

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»



УТВЕРЖДАЮ
И. о. проректора по учебно-методической работе
В. В. Зубов

Направление
15.03.06 Мехатроника и робототехника

Профиль

Мехатроника и робототехника промышленных производств

Авторы: Таугер В.М.



ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ

Сертификат: 00899356C4B8E7194321D0149160B2398C
Владелец: Зубов Владимир Владимирович
Действителен: с 26.06.2024 до 19.09.2025

Екатеринбург

Задания к курсовому проекту составлены в соответствии с учебным планом по дисциплине «Детали мехатронных модулей» для студентов направления ***15.03.06 Мехатроника и робототехника.***

Задания содержат общие требования к курсовому проекту и 6 различных кинематических схем двухступенчатых редукторов. Для каждой схемы предусмотрены 6 вариантов исходных данных.

Составитель: В.М. Таугер, канд. техн. наук, доцент кафедры «Техническая механика».

ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ.....	4
2. ЗАДАНИЯ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ	5
2.1. Коническо-цилиндрический редуктор	5
2.2. Двухступенчатый цилиндрический соосный редуктор	6
2.3. Двухступенчатый цилиндрический трехосный редуктор	6
2.4. Двухступенчатый цилиндрический трехосный редуктор	7
2.5. Двухступенчатый планетарный редуктор	8
2.6. Червячно-цилиндрический редуктор	9
2.7. Графики сменной нагрузки	10
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	11

1. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ

Изучение курса «ДЕТАЛИ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ» заканчивается курсовым проектом - практической работой, выполняемой студентом под руководством преподавателя.

Темой курсового проекта является проектирование двухступенчатого редуктора. Задание на проект выдается преподавателем каждому студенту индивидуально.

Состав проекта: расчетно-пояснительная записка; сборочный чертеж редуктора; спецификация;

чертежи четырех основных деталей передач.

Расчетно-пояснительная записка оформляется в соответствии со стандартом на текстовые документы [1] на листах формата А4. Она должна содержать обоснование основных конструктивных решений и все расчеты, необходимые для разработки редуктора [2, 3, 4].

Сборочный чертеж редуктора выполняется на одном листе формата А1 в соответствии с требованиями ЕСКД и действующими стандартами.

К сборочному чертежу прилагается спецификация, выполняемая по ЕСКД.

Чертеж каждой детали выполняется на листе формата А3. К основным деталям передач относятся шестерни, зубчатые колеса, червяки, червячные колеса, валы для установки зубчатых или червячных колес. Студент сам выбирает детали, причем необходимо соблюдение следующего условия: две из вычерчиваемых деталей должны составлять зубчатую (а в задании 6 - червячную) пару, например, шестерня и зубчатое колесо быстроходной ступени. Чертежи должны содержать всю конструкторско-технологическую информацию, необходимую для изготовления деталей в соответствии с их назначением.

Оценка за курсовое проектирование выставляется по результатам проверки проекта преподавателем и защиты его студентом.

2. ЗАДАНИЯ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

2.1. Коническо-цилиндрический редуктор

Спроектировать коническо-цилиндрический редуктор, кинематическая схема которого показана на рис. 2.1. Быстроходная ступень – с круговым зубом, тихоходная – косозубая.

Исходные данные – см. табл. 2.1.

При выборе передаточных чисел ступеней использовать рекомендации табл. 2.2. Коэффициент ширины тихоходной ступени принять $\psi_{ca} = 0,315$.

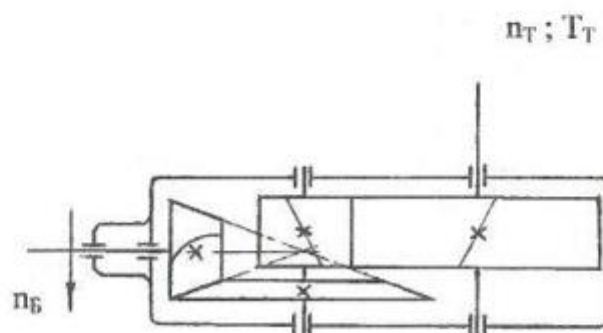


Рис. 2.1

Таблица 2.1

Исходные данные для проектирования коническо-цилиндрического редуктора

Параметр	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Частота вращения быстроходного вала, n_B , об/мин	3000	1500	1000	750	3000	1500
Частота вращения тихоходного вала, n_T , об/мин	130	85	63	54	270	188
Крутящий момент на тихоходном валу, T_T , Нм	1600	800	1250	1000	1400	1800
График сменной нагрузки по рис. 2.7	а	б	в	г	д	а
Срок службы, лет	3	5	8	3	5	8

Таблица 2.2

Передаточные числа быстроходной ступени

Передаточное число редуктора u	8; 9	10; 11,2	12,5; 14	16	≥ 18
Передаточное число быстроходной ступени u_B	3,15	3,55	4	4,5	5

2.2. Двухступенчатый цилиндрический соосный редуктор

Спроектировать двухступенчатый цилиндрический соосный редуктор, кинематическая схема которого показана на рис. 2.2. Обе ступени косозубые.

Исходные данные – см. табл. 2.3.

