидросхем отобранных гидроприводов были спроектированы ГУ по методике, изложенной в главе 5. Особенностью указанной методики является необходимость принятия решений на этапах синтеза ЭСС и минимизации количества СММ используемых в СТС.

Задачу принятия решений (ЗПР) формулируют следующим образом [67, с. 45]:

$$\text{ЗПР} = \langle A, K, \text{Мод}, \Pi \rangle,$$

где A – множество альтернатив проектного решения, $K = (K_1, K_2, \dots, K_m)$ – множество критериев (выходных параметров), по которым оценивается соответствие альтернативы поставленным целям; Мод: $A \rightarrow K$ – модель, позволяющая для каждой альтернативы рассчитать вектор критериев; Π – решающее правило для выбора наиболее подходящей альтернативы в многокритериальной ситуации. В свою очередь, каждой альтернативе конкретного решения можно поставить в соответствие значение множества (набора) атрибутов $X = \langle x_1, x_2, \dots, x_n \rangle$, характеризующих свойства альтернативы.

В нашем случае при разработке СТС необходимо решать задачи: ЗПР₁ – синтез ЭСС и ЗПР₂ – минимизация количества СММ. Множеством A для ЗПР₁ и ЗПР₂ являются универсальные структуры (УС), приведенные на рис. 4.4, 4.5.

Множество критериев K включает в себя: пути на графе ПС между i -ми корневыми вершинами; технические требования, предъявляемые со стороны комплектуемого оборудования. Модель Мод, может быть установлена на основе УС способом выделения, постепенно удаляя лишние элементы. При этом решающим правилом является условие минимальной стоимости (2.18). Основной проблемой в ЗПР₁ и ЗПР₂ является выбор метода поиска оптимального варианта (сокращение перебора вариантов).

Простейшим способом задания множеств A при решении ЗПР₁ и ЗПР₂ является перечисление всех альтернатив, что в данном случае приемлемо вследствие малой мощности A , в том числе, учитывая ограничения, устанавливаемые техническими требованиями со стороны комплектующего оборудования. Для описания множеств A и решения ЗПР₁, ЗПР₂ при проектировании указанных ГУ использовались подходы морфологических таблиц и составления альтернативных И-ИЛИ-деревьев.

При этом с учетом выполнения условия (2.18) гидроблок оптимизируется и по параметрам, что вполне согласуется с последним этапом типовой последовательности этапов разработки гидропривода, где установлена необходимость подбора гидроаппаратов по условным проходам и расчета проходных сечений трубопроводов. Следует отметить также, что наиболее целесообразно для выполнения этого условия воспользоваться полученными в результате экспериментальных исследований расходными характеристиками блоков (рис. 6.9).

Как установлено в главах 2, 5 этапы создания конструкции конкретного ГУ на основе унифицированных функциональных блоков имеют определенную логическую последовательность ПС → СС → сборочный чертеж. Наибольшей сложностью отличается этап, «схема соединения». Для ее построения с использованием блоков типа БФ (БВ) рекомендуется использовать условные обозначения элементов гидропривода по ГОСТ 2.780; ГОСТ 2.781; ГОСТ 2.782, а также схемы соединений блоков [10], [11], [24].

Однако обычных условных обозначений элементов гидропривода в нашем случае недостаточно, так как они не учитывают всех особенностей блоков, в связи с чем были приняты условные обозначения элементов гидравлических схем [21].

При составлении СС необходимо учитывать, что она отражает и конструктивное расположение всех элементов ГУ, что значительно упрощает этап «сборочный чертеж», а в некоторых случаях позволяет исключить его [29], [31].

Приводы на основе спроектированных ГУ были изготовлены и испытаны. Испытания приводов проводились по циклу работы комплектующего оборудования.

Согласно программе и методике испытаний определению подлежали следующие их параметры и показатели качества:

1. Проводилась оценка ГУ на соответствие его предъявляемым техническим требованиям, в том числе проверялось функционирова-

ние по циклу работы машины. В результате составлялось заключение о пригодности к эксплуатации в составе оборудования.

2. Выполнялись замеры потребляемой мощности электродвигателя привода в процессе работы, а также производилось взвешивание привода. Результаты замеров и взвешивания сравнивались с аналогичными показателями серийных образцов.

Потребляемая мощность электродвигателя характеризует в данном случае уровень гидравлических потерь Δp в ГУ, а изменение массы – рациональность проектирования ГУ на основе блоков БФ с точки зрения его материалоемкости.

3. Оценивался уровень собираемости или оптимальности сборки ГУ. Под этим показателем понимается степень соответствия теоретических результатов исследований с практическими по заполнению монтажных плоскостей соединительно-монтажного модуля (СММ) гидроаппаратами, использованию блоков распределителей (БР) и блоков замыкающих (БЗ), т. е. применение при создании ГУ минимального числа элементов.

Как показали результаты испытаний и исследований на 34 образцах гидроприводов (табл. 6.7), все они соответствовали заданным техническим требованиям и обеспечивали функционирование по циклам работы машин. По результатам испытаний комиссией были сделаны выводы об их пригодности к эксплуатации в составе оборудования. Экспериментальные образцы гидроприводов для специальных агрегатных станков модели 1ХМА, токарных полуавтоматов модели КТ61У, а также круглошлифовальных полуавтоматов моделей ЗУ12УА, ЗМ153 поставлены заводам-изготовителям станков, и в настоящее время эксплуатируются в составе оборудования.

Таблица 6.7

Результаты оценки оптимальности сборки гидроблока управления образцов гидроприводов

№ п/п	Шифр гидроблоков управления по чертежу	Число использованных в ГУ блоков БФ, шт.		№ п/п	Шифр гидроблоков управления по чертежу	Число использованных в ГУ блоков БФ, шт.	
		фактическое (Ф)	теоретическое (Т)			фактическое (Ф)	теоретическое (Т)
1	С100-91А11.01	12	12	18	Г48-1ХМА.91.00	16	16
2	С100-ЗУ12УА.01	16	16	19	Г48-1ХМА-91-01	13	13
3	ХГ48-1ХМА-01	12	12	20	Г48-1ХМА-92-02	11	11

№ п/п	Шифр гидроблоков управления по чертежу	Число использованных в ГУ блоков БФ, шт.		№ п/п	Шифр гидроблоков управления по чертежу	Число использованных в ГУ блоков БФ, шт.	
		факти- ческое (Ф)	теорети- ческое (Т)			факти- ческое (Ф)	теорети- ческое, (Т)
4	ХГ48-1ХМА-02	26	26	21	Г48-1ХМА-02	12	12
5	ХГ48-1ХМА-03	17	17	22	Г48-1ХМА-03	14	14
6	ХГ48-1ХМА-04	17	17	23	Г48-1ХМА-04	21	21
7	ХГ48-1ХМА-05	17	17	24	Г48-1ХМА-05	25	25
8	ХГ48-1ХМА-06	23	23	25	Г48-1ХМА-06	18	18
9	ХГ48-1ХМА-07	21	20	26	Г48-1ХМА-07	13	13
10	ХГ48-1ХМА-08	21	20	27	Г48-1ХМА-08	13	13
11	ХГ48-1ХМА-09	20	20	28	Г48-1ХМА-09	12	12
12	ХГ48-1ХМА-10	18	18	29	Г48-1ХМА-10	14	14
13	ХГ48-1ХМА-11	20	20	30	Г48-1ХМА-11	10	10
14	ХГ48-1ХМА-12	15	15	31	Г48-3М151Е.01	18	18
15	ХГ48-1ХМА-13	16	16	32	ГА1-8Г662.01	18	18
16	ХГ48-1ХМА-14	16	16	33	Г48-1Г340ПЦ.01	12	12
17	ХГ48-1ХМА-00	16	16	34	Г48-КТ61У.01	20	20

При испытаниях зафиксировано также уменьшение массы и потребляемой мощности электродвигателя на всех 34 гидроприводах по сравнению с серийными образцами. В среднем по массе уменьшение составило 25 %, а по потребляемой мощности – 15 % [20], [36], [37].

Оптимальность сборки ГУ оценена на основе теории вероятности путем обработки и анализа статистического материала. В качестве оцениваемой величины принято число использованных в конструкциях гидроблоков управления СММ, БР, БЗ фактическое и теоретическое. Число фактически использованных блоков определялось путем их подсчета по рабочим чертежам ГУ. Теоретическое число определялось следующим образом:

1. ПС гидропривода расчленялась на составляющие ее элементарные схемы.
2. На основе изложенного в главе 5 метода строилась схема соединений ГУ.
3. Определялось число j не занятых гидроаппаратами или выводами плоскостей СММ.

4. По следующей формуле определялось теоретическое число:

$$T = \Phi - [(j - 1) / 4 + 1],$$

где T – теоретическое число элементов; Φ – фактическое число.

При вычислении выражения в квадратных скобках принималась только его целая часть.

Путем составления простого статистического ряда вычислено отклонение фактических чисел от теоретических. Группировка из статистического ряда приведена в табл. 6.8. Здесь T_k – число случаев, имеющих данное значение величины $(\Phi - T)$; P_k – относительная частота или вероятность появления события, определяемая как $P_k = T_k / n$, где n – общее число рассматриваемых ГУ.

В данном случае функциональная зависимость вероятности P_k от возможных значений случайной величины $(\Phi - T)$ является законом распределения вероятностей дискретной случайной величины, определяющей необходимость использования дополнительного числа СММ, против теоретических при конструировании ГУ на основе блоков.

Таблица 6.8

Группировка статистического ряда

$(\Phi - T)$	0	1
T_k	32	2
P_k	0,942	0,058

Таким образом, на основании выполненных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Разработанная элементная база агрегатно-модульного конструирования ГУ позволяет создавать методом агрегатирования конструкции гидроблоков управления, удовлетворяющие требованиям комплектуемого оборудования.

2. Подтверждена эффективность предложенной методики синтеза СТС гидроблоков управления. Статистические испытания гидроблоков, спроектированных по методике управления, показали, что в сравнении с аналогами уменьшается масса в среднем на 25 %, а потребляемая мощность – на 15 %. Сокращаются затраты и сроки на проектирование и внедрение до 60 %, увеличивается уровень унификации (по гидроблокам управления уровень унификации достигает 85–100 %) [10], [11].

3. Разработанные гидроблоки управления внедрены в производство [11], [25], [37].

6.5. Перспективные области применения результатов работы

Применение гидроприводов в технологическом оборудовании позволяет упростить его кинематику, снизить металлоемкость, повысить точность, надежность и уровень автоматизации.

Вместе с тем гидроприводы имеют и недостатки, которые ограничивают их использование. Критический анализ приводов различного типа применительно к конкретным условиям того или иного вида технологического оборудования позволяет выбрать оптимальное техническое решение. Гидроблоки управления, занимающие основное место в гидроприводах машин, оказывают значительное влияние на выбор решения в пользу того или иного вида привода.

Результаты исследований по проблеме структурного синтеза агрегатно-модульных гидроблоков управления, в том числе промышленного их освоения, подтверждают значительное улучшение технико-экономических показателей блоков и повышение их конкурентоспособности.

Учитывая изложенное, а также существенное сокращение затрат и сроков создания новых ГУ на основе разработанных компонентов, можно утверждать, что предложены принципиально новые основы построения целого класса технических объектов. В соответствии с иерархической последовательностью этапов решения проблемы, рассмотренной в главе 2, на завершающем этапе работы выполняется исследование и разработка ГУ для конкретного вида технологического оборудования, что и является одним из направлений дальнейших исследований.

Вторым, не менее важным направлением дальнейших исследований следует считать совершенствование ГУ и разработку их с использованием полученных результатов для иных классов машин (мобильных, летательных аппаратов и т. д.).

Третьим направлением может стать разработка и создание гибких автоматизированных производств агрегатно-модульных гидроблоков управления различного гидрофицированного оборудования, включающих разработку технической документации, создание опытных образцов и при необходимости серийного производство ГУ.

На основании вышеизложенного можно сделать следующие выводы:

1. Показано, что изменение присоединительных размеров серийно изготавливаемой отечественной промышленностью гидроаппара-

туры при помощи переходных плиток, закрепляемых к стыковой плоскости каждого из гидроаппаратов притычного исполнения, позволило создать гамму унифицированных функциональных блоков, по техническим параметрам превышающим мировой уровень. Исследованы зависимости потери давления от расхода блоков, определены их габариты и присоединительные размеры и масса, что позволяет уже на стадии проектирования ГУ определить основные его параметры, а также стратегию разработки с целью выявления оптимального варианта исполнения гидропривода. На основе гидроаппаратуры вставного монтажа спроектированы блоки типа БВ, в которых геометрические параметры определены на основе аналитических исследований общего критерия оптимальности гидроблоков управления. По комплексному показателю качества «удельная масса» блоки БВ в отдельных случаях превосходят аналоги более чем на порядок, что подтверждает необходимость разработки новых нормативных документов, устанавливающих требования к присоединительным размерам гидроаппаратов.

2. Подтверждена адекватность ранее полученных теоретических выводов по результатам аналитических исследований процесса оптимизации конструкции ГУ агрегатно-модульного построения. На основе предложенной методики синтеза ГУ выполнены работы по исследованию образцов ГУ различного гидрофицированного оборудования. Разработанные в результате исследований ГУ и станции гидропривода на их основе внедрены в производство.

3. Широко апробирована методология синтеза ГУ при построении конструкций различного гидрофицированного оборудования.

Литература

1. Пинчук, В. В. Элементная база и синтез на ее основе гидроблоков управления при проектировании машин и механизмов с автоматизированным циклом работы : дис. ... канд. техн. наук : 10.02.1991 / В. В. Пинчук. – Минск, 1991. – 160 л.
2. Пинчук, В. В. Оптимизация параметров гидроблоков аппаратуры / В. В. Пинчук, Г. Я. Салов // Современные проблемы машиностроения : материалы междунар. НТК / ГПИ. – Гомель, 1998. – С. 183–186.
3. Пинчук, В. В. Агрегатирование гидроаппаратуры и стандартизация присоединительных размеров / В. В. Пинчук // Вестн. БНТУ. – 2005. – № 1. – С. 83–84.
4. Пинчук, В. В. Синтез присоединительных размеров гидроаппаратов / В. В. Пинчук // Вестн. ВГТУ. – 2006. – Вып. 10. – С. 24–27.
5. Гинзбург, А. А. Сравнение эффективности дроссельного регулирования скорости исполнительного органа гидропривода при параллельной и последовательной установке дросселя / А. А. Гинзбург, В. В. Пинчук // Вестн. ГГТУ им. П. О. Сухого. – 2007. – № 3. – С. 45–53.
6. Гинзбург, А. А. Использование дроссельного регулирования скорости / А. А. Гинзбург, В. В. Пинчук // Современные проблемы машиноведения : тез. докл. VI Междунар. науч.-техн. конф. (науч. чтения, посвящ. П. О. Сухому), Гомель, 19–20 окт. 2006 г. / М-во образования Респ. Беларусь, Гомел. гос. техн. ун-т им. П. О. Сухого, ОАО «ОКБ Сухого» ; под. общ. ред. С. Б. Сарело. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2006. – С. 140–141.
7. Гинзбург, А. А. Адаптация гидропривода с одновременно работающими исполнительными органами к нагрузке / А. А. Гинзбург, В. В. Пинчук // Современные проблемы машиноведения : тез. докл. VI Междунар. науч.-техн. конф. (науч. чтения, посвящ. П. О. Сухому), Гомель, 19–20 окт. 2006 г. / М-во образования Респ. Беларусь, Гомел. гос. техн. ун-т им. П. О. Сухого, ОАО «ОКБ Сухого» ; под. общ. ред. С. Б. Сарело. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2006. – С. 139–140.
8. Пинчук, В. В. Принципы построения гидравлических схем приводов машин / В. В. Пинчук // Вестн. БНТУ. – 2004. – № 2. – С. 82–84.
9. Пинчук, В. В. Способы монтажа гидроблоков управления / В. В. Пинчук // Вестн. БНТУ. – 2004. – № 5. – С. 47–50.

10. Создание конструкций гидроприводов машин методом агрегатирования : метод. рекомендации / А. Я. Оксененко [и др.] ; под общ. ред. А. Я. Оксененко. – Москва : НИИМАШ, 1985. – 77 с.

11. Пинчук, В. В. Синтез гидроблоков управления на основе унифицированной элементной базы / В. В. Пинчук – Минск : Технопринт, 2001. – 140 с.

12. Пинчук, В. В. Методологические основы инженерного синтеза гидроблоков управления / В. В. Пинчук, А. В. Лифанов // Ресурсо- и энергосберегающие технологии промышленного производства : материалы междунар. НТК / ВГТУ ; редкол. С. М. Литовский [и др.]. – Витебск, 2003. – С. 53–56.