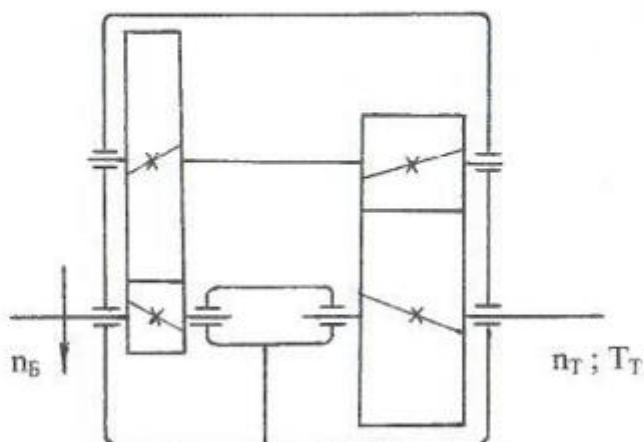


Рис. 2.2

Таблица 2.3

Исходные данные для проектирования двухступенчатого цилиндрического соосного редуктора

Параметр	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Частота вращения быстроходного вала, $n_в$, об/мин	750	1000	1500	3000	1500	3000
Частота вращения тихоходного вала, $n_т$, об/мин	67	71	75	67	60	75
Крутящий момент на тихоходном валу, $T_т$, Нм	1000	1600	1250	800	1800	1400
График сменной нагрузки по рис. 2.7	а	б	в	г	д	а
Срок службы, лет	8	5	4	3	5	3

2.3. Двухступенчатый цилиндрический трехосный редуктор

Спроектировать двухступенчатый цилиндрический трехосный редуктор, кинематическая схема которого показана на рис. 2.3. Обе ступени косозубые.

Исходные данные – см. табл. 2.4.

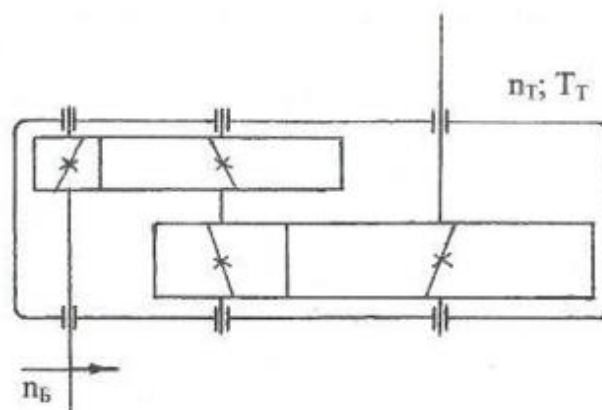


Рис. 2.3

Таблица 2.4

Исходные данные для проектирования двухступенчатого цилиндрического трехосного редуктора

Параметр	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Частота вращения быстроходного вала, n_b , об/мин	750	1000	1500	3000	1500	3000
Частота вращения тихоходного вала, n_T , об/мин	67	71	75	85	60	110
Крутящий момент на тихоходном валу, T_T , Нм	1000	1600	1250	800	1800	1400
График сменной нагрузки по рис. 2.7	а	б	в	г	д	а
Срок службы, лет	8	5	4	3	5	3

2.4. Двухступенчатый цилиндрический трехосный редуктор

Спроектировать двухступенчатый цилиндрический трехосный редуктор, кинематическая схема которого показана на рис. 2.4. Быстроходная ступень – разнесенный шеврон.

Исходные данные – см. табл. 2.4.

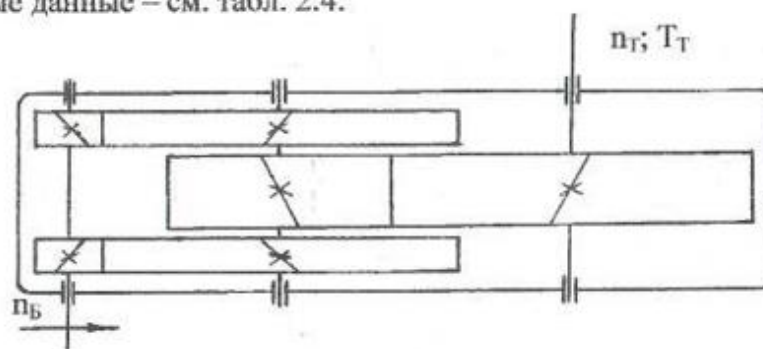


Рис. 2.4

2.5. Двухступенчатый планетарный редуктор

Спроектировать двухступенчатый планетарный редуктор, кинематическая схема которого показана на рис. 2.5. Обе ступени прямозубые.

Исходные данные – см. табл. 2.5.

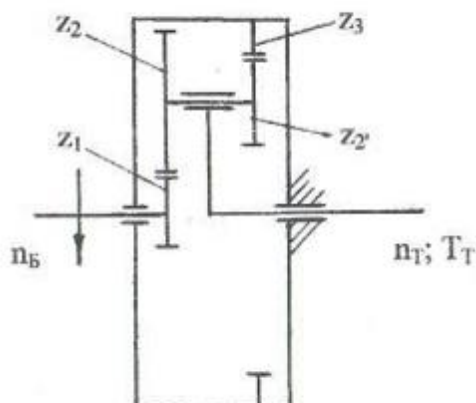


Рис. 2.5

Рекомендуемые числа зубьев указаны в табл. 2.6. Число сателлитов для всех вариантов равно трем.

Таблица 2.5

Исходные данные для проектирования двухступенчатого планетарного редуктора

Параметр	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Частота вращения быстроходного вала, n_B , об/мин	750	1000	1500	3000	1500	3000
Частота вращения тихоходного вала, n_T , об/мин	60	71	75	188	150	170
Крутящий момент на тихоходном валу, T_T , Нм	1000	1600	1250	800	1800	1400
График сменной нагрузки по рис. 2.7	а	б	в	г	д	а
Срок службы, лет	8	5	4	3	5	3

Таблица 2.6

Рекомендуемые числа зубьев колес планетарного редуктора

Стандартное передаточное число редуктора u	10	12,5	14	16	18	20
z_1	18					
z_2	54		64	54	63	72
z_2'	36	27	32	18	21	24
z_3	108	99	114	90	102	114

2.6. Червячно-цилиндрический редуктор

Спроектировать червячно-цилиндрический редуктор, кинематическая схема которого показана на рис. 2.6. Быстроходная ступень – червячная с архимедовым червяком, тихоходная – цилиндрическая косозубая.

Исходные данные – см. табл. 2.7.