13. Пинчук, В. В. Методологические основы инженерного синтеза гидроблоков управления / В. В. Пинчук, А. В. Лифанов // Материалы, технологии, инструмент. – 2004. – № 4. – С. 41–43.

14. Пинчук, В. В. Оптимальное проектирование элементной базы агрегатно-модульного конструирования гидроблоков управления / В. В. Пинчук, А. В. Лифанов // Материалы, технологии, инструмент. – 2005. – Т. 10, № 3. – С. 49–51.

15. Пинчук, В. В. Комбинированные модели гидроблоков управления / В. В. Пинчук // Вестн. БНТУ. – 2006. – № 4. – С. 44–46.

16. Пинчук, В. В. Элементная база агрегатно-модульного конструирования гидроблоков управления / В. В. Пинчук // Вестн. ВГТУ. – 2005. – Вып. 8. – С. 83–87.

17. Пинчук, В. В. Использование САПР при проектировании гидроблоков управления / В. В. Пинчук, А. В. Лифанов // Современные проблемы машиностроения : тез. докл. V Междунар. НТК / ГГТУ им. П. О. Сухого ; редкол. А. С. Шагинян [и др.]. – Гомель, 2004. – С. 88–89.

18. Лейкин, И. С. Оптимизация гидроблоков управления автоматизированным оборудованием / И. С. Лейкин, В. В. Пинчук. – Москва, 1989. – 15 с. – Деп. в ВНИИТЭМР, № 11 // Станки и инструмент. – 1989. – № 11. – С. 126.

19. Пинчук, В. В. Обобщенные модели гидроблоков управления / В. В. Пинчук // Вестн. ГГТУ им. П. О. Сухого. – 2007. – № 2. – С. 58–63.

20. Пинчук, В. В. Исследование конструкции агрегатного набора гидравлических элементов / В. В. Пинчук, Н. В. Кислов // Современные проблемы машиностроения : материалы междунар. НТК / ГПИ. – Гомель, 1998. – С. 96–98.

21. Пинчук, В. В. Проектирование унифицированных функциональных блоков / В. В. Пинчук, Н. В. Кислов // Вес. Нац. акад. наук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 2001. – № 2. – С. 63–68.
22. Пинчук, В. В. Формирование компановочных решений гидроблоков управления / В. В. Пинчук // Теория и практика машиностроения. – 2004. – № 1. – С. 51–53.
23. Гинзбург, А. А. Критерии выбора параметров исполнительных органов гидроприводов с адаптацией к нагрузке / А. А. Гинзбург, В. В. Пинчук // Вестн. ГГТУ им. П. О. Сухого. – 2007. – № 3. – С. 38–44.
24. Пинчук, В. В. Синтез гидроблоков управления на стадии технического проекта / В. В. Пинчук, Н. В. Кислов // Вес. Нац. акад. наук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 2001. – № 4. – С. 66–69.
25. Пинчук, В. В. Исследование системы функциональных блоков БФ в промышленных условиях / В. В. Пинчук, А. В. Лифанов // Материалы, технологии, инструмент. – 2004. – № 2. – С. 119–121.
26. Пинчук, В. В. Преобразование принципиальной гидросхемы в схему соединений при проектировании гидроблоков управления / В. В. Пинчук, А. В. Лифанов // Теория и практика машиностроения. – 2004. – № 1. – С. 28–31.
27. Пинчук, В. В. Синтез гидравлических схем соединительно-монтажного модуля / В. В. Пинчук // Вестн. БНТУ. – 2006. – № 2. – С. 54–57.
28. Пинчук, В. В. Формализация гидравлических схем приводов машин / В. В. Пинчук // Вестн. ГГТУ им. П. О. Сухого. – 2005. – № 4. – С. 30–36.
29. Пинчук, В. В. Конструирование гидроблоков управления на основе элементарных схем / В. В. Пинчук // Вестн. ГГТУ им. П. О. Сухого. – 2005. – № 4. – С. 23–29.
30. Пинчук, В. В. Элементная база и синтез на ее основе гидроблоков управления при проектировании машин и механизмов с автоматизированным циклом работы : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 10.02.1991 / В. В. Пинчук ; Белорус. политехн. ин-т. – Минск, 1991. – 13 с.
31. Пинчук, В. В. Синтез элементарных схем гидроприводов машин на основе соединительно-монтажного модуля / В. В. Пинчук // Вестн. ГГТУ им. П. О. Сухого. – 2007. – № 2 – С. 64–68.
32. Пинчук, В. В. Перспективы и тенденции развития гидропривода торфяных машин / В. В. Пинчук. – Москва, 1985. – 15 с. – Деп. в ЦБНТИ Минтопрома РСФСР 18.08.86, № 8-тп // Экспресс-информация – торфяная промышленность. – Вып. 10. – С. 34.

33. Пинчук, В. В. Преобразование присоединительных размеров гидроаппаратов / В. В. Пинчук, А. В. Лифанов // Современные проблемы машиностроения : тез. докл. V Междунар. НТК / ГГТУ им. П. О. Сухого ; редкол. С. Б. Сарело [и др.]. – Гомель, 2004. – С. 89–90.

34. Пинчук, В. В. Преобразование принципиальной гидросхемы в схему соединений при проектировании гидроблоков управления / В. В. Пинчук, А. В. Лифанов // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : тез. докл. междунар. НТК / Белорус.-Рос. ун-т ; редкол. И. С. Сазонов [и др.]. – Могилев, 2004. – С. 58–59.

35. Пинчук, В. В. Алгоритм проектирования элементов агрегатного набора гидроблоков управления / В. В. Пинчук, А. В. Лифанов // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : тез. докл. междунар. НТК / Белорус.-Рос. ун-т ; редкол. И. С. Сазонов [и др.]. – Могилев, 2004. – С. 72–74.

36. Пинчук, В. В. Исследование системы функциональных блоков БФ в промышленных условиях / В. В. Пинчук, А. В. Лифанов // Ресурсо- и энергосберегающие технологии промышленного производства : материалы междунар. НТК / ВГТУ ; редкол. С. М. Литовский [и др.]. – Витебск, 2003. – С. 51–53.

37. Пинчук, В. В. Создание гидроприводов машин на основе современной элементной базы и прогрессивных способов монтажа / В. В. Пинчук // Современные проблемы машиностроения : материалы междунар. НТК / ГПИ ; редкол. А. С. Шагинян [и др.]. – Гомель, 1996. – С. 172.

38. Пинчук, В. В. Агрегатирование гидроприводов торфяных машин на основе унифицированных функциональных блоков / В. В. Пинчук // Машины и технология торфяного производства. – 1987. – № 16. – С. 80–85.

39. Пинчук, В. В. Синтез элементарных схем соединительно-монтажных модулей гидроприводов / В. В. Пинчук, Н. В. Кислов // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. – 1990. – № 5. – С. 56–62.

40. Лейкин, И. С. Блочный-модульный метод построения гидросистем управления деревообрабатывающим оборудованием / И. С. Лейкин, И. С. Визиров, В. В. Пинчук // Технология, оборудование, организация и экономика машиностроительного производства. Сер. 4. – 1989. – Вып. 2. – С. 10–14.

41. Пинчук, В. В. Агрегатирование гидравлических приводов машин на основе унифицированных функциональных блоков / В. В. Пин-

чук, М. К. Гераймович, В. И. Дорощенко // Создание, внедрение и использование ресурсосберегающей техники и технологии : тез. докл. респ. НТК / Минск ; редкол. В. А. Пилипович [и др.]. – Минск, 1984. – С. 26–28.

42. Пинчук, В. В. Компоновка блоков гидроаппаратуры привода машин / В. В. Пинчук, Н. В. Кислов // Механизация и автоматизация процессов добычи и переработки торфа. – 1986. – С. 116–127.

43. Устройство для монтажа гидро- и пневмоаппаратуры : а. с. 960472 СССР, МКИ³ F 15 C 5/00 / В. В. Пинчук, М. К. Гераймович, В. И. Дорощенко ; Гомел. ГСКТБ ГА. – № 3005667//18-24 ; заявл. 12.11.80 ; опубл. 23.09.82 // Открытия. Изобрет. – 1983. – № 9. – С. 128.

44. Устройство для монтажа гидро- и пневмоаппаратуры : а. с. 1059285 СССР, МКИ³ F 15 C 5/00 / В. В. Пинчук [и др.] ; Гомел. ГСКТБ ГА. – № 3428087/18-24 ; заявл. 22.04.82 ; опубл. 07.12.83 // Открытия. Изобрет. – 1983. – № 12. – С. 140.

45. Блок модулей гидро- и пневмосистемы : а. с. 1087710 СССР, МКИ³ F 15 C 5/00 / В. В. Пинчук [и др.] ; Гомел. ГСКТБ ГА. – № 3477692/18-24 ; заявл. 03.08.82 ; опубл. 23.04.82 // Открытия. Изобрет. – 1984. – № 4. – С. 62.

46. Гидравлическое распределительное устройство : а. с. 1521947 СССР, МКИ³ F 15 C 5/00 / В. В. Пинчук [и др.] ; Гомел. ГСКТБ ГА. – № 181880/24-24 ; заявл. 12.01.87 ; опубл. 15.11.87 // Открытия. Изобрет. – 1989. – № 11. – С. 134.

47. Регулятор давления : а. с. 1615686 СССР, МКИ³ G05D 16/40 / Е. М. Абелев, В. В. Пинчук, С. И. Певзнер ; Гомел. ГСКТБ ГА. – № 4632370/24-24 ; заявл. 05.01.89 ; опубл. 23.12.90 // Открытия. Изобрет. – 1990. – № 12. – С. 112.

48. Пинчук, В. В. Элементарные схемы гидравлических приводов машин / В. В. Пинчук, А. В. Лифанов // Машиностроение. – Минск : Технопринт, 2004. – Т. 2, вып. 20. – С. 139–144.

49. Пинчук, В. В. Монтаж гидроблоков управления / В. В. Пинчук, А. В. Лифанов // Машиностроение. – Минск : Технопринт, 2004. – Т. 2, вып. 20. – С. 133–138.

50. Абрамов, Е. И. Элементы гидропривода : справочник / Е. И. Абрамов, К. А. Колесниченко, В. Т. Маслов ; под ред. Е. М. Абрамова. – Киев : Техника, 1986. – 319 с.

51. Амиров, Ю. Д. Стандартизация и проектирование технических систем / Ю. Д. Амиров. – Москва : Изд-во стандартов, 1985. – 310 с.

52. Анискин, Ю. П. Новая техника: повышение эффективности создания и освоения / Ю. П. Анискин, Н. К. Моисеев, А. В. Проскуряков ; под ред. Ю. П. Анискина. – Москва : Машиностроение, 1984. – 192 с.
53. Артоболевский, И. М. Механизмы в современной технике : справ. пособие. В 7 т. Т. 4. Зубчатые механизмы / И. М. Артоболевский. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Наука, 1980. – 592 с.
54. Альтшуль, А. Д. Гидравлические сопротивления / А. Д. Альтшуль. – Москва : Недра, 1976. – 215 с.
55. Альгин, В. Б. Проектирование оптимальных машин и проблема ресурса / В. Б. Альгин // Современные методы проектирования машин. – 2004. – Т. 1, вып. 2. – С. 93–100.
56. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы / Т. М. Башта [и др.] ; под общ. ред. Т. М. Башта. – Москва : Машиностроение, 1970. – 504 с.
57. Башта, Т. М. Машиностроительная гидравлика / Т. М. Башта. – Москва : Машгиз, 1963. – 696 с.
58. Объемные гидравлические приводы / Т. М. Башта [и др.] ; под общ. ред. Т. М. Башта. – Москва : Машиностроение, 1969. – 628 с.
59. Богданович, Л. Б. Гидравлические приводы в машинах / Л. Б. Богданович. – Киев : Машгиз, 1962. – 223 с.
60. Богданович, Л. Б. Объемные гидроприводы / Л. Б. Богданович. – Киев : Техніка, 1971. – 171 с.
61. Богданович, Л. Б. Гидравлические приводы / Л. Б. Богданович. – Киев : Вища шк., 1980. – 231 с.
62. Богдан, Н. В. Гидроавтоматика и гидропривод мобильных машин / Н. В. Богдан, П. Н. Кишкевич, В. С. Шевченко ; под ред. Н. В. Богдана. – Минск : Ураджай, 2001. – 396 с.
63. Бронштейн, И. Н. Справочник по математике / И. Н. Бронштейн, К. А. Семендяев ; под ред. И. Н. Бронштейна. – Лейпциг : Наука, 1981. – 717 с.
64. Бажин, И. И. Система автоматизированного проектирования элементов гидропривода / И. И. Бажин // Вестн. машиностроения. – 1962. – № 2. – С. 39–42.
65. Башта, Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика / Т. М. Башта. – Москва : Машиностроение, 1972. – 320 с.
66. Баловнев, В. И. Проектирование дорожно-строительных машин с использованием оборудования САПР / В. И. Баловнев. – Москва : МАДИ, 1980. – 87 с.

67. Бусленко, В. Н. Автоматизация имитационного моделирования сложных систем / В. Н. Бусленко. – Москва : Наука, 1977. – 239 с.
68. Быков, В. П. Методика проектирования машин с применением элементов САПР : учеб. пособие / В. П. Быков. – Ленинград : ЛИИЖТ, 1986. – 60 с.
69. Быков, В. П. Методическое обеспечение САПР в машиностроении / В. П. Быков. – Ленинград : Машиностроение, 1989. – 255 с.
70. Волков, Д. П. Надежность строительных машин и оборудования / Д. П. Волков, С. Н. Николаев. – Москва : Высш. шк., 1979. – 400 с.
71. Праксеологический анализ проектно-конструкторских разработок / В. Гаспарский [и др.] ; под общ. ред. А. И. Половинкина. – Москва : Мир, 1978. – 222 с.
72. Гмошинский, В. Г. Теоретические основы инженерного прогнозирования / В. Г. Гмошинский, Г. И. Флиорент ; под ред. В. Г. Гмошинского. – Москва : Наука, 1973. – 304 с.
73. Горелик, А. Л. Методы распознавания / А. Л. Горелик, В. А. Спиркин ; под ред. А. Л. Горелика. – Москва : Высш. шк., 1977. – 222 с.
74. Габасов, Р. Методы оптимизации / Р. Габасов, Ф. М. Кириллова ; под ред. Р. Габасова. – Минск : Изд-во БГУ, 1981. – 350 с.
75. Грувев, М. САПР и автоматизация производства / М. Грувев, Э. Зиммерс ; под ред. М. Грувева. – Москва : Мир, 1987. – 528 с.
76. Демский, А. Б. О модульных принципах конструирования изделий машино- и приборостроения / А. Б. Демский, Е. Н. Пылакин // Стандарты и качество. – 1988. – № 11. – С. 23–32.
77. Дубровский, В. А. Вопросы автоматизированного проектирования / В. А. Дубровский // Машиноведение. – 1982. – № 3. – С. 102.
78. Дабагян, А. В. Оптимальное проектирование машин и сложных устройств / А. В. Дабагян. – Москва : Машиностроение, 1979. – 280 с.
79. Дворянкин, А. М. Методы синтеза технических решений / А. М. Дворянкин, А. И. Половинкин, А. Н. Соболев ; под ред. А. И. Половинкина. – Москва : Наука, 1977. – 104 с.
80. Джонс, Дж. К. Методы проектирования / Дж. К. Джонс. – Москва : Мир, 1986. – 322 с.
81. Диксон, Дж. Проектирование систем: изобретательство, анализ и применение решений / Дж. Диксон. – Москва : Мир, 1969. – 440 с.