Таблица 2.7

Исходные данные для проектирования червячно-цилиндрического редуктора

Параметр	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Частота вращения быстроходного вала, n_B , об/мин	750	1000	1500	3000	1500	3000
Частота вращения тихоходного вала, n_T , об/мин	26	25	30	24	19	48
Крутящий момент на тихоходном валу, T_T , Нм	1000	1600	1250	1400	1800	1120
График сменной нагрузки по рис. 2.7	а	б	в	г	д	а
Срок службы, лет	8	5	4	3	5	3

В редукторах с передаточным числом $u \leq 50$ принимать передаточное число быстроходной ступени $u_B = 8$.

В редукторах с $u > 50$ принимать передаточное число тихоходной ступени $u_T = 6,3$.

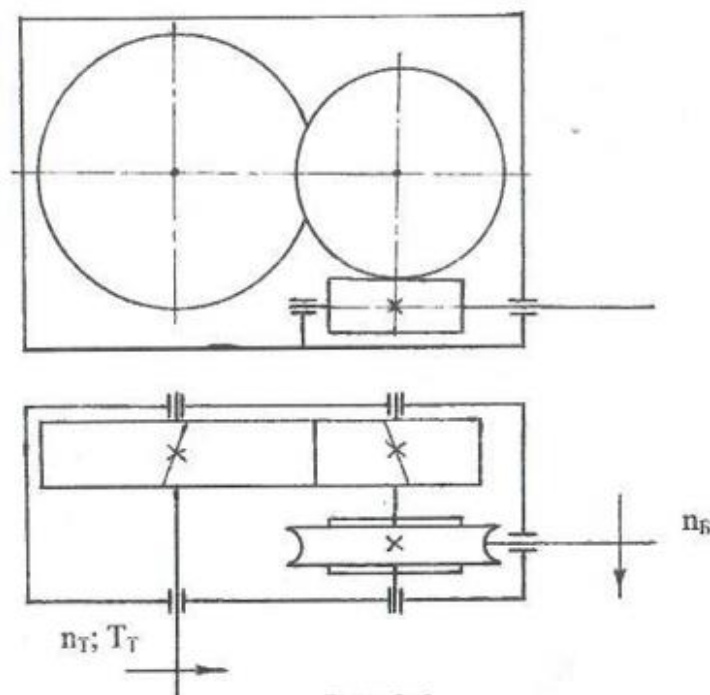


Рис. 2.6

2.7. Графики сменной нагрузки

Графики нагрузки редукторов в течение смены приведены на рис. 2.7.

Обозначения: $T_{\text{ном}}$ – номинальный крутящий момент; $T_{\text{пик}} = 2,5T_{\text{ном}}$ – пиковый момент; T_1, T_2, T_3 – значения нагрузки в течение смены; $t_{\text{см}}, t_1, t_2, t_3$ – продолжительность действия нагрузки соответствующей величины в течение смены; $n_{\text{см}}$ – число рабочих смен в сутки. Число рабочих дней в году $n_{\text{рд}} = 240$.