82. Зарипов, Р. Х. Машинный поиск вариантов при моделировании творческого процесса / Р. Х. Зарипов. – Москва : Наука, 1983. – 232 с.
83. Иванов, Г. М. Методика разработки гидравлических схем / Г. М. Иванов. – Москва : Машиностроение, 1973. – 32 с.
84. Иванов, Г. М. Эксплуатация гидросистем станков / Г. М. Иванов. – Москва : Машиностроение, 1973. – 40 с.
85. Иванов, Г. М. Наладка и эксплуатация гидросистем металло-режущих станков / Г. М. Иванов. – Москва : Машиностроение, 1979. – 40 с.
86. Металлорежущие станки / Н. С. Колев [и др.] ; под общ. ред. Н. С. Колева. – Москва : Машиностроение, 1980. – 500 с.
87. Корн, Г. Справочник по математике / Г. Корн, Т. Корн ; под ред. Г. Корна. – Москва : Наука, 1984. – 831 с.
88. Курочкин, Б. В. Модульный принцип построения техники – основа ускоренного развития машиностроения / Б. В. Курочкин // Стандарты и качество. – 1988. – № 1. – С. 13–18.
89. Картавов, С. А. Основы рационального проектирования машин / С. А. Картавов. – Киев : Гос. изд-во техн. лит. УССР, 1968. – 326 с.
90. Козьяков, А. В. Технические средства оснащения рабочих мест ИТР в машиностроении : каталог-справочник / А. В. Козьяков. – Ленинград : Машиностроение, 1987. – 288 с.
91. Колмогоров, А. Н. Введение в математическую логику / А. Н. Колмогоров, А. Г. Драгалин ; под ред. А. Н. Колмогорова. – Москва : Изд-во МГУ, 1982. – 120 с.
92. Коршунов, А. М. Теория отражения и эвристическая роль знаков / А. М. Коршунов, В. В. Монтатов ; под ред. А. М. Коршунова. – Москва : МГУ, 1974. – 214 с.
93. Корячко, В. П. Теоретические основы САПР : учеб. для вузов / В. П. Корячко, В. И. Курейчик, И. П. Норенков ; под ред. В. П. Корячко. – Москва : Энергоатомиздат, 1987. – 400 с.
94. Красневский, Л. Г. Роль наукоемких компонентов в машиностроении / Л. Г. Красневский // Современные методы проектирования машин. – 2004. – Т. 1, вып. 2. – С. 47–50.
95. Криницкий, Н. А. Программирование и алгоритмические языки / Н. А. Криницкий, Г. А. Миронов, Г. Д. Фролов ; под ред. Н. А. Криницкого. – Москва : Наука, 1979. – 509 с.

96. Лещенко, В. А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением / В. А. Лещенко. – Москва : Машиностроение, 1975. – 288 с.
97. Лисичкин, В. А. Теория и практика прогностики / В. А. Лисичкин. – Москва : Наука, 1972. – 224 с.
98. Михалевич, В. С. Вычислительные методы исследования и проектирования сложных систем / В. С. Михалевич, В. Л. Волкович ; под ред. В. С. Михалевича. – Москва : Наука, 1982. – 286 с.
99. Мюллер, И. Эвристические методы в инженерных разработках / И. Мюллер. – Москва : Радио и связь, 1984. – 132 с.
100. Наумчук, Ф. А. Опыт создания унифицированных гидростанций со сниженным уровнем шума / Ф. А. Наумчук, Е. В. Скворчевский // Вестн. машиностроения. – 1982. – № 2. – С. 50–51.
101. Напалков, А. В. Мозг человека и искусственный интеллект / А. В. Напалков, Л. Л. Прагина ; под ред. А. В. Напалкова. – Москва : Изд-во МГУ, 1985. – 120 с.
102. Норенков, И. П. Внедрение в автоматизированное проектирование технических устройств и систем : учеб. пособие для втузов / И. П. Норенков. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Высш. шк., 1986. – 304 с.
103. Норенков, И. П. САПР. Принципы построения и структура / И. П. Норенков. – Минск : Высш. шк., 1987. – 119 с.
104. Норенков, И. П. Автоматизированное проектирование / И. П. Норенков. – Москва : МГТУ им. Баумана, 2000. – 188 с.
105. Модульный монтаж гидравлических приводов / А. Я. Оксененко [и др.] ; под общ. ред. А. Я. Оксененко. – Москва : НИИМАШ, 1979. – 38 с.
106. Гидропривод и гидрооборудование в станкостроении / А. Я. Оксененко [и др.] ; под общ. ред. А. Я. Оксененко. – Москва : НИИМАШ. – 1980. – 140 с.
107. Орлов, П. И. Основы конструирования / П. И. Орлов. – Москва : Машиностроение, 1977. – 240 с.
108. Почтман, Ю. М. Модели и методы многокритериальной оптимизации конструкций / Ю. М. Почтман. – Днепропетровск : Днепропетр. ун-т, 1984. – 132 с.
109. Петренко, А. И. Основы автоматизированного проектирования / А. И. Петренко. – Киев : Техника, 1982. – 29 с.
110. Прохоров, А. Ф. Организация взаимодействия конструктора и ЭВМ в САПР / А. Ф. Прохоров, А. В. Рыбаков // Вестн. машиностроения. – 1987. – № 11. – С. 40–43.

111. Пензов, Ю. Е. Элементы математической логики и теории множеств / Ю. Е. Пензов. – Саратов : Изд-во Саратов. ун-та, 1968. – 230 с.
112. Петренко, А. И. Основы автоматизации проектирования / А. И. Петренко. – Киев : Техника, 1982. – 295 с.
113. Принс, М. Д. Машинная графика и автоматизация проектирования / М. Д. Принс. – Москва : Совет. радио, 1975. – 230 с.
114. Прохоров, А. Ф. Конструктор и ЭВМ / А. Ф. Прохоров. – Москва : Машиностроение, 1987. – 272 с.
115. Розанов, В. И. Общие принципы организации автоматизированного проектирования в машиностроении / В. И. Розанов // Технология, организация и экономика машиностроительного производства. – 1982. – № 4. – С. 9.
116. Свешников, В. К. Станочные гидроприводы : справочник. – 4-е изд. перераб. и доп. / В. К. Свешников. – Москва : Машиностроение, 2004. – 510 с.
117. Свешников, В. К. Гидроприводы металлорежущих станков и промышленных роботов (манипуляторов) / В. К. Свешников, Л. С. Столбов, А. А. Усов ; под ред. В. К. Свешникова. – Москва : НИИМАШ, 1983. – 45 с.
118. Скрицкий, В. Я. Эксплуатация промышленных гидроприводов / В. Я. Скрицкий, В. А. Рокшевский ; под ред. В. Я. Скрицкого. – Москва : Машиностроение, 1984. – 176 с.
119. Сердюк, В. А. Инструментальный диалоговый монитор. САПР : учеб. пособие / В. А. Сердюк. – Москва : МАИ, 1983. – 55 с.
120. Соболев, И. М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И. М. Соболев, Р. Б. Статников ; под ред. И. М. Соболева. – Москва : Наука, 1981. – 110 с.
121. Сомов, Ю. С. Композиция в технике / Ю. С. Сомов. – 3-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1987. – 288 с.
122. Таленс, Я. Ф. Работа конструктора / Я. Ф. Таленс. – Ленинград : Машиностроение, 1987. – 255 с.
123. Трудоношин, В. А. Математические модели технических объектов / В. А. Трудоношин, И. В. Пивоварова ; под ред. В. А. Трудоношина. – Минск : Выш. шк., 1988. – 157 с.
124. Фролов, К. В. Методы совершенствования машин и современные проблемы машиноведения / К. В. Фролов. – Москва : Машиностроение, 1984. – 224 с.
125. Хаймович, Е. М. Гидроприводы и гидроавтоматика станков / Е. М. Хаймович. – Киев-Москва : Машгиз, 1959. – 555 с.

126. Харари, Ф. Теория графов / Ф. Харари. – Москва : Мир, 1973. – 300 с.
127. Хазов, Б. Ф. Справочник по расчету надежности машин на стадии проектирования / Б. Ф. Хазов, Б. А. Дарусев ; под ред. Б. Ф. Хазова. – Москва : Машиностроение, 1986. – 224 с.
128. Ханзен, Ф. Основы общей методики конструирования / Ф. Ханзен. – Ленинград : Машиностроение, 1969. – 164 с.
129. Хилл, П. Наука и искусство проектирования / П. Хилл. – Москва : Мир, 1973. – 270 с.
130. Холл, А. Опыт методологии для системотехники / А. Холл. – Москва : Совет. радио, 1978. – 448 с.
131. Чернов, Л. Б. Основы методологии проектирования машин / Л. Б. Чернов. – Москва : Машиностроение, 1978. – 148 с.
132. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин / А. Ф. Андреев [и др.] ; под общ. ред. Н. В. Богдана, Н. Ф. Метлюка. – Минск : ВУЗ-ЮНИТИ БГПА, 1998. – 223 с.
133. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Б. Б. Некрасова [и др.] ; под общ. ред. Б. Б. Некрасова. – Высш. шк., 1976. – 416 с.
134. Машиностроительный гидропривод / Л. А. Кондаков [и др.] ; под общ. ред. В. Н. Прокофьева. – Москва : Машиностроение, 1978. – 49 с.
135. Автоматизация поискового конструирования / А. И. Половинкин [и др.] ; под общ. ред. А. И. Половинкина. – Москва : Радио и связь, 1981. – 344 с.
136. Автоматизированное проектирование и производство в машиностроении / Ю. М. Соломенцев [и др.] ; под общ. ред. Ю. М. Соломенцева. – Москва : Машиностроение, 1986. – 256 с.
137. Алгоритмы оптимизации проектных решений / А. И. Половинкин [и др.] ; под общ. ред. А. И. Половинкина. – Москва : Энергия, 1976. – 264 с.
138. Введение в эргономику / В. П. Зинченко [и др.] ; под общ. ред. В. П. Зинченко. – Москва : Совет. радио, 1974. – 352 с.
139. Построение современных систем автоматизированного проектирования / К. Д. Жук [и др.] ; под общ. ред. К. Д. Жука. – Киев : Наук. думка, 1983. – 247 с.
140. Расчет и проектирование строительных и дорожных машин на ЭВМ / Е. Ю. Малиновский [и др.] ; под общ. ред. Е. Ю. Малиновского. – Москва : Машиностроение, 1980. – 216 с.