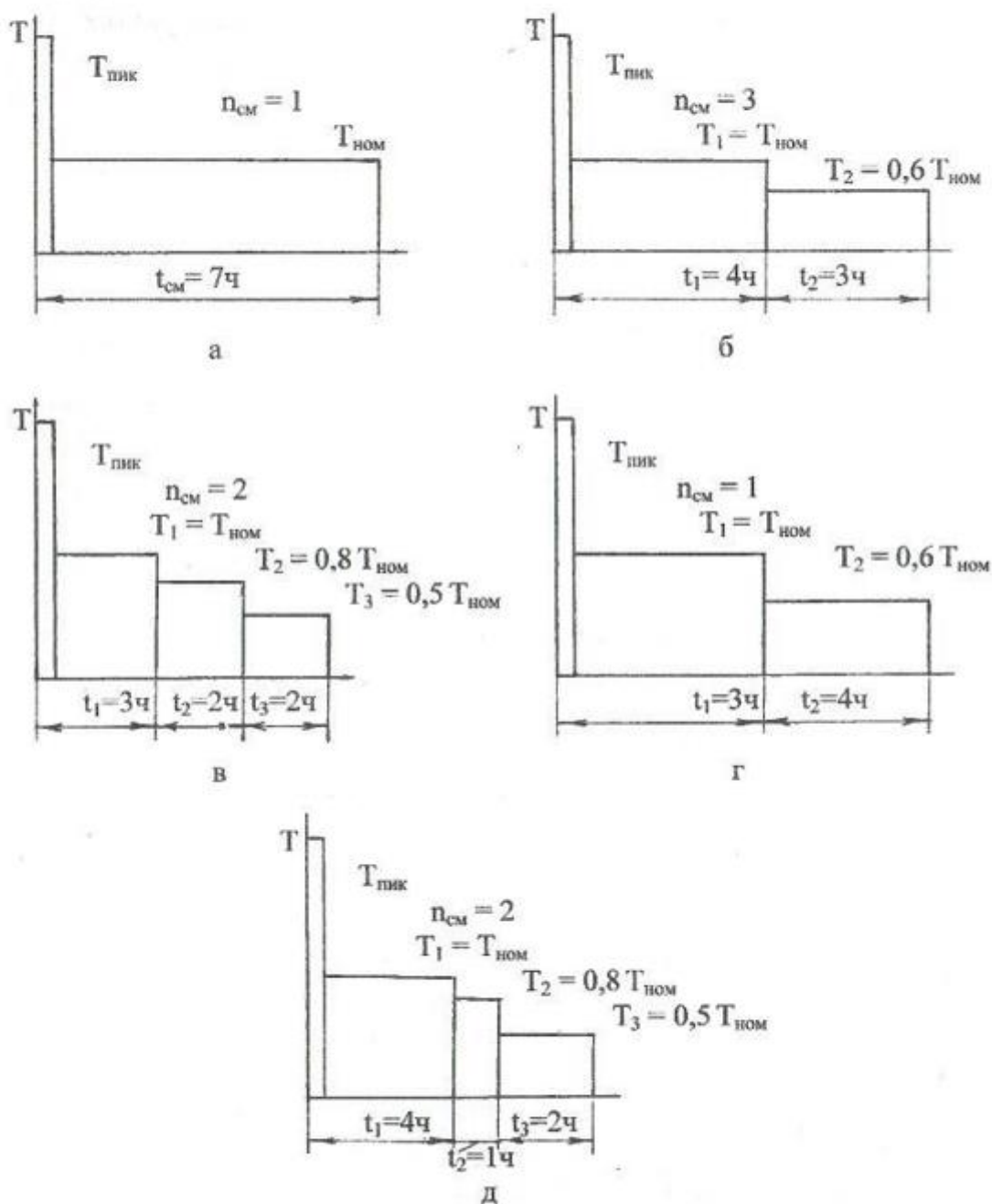


Рис. 2.7

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. ГОСТ 2.106-96. ЕСКД. Текстовые документы. – М.: Изд-во стандартов, 1997.
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высш. шк., 1998.
3. Таугер В.М., Ахлюстина Н.В. Расчет и курсовое проектирование деталей машин. Ч. 2 – Екатеринбург: Изд-во УрГУПС, 2005.
4. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Высш. шк., 1991.

Министерство науки и высшего образования РФ
ФГБОУ ВО
«Уральский государственный горный университет»

В. М. Таугер

**ДЕТАЛИ
МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ**

Учебное пособие

Екатеринбург
2022

УДК 681.323-181.4(075)

Таугер В. М.

Детали мехатронных модулей: учебное пособие. – Екатеринбург: УГГУ, 2022. – 141 с.: ил.

Изложены методы расчета деталей преобразователей движения, необходимые для конструирования мехатронных модулей; рассмотрены конструктивные отличия основных деталей преобразователей движения мехатронных модулей от деталей передач общего назначения.

Учебное пособие предназначено для студентов направления «Мехатроника и робототехника промышленных производств».

Рецензент:

Рекомендовано редакционно-издательским советом университета.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	6
1. Соединения.....	7
1.1. Основные понятия.....	7
1.2. Шпоночные соединения.....	7
1.3. Зубчатые (шлицевые) соединения.....	10
1.4. Резьбовые соединения.....	13
1.4.1. Классификация резьбы.....	13
1.4.2. Геометрические параметры треугольной резьбы.....	13
1.4.3. Предотвращение саморазвинчивания в резьбовых соединениях.....	15
1.4.4. Расчет резьбовых соединений на прочность.....	15
1.4.5. Материалы и допускаемые напряжения.....	23
1.5. Заклепочные соединения.....	24
1.5.1. Разновидности заклепочных соединений.....	24
1.5.2. Расчет заклепочного соединения на прочность.....	26
1.6. Сварные соединения.....	28
1.6.1. Виды сварки.....	28
1.6.2. Соединения ручной электродуговой сваркой.....	30
1.6.3. Расчет сварных соединений на прочность.....	32
1.7. Соединения с натягом.....	36
Контрольные вопросы.....	36
2. Передачи.....	38
2.1. Общие сведения.....	38
2.2. Ременные передачи.....	40
2.3. Цилиндрические зубчатые передачи.....	43
2.3.1. Геометрические параметры цилиндрических зубчатых передач.....	43
2.3.2. Силы, действующие в зубчатом зацеплении.....	49
2.3.3. Виды разрушения зубьев.....	51
2.3.4. Материалы зубчатых передач.....	52

2.3.5. Методика расчета закрытой зубчатой передачи.....	53
2.4. Конические зубчатые передачи.....	73
2.4.1. Геометрические параметры конических зубчатых передач.....	73
2.4.2. Силы в конической зубчатой передаче.....	77
2.4.3. Методика расчета конической зубчатой передачи.....	77
2.5. Червячные передачи.....	85
2.5.1. Геометрические параметры червячных передач.....	85
2.5.2. Силы в червячной передаче.....	88
2.5.3. Материалы червячных передач.....	89
2.5.4. Методика расчета червячной передачи.....	90
2.6. Планетарные зубчатые передачи.....	96
2.6.1. Общие сведения о планетарных передачах.....	96
2.6.2. Передаточное число и условия существования планетарного механизма.....	99
2.6.3. Материалы планетарных передач.....	101
2.6.4. Методика расчета планетарной передачи.....	101
2.7. Волновые зубчатые передачи.....	105
2.7.1. Общие сведения.....	105
2.7.2. Передаточное число волновой передачи.....	107
2.7.3. Геометрические параметры волновой передачи.....	108
2.7.4. Материалы волновых передач.....	110
2.7.5. Методика расчета волновой передачи.....	110
Контрольные вопросы.....	119
3. Подшипники.....	121
3.1. Классификация подшипников по виду трения.....	121
3.2. Конструкции и классификация подшипников качения.....	122
3.3. Методика расчета подшипников качения.....	124
3.3.1. Исходные данные для расчета.....	124
3.3.2. Предварительный выбор подшипников.....	124
3.3.3. Проверочный расчет подшипников по динамической	

грузоподъемности.....	125
Контрольные вопросы.....	134
4. Валы и оси.....	136
4.1. Общие сведения.....	136
4.2. Методика расчета валов.....	136
4.2.1. Исходные данные.....	136
4.2.2. Проектировочный расчет.....	137
4.2.3. Разработка расчетной схемы.....	137
4.2.4. Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов в сечениях вала.....	138
4.2.5. Проверка вала на усталостную прочность.....	138
Контрольные вопросы.....	139
Заключение.....	140
Библиографический список.....	141

ВВЕДЕНИЕ

Мехатронные модули представляют собой компактные устройства, всё более широко применяющиеся не только в различных отраслях промышленности, но и на транспорте, в медицине, в быту. Весьма перспективным представляется оснащение шахт, рудников и карьеров технологическими мехатронными модулями и системами, которые позволят не только повысить производительность предприятия, но и обеспечить безопасность труда и снизить вероятность возникновения аварийной ситуации.

Конструирование мехатронных модулей невозможно без знания методов расчета и конструирования их основных деталей и передач, называемых также преобразователями движения. В данном учебном пособии рассматриваются механические преобразователи движения, в качестве которых используют зубчатые (в том числе планетарные), червячные, волновые передачи.

В процессе разработки передачи конструктор должен учитывать ряд особых требований, предъявляемых к мехатронным модулям и решающим образом влияющих на выбор типа, расчет и конструкцию передачи.

Для надежного усвоения студентом материала пособия необходимы достаточно твердые и обширные знания дисциплин «Теоретическая механика» и «Сопротивление материалов».

1. СОЕДИНЕНИЯ

1.1. Основные понятия

Соединением называется неподвижное сопряжение деталей между собой.

По принципу *неразрушаемости при разборке* различают соединения разъемные и неразъемные. К *разъемным* относят соединения, допускающие разборку без разрушения или повреждения элементов, а к *неразъемным* – соединения, разборка которых невозможна без разрушения или повреждения элементов. В число элементов соединения включают как сами соединяемые детали, так и изделия или материалы, которыми данное соединение обеспечивается.

Из разъемных соединений наибольшее распространение получили следующие:

- шпоночные;
- зубчатые (шлицевые);
- резьбовые;
- соединения с некруглым валом.

Из неразъемных соединений наиболее часто используются:

- заклепочные;
- сварные;
- соединения с натягом (фрикционные);
- клеевые.

Соединения с некруглым валом и клеевые в настоящем учебном пособии рассматриваться не будут. Для их расчета следует обратиться к учебно-методической и технической литературе.

1.2. Шпоночные соединения

Шпоночные соединения образуются с помощью специальной крепежной детали, которая называется *шпонкой*. Шпонка располагается между соединяе-

мыми деталями и передает нагрузку (усилие или крутящий момент) с одной детали на другую.

Различают *напряженные* и *ненапряженные* шпоночные соединения. В первых напряжения в шпонке и соединяемых деталях возникают уже в процессе сборки, во-вторых же в отсутствие полезной нагрузки на соединение напряжения в шпонке и деталях практически равны нулю. В мехатронных модулях (ММ), как правило, применяются ненапряженные соединения.

Известны ненапряженные соединения круглой шпонкой, сегментной шпонкой и призматической шпонкой.

Круглая шпонка представляет собой цилиндрическую деталь (штифт), входящую по переходной посадке в отверстия соединяемых деталей. В большинстве случаев соединение служит для обеспечения точности сборки и не предназначено для передачи рабочей нагрузки.

Боковая поверхность *сегментной шпонки*, как показывает само название, представляет собой сегмент окружности. Соединение технологично в изготовлении и способно передавать небольшие нагрузки. Его расчет приведен в [1].

Наибольшие нагрузки могут быть реализованы в соединении *призматической шпонкой*. Используются шпонки со скругленными торцами, с одним скругленным торцом и с плоскими торцами (рис. 1.1, *а*). Размеры b , h и l оговорены ГОСТ 23360.

На валу 1 и во втулке 2 выполняются пазы, в которые при сборке устанавливается шпонка 3 (рис. 1.1, *б*), и крутящий момент T передается с вала к втулке ее боковыми гранями.

Боковые грани шпонки испытывают нормальные напряжения смятия, а в ее продольном сечении действуют касательные напряжения среза, но соотношение размеров стандартной низкой шпонки таково, что проверку на прочность по касательным напряжениям можно не выполнять.

Таким образом, расчет соединения на прочность производится по напряжению смятия, которое определяется по следующей формуле:

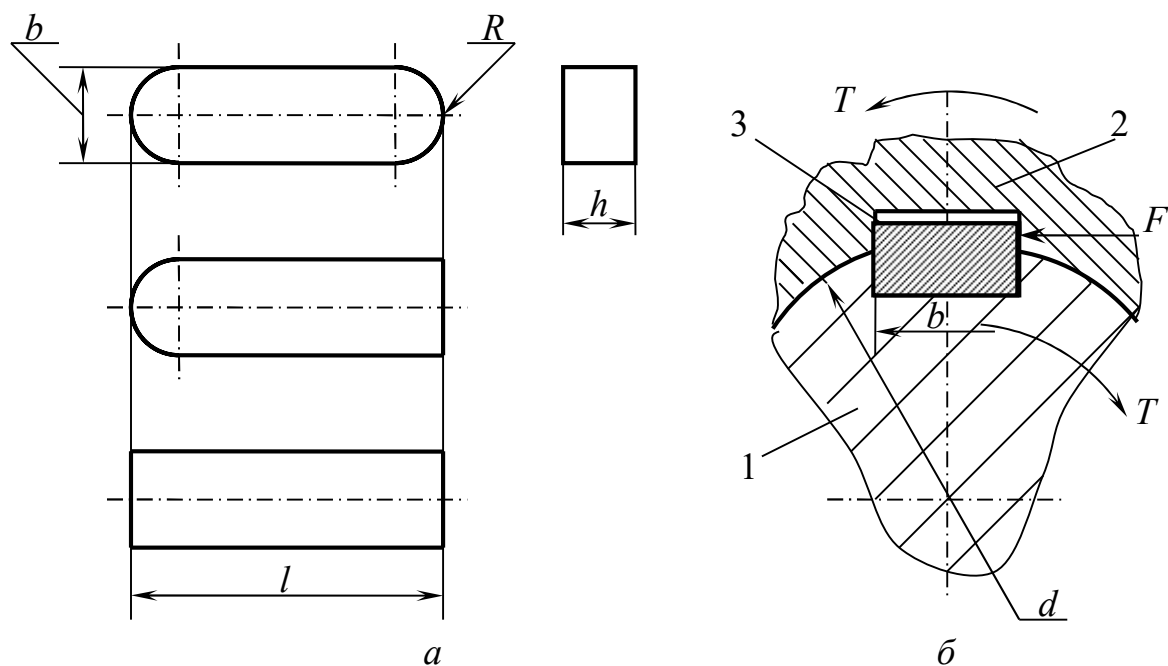


Рис. 1.1. Соединение призматической шпонкой

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{A} = \frac{4T}{dhl_p} \leq [\sigma_{\text{см}}] \quad (1.1)$$

где F – сила, действующая на боковую грань; A – рабочий участок боковой грани, по которому распределяется сила F ; l_p – рабочая длина шпонки; $[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемое напряжение смятия.