141. САПР изделий и технологических процессов в машиностроении / Р. А. Аллик [и др.] ; под общ. ред. Р. А. Аллика. – Ленинград : Машиностроение. 1986. – 319 с.
142. Творчество в научном познании / Д. И. Широканов ; под общ. ред. Д. И. Широканова. – Минск : Наука и техника, 1976. – 250 с.
143. Теория прогнозирования и принятия решений : учеб. пособие / С. А. Саркисян [и др.] ; под общ. ред. С. А. Саркисяна. – Москва : Высш. шк., 1977. – 351 с.
144. Теория и методы автоматизации проектирования и вычислительных систем / М. Б. Байер [и др.] ; под общ. ред. М. Б. Байера. – Москва : Мир, 1977. – 282 с.
145. Экономика машиностроения : учеб. для студентов машиностр. специальностей вузов / Е. М. Карлик [и др.] ; под общ. ред. Е. М. Карлика. – 2-е изд., перераб. и доп. – Ленинград : Машиностроение, 1985. – 392 с.
146. Гидрораспределители золотниковые четырехлинейные на $P_{ном}$ до 32 МПа : ГОСТ 24679. – Введ. 06.04.81. – Москва : Изд-во стандартов, 1981. – 43 с.
147. Гидроаппаратура. Присоединительные размеры стыковых плоскостей монтажных плит : ГОСТ 26890 (СТ СЭВ 5195–85). – Введ. 11.05.86. – Москва : Изд-во стандартов, 1986. – 29 с.
148. Гидроаппараты вставные. Присоединительные размеры монтажных отверстий : ГОСТ 27790. – Введ. 01.07.89. – Москва : Изд-во стандартов, 1988. – 4 с.
149. САПР. Типовые функциональные схемы проектирования изделий. Общие положения : РД 50-631-87 : метод. указания. – Москва : Изд-во стандартов, 1987. – 28 с.
150. САПР. Типовые математические модели объектов проектирования в машиностроении РД 50-464-84 : метод. указания. – Москва : Изд-во стандартов, 1985. – 200 с.
151. Функционально-стоимостной анализ пневматических приводов и устройств : метод. рекомендации / В. Я. Скрицкий [и др.] ; под ред. В. Я. Скрицкого. – Москва : НИИмаш, 1984. – 67 с.
152. Hydraulic components for industrial applications. RE 00112-05/11.05 Replaces: 04.03/Rexroth Bosch Group, 2005. – 1136 s.
153. Hydraulic components for industrial applications. RE 00112-05/11.05 Replaces: 04.03/Rexroth Bosch Group, 2005. – 1120 s.
154. Duplomatik Hydrauliks. Technikal Information. – Duplomatik., 1987. – 168 s.

155. Verkettungssystem ZS. – Dusseldorf: Integral Hydraulik, 1987. – 4 s.
156. Eberstheuser H. Das Proektierung hidraulischen Anlagen // Ölhydraulik und Pneumatik. – 1984. – № 12. – S. 775–786.
157. Eberstheuser H. Hydraulik im Wandel von 20 Jahren // Ölhydraulik und Pneumatik. – 1977. – № 2.– S. 395–396, 398, 400, 402.
158. Kasperbauer K. Hydraulik im Dienste der Rationalisierung // Herion- Informationen. – 1973. – № 4. – S. 139–142.
159. Stryczet S. Tendencye raswojawe napedow hydraulicznych // Przegląd mehanicsny. – 1980. – № 12. – S. 8–10, № 13. – S. 9–13.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Функции преобразования принципиальной гидравлической схемы в схему соединений

;описание СММ

```
(defun NumK (_K)
```

```
  (cond
```

```
((= _K 0) (Setq c 8 KK '(3 2 0 2 2 2 2 2) K '((1 5 6 10 "M") (4 15 "N") "K" (11 16 "C")) (3 8) (7 12) (2 13) (9 14)))) ((= _K 1) (Setq c 4 KK '(3 3 3 3) K '((1 5 6 10 "M") (3 4 8 15 "N") (3 14 "K")) (7 11 12 16 "C"))))
```

```
((= _K 2) (Setq c 7 KK '(3 2 0 3 3 2 2) K '((1 6 7 12 "M") (4 15 "N") "K" (5 9 10 14 "C")) (3 8) (2 13) (П 16)))) ((= _K 3) (Setq c 8 KK '(2 0 2 3 2 2 2 2) K '((1 6 "M") "N" (4 15 "K") (5 10 11 16 "C")) (3 8) (2 13) (7 12) (9 14)))) ((= _K 4) (Setq c 5 KK '(3 3 2 3 2) K '((1 6 7 12 "M") (2 3 8 13 "K") C 16 "K") (5 9 10 14 "C") (4 15))))
```

```
((= _K 5) (Setq c 6 KK '(3 3 2 2 2 2) K '((3 7 8 12 "M") (1 4 6 15 "N") (9 14 "K") (11 16 "C")) (2 13) (5 10))))
```

```
((= _K 6) (Setq c 5 KK '(4 3 2 2 2) K '((3 7 8 11 12 16 "M" "C") (1 4 6 15 "N") (9 14 "K") (2 13) (5 10))))
```

```
)
```

```
)
```

;описание имен файлов СММ

```
(defun smm (k)
```

```
  (cond
```

```
((= k 0) (setq name "smm00"))
```

```
((= k 1) (setq name "smm01"))
```

```
((= k 2) (setq name "smm02"))
```

```
((= k 3) (setq name "smm03"))
```

```
((= k 4) (setq name "smmv0"))
```

```
((= k 5) (setq name "srnmv00"))
```

```
((= k 6) (setq name "smmv000"))
```

```
)
```

```
)
```

;описание имен файлов блоков присоединительных

```
(defun bfpk (k)
  (cond
    ((= k 0) (setq name "bfp1"))
    ((= k 1) (setq name "bfp2"))
    ((= k 2) (setq name "bfp3"))
    ((= k 3) (setq name "bfp4"))
    ((= k 4) (setq name "bfp5"))
    ((= k 5) (setq name "bfp6"))
    ((= k 6) (setq name "bfp7"))
  )
)
```

/функция вычисления возможного количества гидроаппаратов

```
(defun kga (sp)
  (setq i 0)
  (setq na 1)
  (while (<= i (length sp))
    (if (or
      (and (<= 1 (nth (1- i) sp)) (>= 4 (nth (1- i) sp)) (<= 1
        (nth (i) sp)) (>= 4 (nth (i) sp) ) )
      (and (<= 5 (nth (1- i) sp)) (>= 8 (nth (1- i) sp)) (<= 5
        (nth (i) sp)) (>= 8 (nth (i) sp) ) )
      (and (<= 9 (nth (1- i) sp)) (>= 12 (nth (1- i) sp)) (<= 9
        (nth (i) sp)) (>= 12 (nth (i) sp)))
      (and (<= 13 (nth (1- i) sp)) (>= 16 (nth (1- i) sp)) (<= 13
        (nth (i) sp)) (>= 16 (nth (i) sp)))
      (or (= "M" (nth i sp)) (= "N" (nth i sp)) (= "K" (nth i
        sp)) (= "C" (nth i sp)))
      )
      (setq i (1+ i))
      (setq i (1+i) na (1+ na))
    )
  )
  (if (= 1 length sp) (setq na 0))
  ; (setq _Q na)
)
```

;функция переворота модуля вокруг оси Y

```
(defun rot_y (sp)
  (setq W (nth 1 K) )
  (setq (nth K) (nth 3 K))
)
```

```
(setq (nth 3 K) W)
)
```

;функция переворота модуля вокруг оси X

```
(defun rot_x (sp)
  (setq W (nth 0 K))
  (setq (nth 0 K) (nth 2 K))
  (setq (nth 2 K) W)
)
```

;функция поворота модуля в горизонтальной плоскости

```
(defun rot_g(sp)
  (setq e 0)
  (while (or (/= (nth e (nth 3 sp)) "M")
             (/= (nth e (nth 3 sp)) "N")
             (/= (nth e (nth 3 sp)) "K")
             (/= (nth e (nth 3 sp)) "C"))
    )
  (setq (nth e W) (nth e (nth 3 sp)))
  (setq (+ e 1))
)
(setq (nth (+ e 1) W) (nth (+ 1 e) (nth 3 sp)))
(setq e 0)
(setq 1 3)
(while (/= 1 0)
  (setq (nth e (nth 1 sp)) (nth e (nth 3 sp)))
  (setq 1 (- 1 1))
)
(setq (nth e (nth 0 sp)) (nth e w))
)
```

;комбинация MNKC

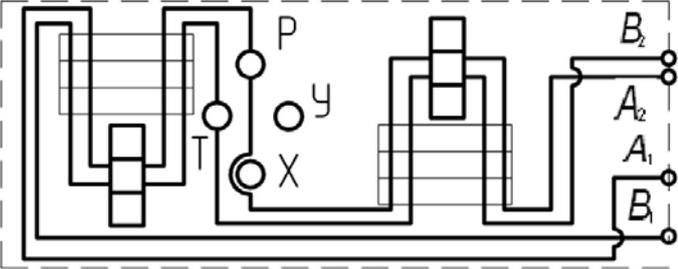
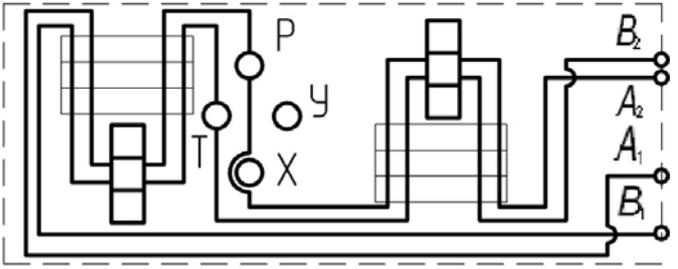
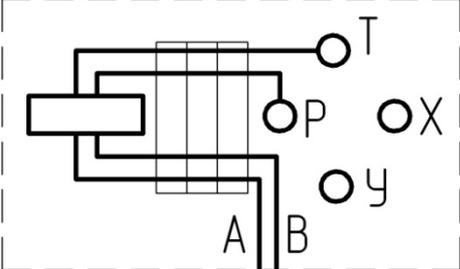
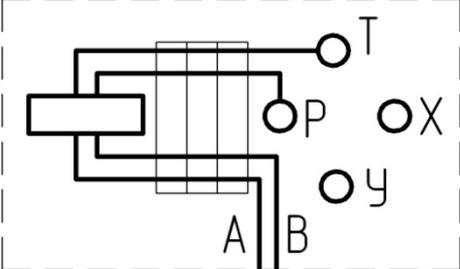
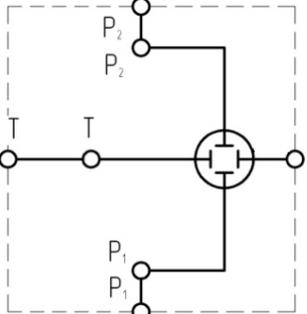
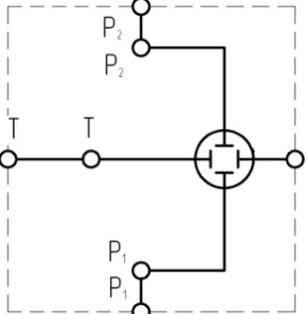
```
(defun komb ()
  (setq t 0)
  (setq 1 0)
  (setq s 0)
  (setq e 0)
  (while (<= t 6)
    (setq K (Numk t))
    (while (<= 1 4)
```


ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Таблица Б.1

Гидравлические схемы блоков распределителей и блоков замыкающих

Шифр блока	Q, л/мин	P, МПа	Условное графическое изображение гидравлической схемы соединений (монтажной)
БФР-10.ВЕ6... БФРМ-10...ВЕ6...	12		
БФР-10.ВЕ10... БФРМ-10...ВЕ10...	40	2,0	
БФР-10.Р102... БФРМ-10...Р102...	40		
БФР-20.ВЕХ16...	125	20	

Шифр блока	Q , л/мин	P , МПа	Условное графическое изображение гидравлической схемы соединений (монтажной)
БФР-20.Р202... БФРМ-20...ВЕХ22...	125	20	
БФР-20. Р202... БФРМ-20...Р202...	125		
БРВ-6.1.ВЕ6.00.000 БРВ-10.1.ВЕ6.00.000 БРВ-16.1.ВЕ6.00.000	12	32	
БРВ-6.1.ВЕ10.00.000 БРВ-10.1.ВЕ10.00.000 БРВ-16.1.ВЕ10.00.000	40		
БФ3-10.3М2.2-С320 БФ3-20.3М2.2-С320	—	20	
БЗВ-6ПМ2	—	32	

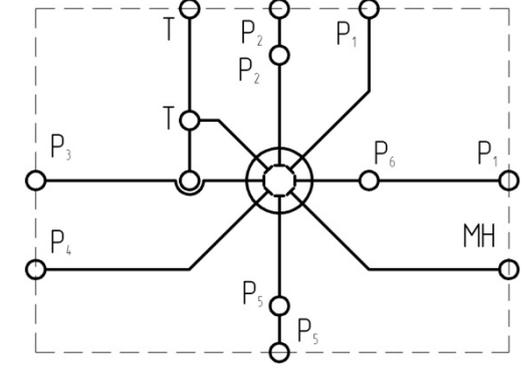
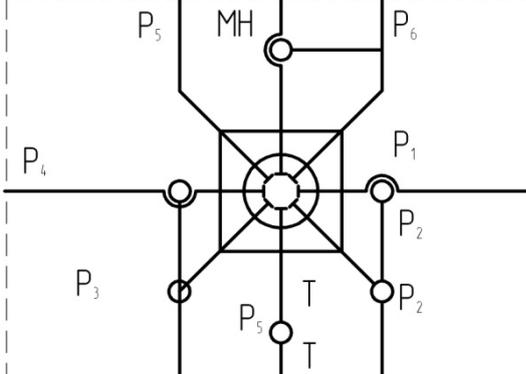
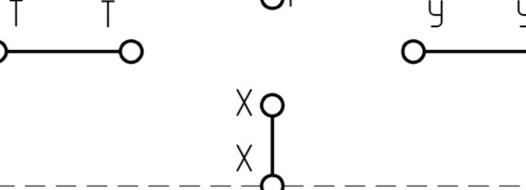
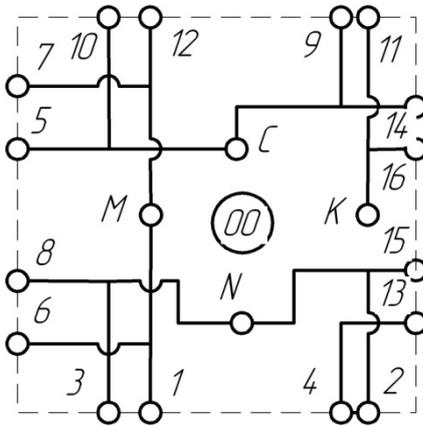
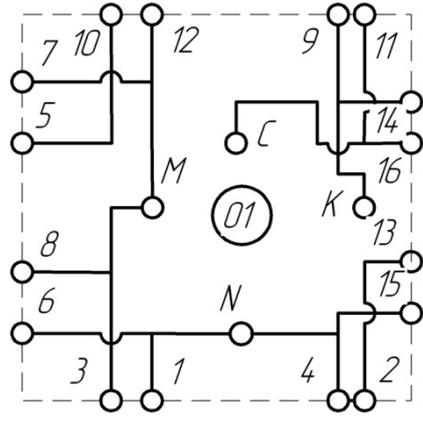
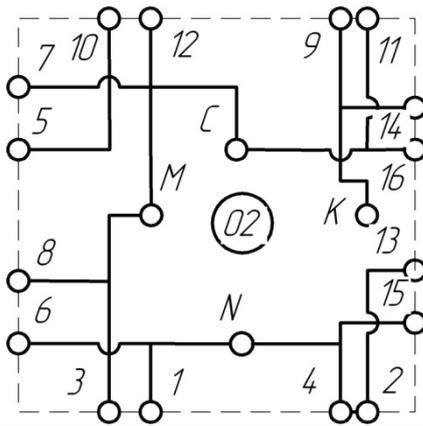
Шифр блока	Q , л/мин	P , МПа	Условное графическое изображение гидравлической схемы соединений (монтажной)
БФЗ-10.3М6-С320 БФЗ-20.3М6-С320	— —	20	
БЗВ-6.ПМ6.00.000 БЗВ-10.ПМ6.00.000 БЗВ-16.ПМ6.00.000 БЗВ-20.ПМ6.00.000 БЗВ-32.ПМ6.00.000	— — — — —	32	
БФЗ-10П БФЗ-20П	40 160	20	
БЗВ- 6П БЗВ-10П БЗВ-16П БЗВ-20П БЗВ-32П	32 60 100 250 400	32	