Формула (1.1) получена с учетом следующих допущений:

- плечо силы F относительно центра сечения вала равно $d/2$;
- ширина участка боковой грани, на котором распределяется сила F , равна $h/2$.

Рабочая длина шпонки со скругленными торцами равна

$$l_p = l - b; \quad (1.2)$$

с одним скругленным торцом

$$l_p = l - \frac{b}{2}; \quad (1.3)$$

с плоскими торцами $l_p = l$.

Допускаемые напряжения $[\sigma_{см}] = 80...120$ МПа для соединений с переходными посадками втулки на вал, а для соединений с посадкой с натягом $[\sigma_{см}] = 110...200$ МПа. Меньшие напряжения принимают при чугунной втулке или при резких изменениях нагрузки, бóльшие – при стальной втулке и спокойной нагрузке.

1.3. Зубчатые (шлицевые) соединения

Соединения образуются сопряжением наружных зубьев на валу с внутренними зубьями в отверстии втулки.

По форме профиля зубьев различают соединения *прямобоочные* (рис. 1.2, а), *эвольвентные* (рис. 1.2, б) и *треугольные* (рис. 1.2, в).

Соединения прямобоочные выполняют с *центрированием* или по боковым сторонам зубьев, или по наружному диаметру, или по внутреннему диаметру вала. Центрирование по диаметрам обеспечивает более точную соосность соединяемых деталей, а центрирование по боковым сторонам – более точное распределение нагрузки между зубьями, т.е. передачу бóльших крутящих моментов. На рис. 1.2, а показано центрирование по наружному диаметру.

Эвольвентные соединения выполняют с центрированием или по боковым сторонам зубьев, или по наружному диаметру. На рис. 1.2, б показано центрирование по наружному диаметру. Эвольвентные шлицы можно получать на зуборезном оборудовании и достигать при этом высокой точности.

Размеры прямобоочных соединений даны в ГОСТ 1139, эвольвентных – в ГОСТ 6033.

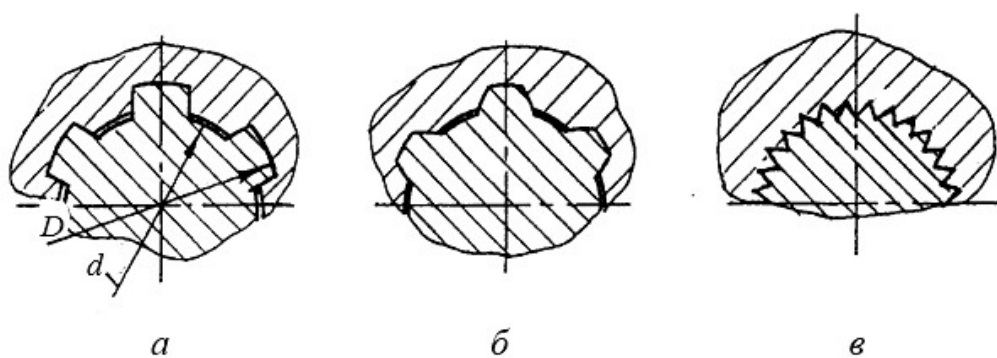


Рис. 1.2. Разновидности шлицевых соединений по форме профиля зуба

Треугольные шлицы не стандартизованы. Они применяются при тонкостенных втулках, а также для соединения пластмассовых деталей с металлическими валами.

С точки зрения применения в ММ шлицевые соединения обладают такими преимуществами перед шпоночными, как повышенные нагрузочная способность и точность центрирования деталей. К недостаткам можно отнести сложность изготовления.

Основными критериями работоспособности шлицевых соединений являются прочность на смятие и сопротивление коррозионно-механическому износу. Причина такого изнашивания в неподвижных соединениях заключается в микро-перемещениях сопряженных поверхностей при вращении вала.

При допущении равномерного распределения нагрузки между зубьями условие прочности по напряжениям смятия выглядит следующим образом:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{z h d_m l} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (1.4)$$

где z – число зубьев; h – высота зуба; d_m – средний диаметр соединения; l – длина поверхности контакта.

Высота зуба и средний диаметр определяют по формулам

$$h = \frac{D-d}{2} - f'; \quad (1.5)$$

$$d_m = \frac{D+d}{2}, \quad (1.6)$$

где D, d – диаметры вершин и впадин зубьев соответственно; f' – расчетный зазор в соединении.

Допускаемое напряжение смятия определяют с учетом условий эксплуатации и твердости зубьев по табл. 1.1.

В случае постоянной нагрузки с числом циклов нагружения за полный срок службы порядка 10^8 условие удовлетворительного сопротивления соединения изнашиванию выражается неравенством

$$\sigma_{\text{см}} \leq [\sigma_{\text{изн}}]. \quad (1.7)$$

Таблица 1.1

Значения $[\sigma_{\text{см}}]$ шлицевых соединений

Условия эксплуатации	$[\sigma_{\text{см}}]$, МПа	
	Твердость зубьев $HB350$	Твердость зубьев $HRC40$
Тяжелые (с ударом)	26...38	30...52
Средние	45...75	75...105
Легкие	60...90	90...150

Условное допускаемое напряжение $[\sigma_{\text{изн}}]$ изменяется в широких пределах в зависимости от твердости поверхностей контакта и условий приложения нагрузки. Для улучшенных зубьев $[\sigma_{\text{изн}}] = 26...85$ МПа; для закаленных: до $HRC40$ $[\sigma_{\text{изн}}] = 34...105$ МПа; до $HRC45$ $[\sigma_{\text{изн}}] = 42...130$ МПа. При необходимости точного определения значений $[\sigma_{\text{см}}]$, $[\sigma_{\text{изн}}]$ следует обратиться к учебной и технической литературе.

1.4. Резьбовые соединения

1.4.1. Классификация резьбы

По форме основной поверхности различают *цилиндрическую* и *коническую* резьбу. Наиболее распространена цилиндрическая резьба. Коническую применяют для плотных соединений труб, масленок, пробок и т. п.

По форме профиля резьбового выступа различают треугольную, круглую, прямоугольную, трапецеидальную и упорную резьбу. Форма профиля тесно связана с назначением резьбы: для образования соединений используются треугольную и круглую (*крепежную*) резьбу, а в винтовых механизмах – прямоугольную, трапецеидальную и упорную (*ходовую*) резьбу. Такое распределение объясняется более высокой относительной прочностью крепежной резьбы и большими силами трения в соединении крепежной резьбой.

По направлению винтовой линии различают *правую* и *левую* резьбу. У правой резьбы винтовая линия идет слева направо и вверх, у левой – справа налево и вверх. Обычно применяют правую резьбу, левую – только в некоторых специальных случаях.

Различают *метрическую* и *дюймовую* треугольную резьбу. Геометрические параметры метрической резьбы выражены в миллиметрах, дюймовой – в долях дюйма.

Разновидность дюймовой резьбы – *трубная* резьба, резьбовые выступы и впадины которой скруглены. Соединения трубной резьбой имеют меньшие зазоры, чем соединения метрической резьбой, поэтому применяются в трубопроводной арматуре.

В ММ преимущественно применяется соединения треугольной резьбой, они и будут рассмотрены в дальнейшем.

1.4.2. Геометрические параметры треугольной резьбы

Основные геометрические параметры (рис. 1.3): α – угол профиля, для метрической резьбы $\alpha = 60^\circ$, для дюймовой резьбы $\alpha = 55^\circ$; d – наружный диаметр; d_1 – внутренний диаметр; d_2 – средний диаметр; p – шаг резьбы.

Шаг резьбы – расстояние между одноименными сторонами соседних профилей, измеренное в направлении оси резьбы. По величине шага различают резьбы с крупным шагом и с мелкими шагами. Крупный шаг для определенного d один, а мелких шагов несколько. С уменьшением шага соответственно уменьшаются размеры резьбового выступа и угол подъема витка (см. ниже).

По образующей воображаемого цилиндра, диаметр которого равен среднему диаметру резьбы, ширина резьбового выступа равна ширине впадины (и равна $b/2$).

Кроме того, выделяют такие параметры, как n – число заходов; $p_1 = np$ – ход резьбы, т.е. перемещение гайки по винту за один оборот; ψ – угол подъема витка.

Под углом ψ подразумевается угол подъема развертки винтовой линии по среднему диаметру:

$$\psi = \arctg \frac{p_1}{\pi d_2} = \arctg \frac{np}{\pi d_2}. \quad (1.8)$$

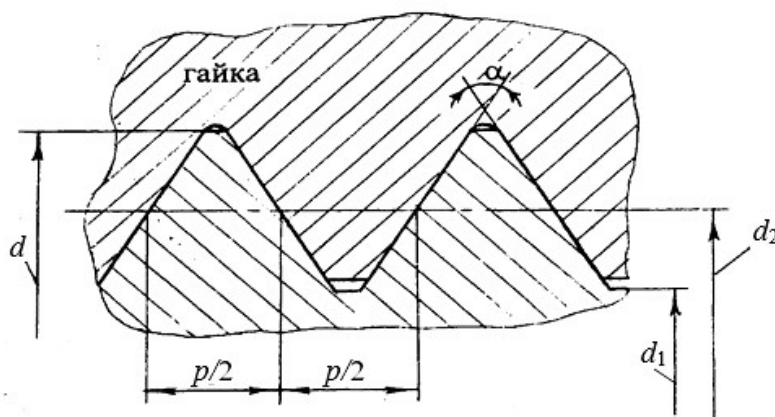


Рис. 1.3. Основные геометрические параметры треугольной резьбы

От величины ψ зависит, будет ли резьба *самотормозящейся*. Самоторможение – неперемное условие для крепежной резьбы, поскольку без его соблюдения соединение не в состоянии выдерживать осевую нагрузку. В однозаход-

ной треугольной резьбе $\psi = 2^\circ 30' \dots 3^\circ 30'$, что дает гарантированное самоторможение.

1.4.3. Предотвращение саморазвинчивания в резьбовых соединениях

Весьма часто резьбовые соединения эксплуатируются в условиях вибрации, переменных и ударных нагрузок. При этом обеспечения условия самоторможения недостаточно для предотвращения саморазвинчивания, т.к. вследствие переменного характера нагрузки силы трения в резьбе понижаются.

Существует много способов дополнительного *стопорения* резьбы. Способы первой группы направлены на повышение и стабилизацию сил трения в резьбе. Основные и наиболее часто применяемые из них – постановка *контргайки* и использование *пружинной шайбы*. Контргайка создает дополнительное натяжение, а, следовательно, и трение в резьбе, не зависящее от внешней нагрузки. Пружинная шайба представляет собой, по сути дела, виток пружины и поддерживает натяг и трение в резьбе на участке самоотвинчивания в один – два оборота гайки.

Способы второй группы сводятся к жесткому креплению элементов (гайки с болтом, гайки или винта с деталью). Одним из таких способов является применение в соединении специальной *корончатой гайки* со *шплинтом*. Корончатая гайка имеет кольцевой выступ с прорезями (коронку). Шплинтом называется деталь, изготовленная из проволоки полукруглого сечения. После навинчивания гайки на резьбовой стержень шплинт вставляется в прорезь коронки так, что проходит через коронку и резьбовой стержень насквозь (в стержне заранее сделано отверстие под шплинт). Затем концы шплинта отгибают, после чего шплинт надежно фиксирует гайку относительно резьбового стержня.