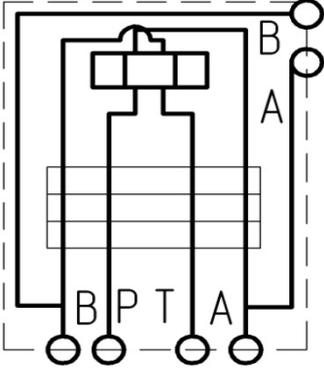
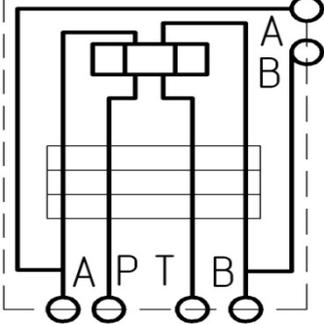
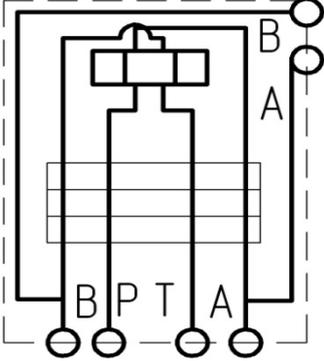
Таблица Б.2

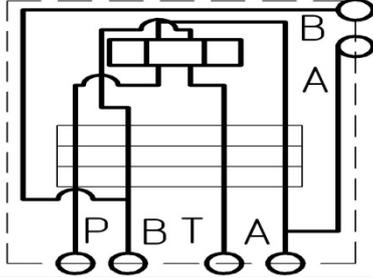
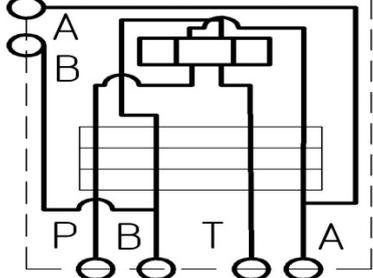
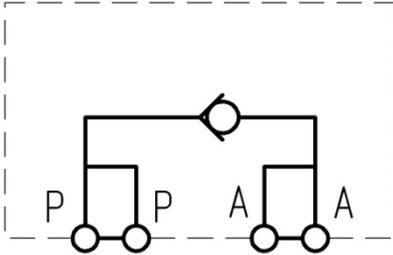
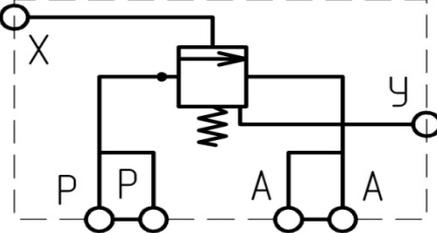
Шифр блока	Q , л/мин	P , МПа	Условное графическое изображение гидравлической схемы соединений (монтажной)
СММ-10.00 СММ-20.00	40 160		
СММ-10.01 СММ-20.01	40 160	20	

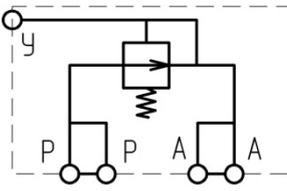
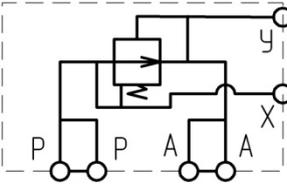
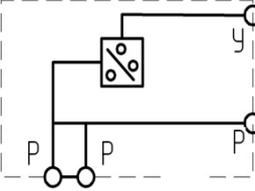
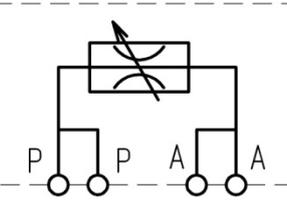
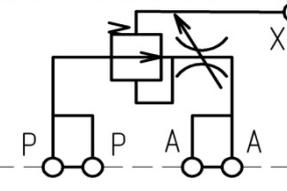
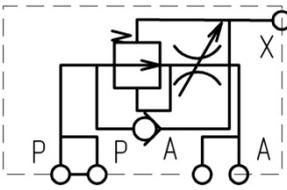
Шифр блока	Q , л/мин	P , МПа	Условное графическое изображение гидравлической схемы соединений (монтажной)
СММ-10.02 СММ-20.02	40 160		
СММ-10.03 СММ-20.03	40 160	20	

Шифр блока	Q, л/мин	P, МПа	Условное графическое изображение гидравлической схемы соединений (монтажной)
СММВ-6.00 СММВ-10.00 СММВ-16.00 СММВ-20.00 СММВ-32.00	30 60 100 250 400		
СММВ-6.01 СММВ-10.01 СММВ-16.01 СММВ-20.01 СММВ-32.01	30 60 100 250 400	32	
СММВ-6.02 СММВ-10.02 СММВ-16.02 СММВ-20.02 СММВ-32.02	30 60 100 250 400		

Гидравлические схемы блоков присоединительных

Шифр блока	Q , л/мин	P , МПа	Условное графическое изображение гидравлической схемы соединений (монтажной)
БФП-10Р.ВЕ6... БФПМ-10...ВЕ6... БПВ-6Р.ВЕ6 БПВ-10Р.ВЕ6 БПВ-16Р.ВЕ6	12	20	
БФП-10Р.ВЕ10... БФПМ-10...ВЕ10...	40	32	
БФП-10Р.Р102... БФПМ-10...Р102...	40	20	

Шифр блока	Q , л/мин	P , МПа	Условное графическое изображение гидравлической схемы соединений (монтажной)		
БФП-20Р.ВEX16...	125	20			
БФП-20Р.ВEX22... БФП-20Р.Р202... БФПМ-20...ВEX22... БФПМ-20...Р202...	160 160 125 125				
БФП-10.КО.10-1 БФП-20КО.20-1	32 125	20			
БПВ-6.КО БПВ-10.КО БПВ-16.КО БПВ-20.КО БПВ-32.КО	30 60 100 160 320	32			
БФП-10.КД... БФП-20КД...	20 80	10			
БПВ-6.КД БПВ-10.КД БПВ-16.КД БПВ-20.КД БПВ-32.КД	30 60 100 160 200				
БФП-10.КП... БФП-20КП...	40 100				20
БПВ-6.КП БПВ-10.КП БПВ-16.КП БПВ-20.КП БПВ-32.КП	30 60 100 160 450				32

Шифр блока	Q , л/мин	P , МПа	Условное графическое изображение гидравлической схемы соединений (монтажной)
БФП-10.КР... БФП-20.КР...	40 100	10, 20	
БПВ-6.КР БПВ-10.КР БПВ-16.КР БПВ-20.КР БПВ-32.КР	30 60 100 160 400	10, 20, 32	
БФП-10.РД... БПВ-6.РД БПВ-10.РД БПВ-16.РД БПВ-20.РД БПВ-32.РД	—	6,3–20	
БФП-10.ДР... БФП-20.ДР... БПВ-6.ДР БПВ-10.ДР БПВ-16.ДР	20 80 30 63 80	20 32	
БФП-10.РП.МПГ 55-22	20	20	
БФП-10.РП.МПГ 55-32 БПВ-6РП.00.000 БПВ-10.РП.00.000 БПВ-16.РП.00.000	20 30 40 50	20 32	

Шифр блока	Q , л/мин	P , МПа	Условное графическое изображение гидравлической схемы соединений (монтажной)
БФП-10.РП.МПГ 55-12	20	6,3–20	
БФП-20.РП.МПГ 55-24	80	20	
БФП-20.РП.МПГ 55-34	80	20	
БФП-20.РП.МПГ 55-14	80	6,3–20	
БПВ-6КГВ БПВ-10КГВ БПВ-16КГВ БПВ-20КГВ БПВ-32КГВ	30 60 100 160 320	32	