Указанными способами можно предотвратить саморазвинчивание в большинстве резьбовых соединений. В противном случае следует обратиться к литературе и подобрать приемлемый способ.

1.4.4. Расчет резьбовых соединений на прочность

Основные виды разрушения резьбовых соединений – срез витков и разрыв резьбового стержня. Касательные напряжения среза зависят, при равных диа-

метре и шаге резьбы, от количества витков резьбы, по которым распределяется нагрузка, т.е. от высоты гайки. Поэтому добиться равнопрочности резьбы и стержня винта можно подбором высоты гайки. Стандартная высота нормальной гайки $H \approx 0,8d$, и именно такая высота дает выполнение условия равнопрочности. Следовательно, при использовании в болтовом соединении гайки нормальной высоты исключается необходимость рассмотрения прочности витков, и расчет соединения сводится к *расчету стержня болта (винта)*.

Ниже рассмотрены распространенные в конструкциях ММ случаи нагружения резьбового стержня.

Случай 1. Стержень винта нагружен только внешней растягивающей силой F , затяжка соединения отсутствует.

Опасное сечение – по внутреннему диаметру резьбы. Условие прочности по напряжениям растяжения в стержне

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]. \quad (1.9)$$

Допускаемые напряжения $[\sigma]$ здесь и далее см. в табл. 1.2.

Случай 2. Внешняя нагрузка отсутствует, соединение затянуто.

Случай характерен для крепления ненагруженных герметичных крышек, люков и т.п.

Стержень болта растягивается осевой *силой затяжки* $F_{\text{зат}}$ и закручивается *моментом сил* T , необходимым для обеспечения затяжки. Величина $F_{\text{зат}}$ определяется из условия герметичности по рекомендациям, учитывающим опыт эксплуатации аналогичных соединений. Расчет стержня производится по *эквивалентному напряжению*, учитывающему наличие как нормальных напряжений растяжения, так и касательных напряжений кручения. Для стандартной метрической резьбы соотношение эквивалентного и нормального напряжений

выражается зависимостью $\sigma_3 \approx 1,3\sigma$, что позволяет рассчитывать стержень болта по формуле

$$\sigma_3 = \frac{1,3F_{\text{зат}}}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{5,2F_{\text{зат}}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]. \quad (1.10)$$

Случай 3. Соединение нагружено силами, сдвигающими детали в стыке, болт поставлен в отверстия с зазором. Пример – соединение, показанное на рис. 1.4.

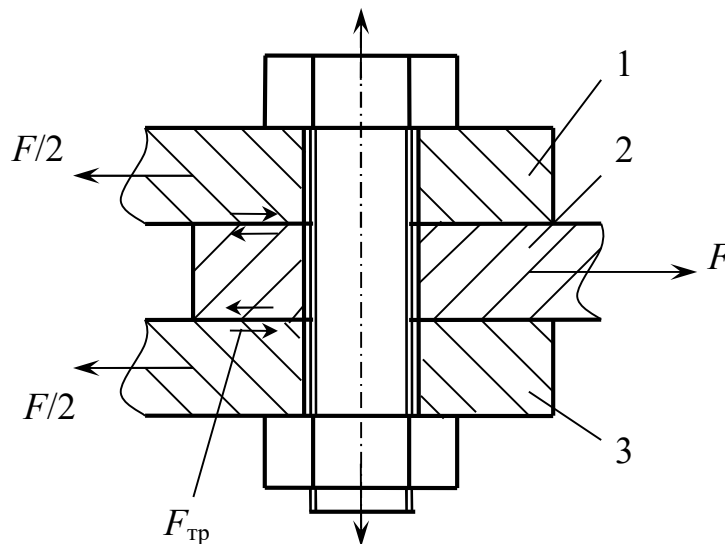


Рис. 1.4. Соединение, нагруженное поперечными силами (болт в отверстиях с зазором)

Для упрощения расчета принято следующее допущение: болт не касается своей боковой поверхностью стенок отверстий в деталях. Следовательно, сдвигу деталей препятствуют только силы трения в стыке. Условие отсутствия сдвига может быть получено из рассмотрения равновесия детали 2:

$$F = iF_{\text{тр}} = iF_{\text{зат}}f, \quad (1.11)$$

где i – число плоскостей стыка деталей; f – коэффициент трения скольжения в стыке (для стальных деталей $f = 0,15 \dots 0,2$).

Требованиям практики равенство (1.11) не удовлетворяет, т.к. малейшее увеличение силы F или уменьшение коэффициента трения (например, в результате попадания смазки в соединение) приведет к сдвигу деталей. Поэтому вместо (1.11) используется выражение

$$KF = iF_{\text{зат}}f, \quad (1.12)$$

откуда

$$F_{\text{зат}} = \frac{KF}{if}, \quad (1.13)$$

в (1.13) K – коэффициент запаса. При статической нагрузке $K = 1,3 \dots 1,5$, при переменной нагрузке $K = 1,8 \dots 2$.

После определения $F_{\text{зат}}$ прочность болта оценивают по (1.10).

Случай 4. Соединение нагружено силами, сдвигающими детали в стыке, болт поставлен без зазора. Такие соединения (см. рис. 1.5) образуются с помощью болтов по ГОСТ 7817, имеющих гладкую рабочую часть, диаметр которой d_3 больше диаметра резьбы d . Отверстия под болты обрабатывают разверткой, в результате посадки болтов в отверстиях получаются переходные или с натягом.

Сдвигающие силы вызывают в стержне болта напряжения среза и смятия. Резьба в соединении играет вспомогательную роль, фиксируя соединяемые детали одну относительно другой.

Напряжение среза в стержне болта в соединении по рис. 1.5

$$\tau = \frac{4F}{\pi d_3^2 i} \leq [\tau], \quad (1.14)$$

где i – число плоскостей среза (на рис. 1.5 $i = 2$).

Напряжение смятия для крайней детали

$$\sigma_{см1} = \frac{F}{2d_3\delta_1} \leq [\sigma_{см}]; \quad (1.15)$$

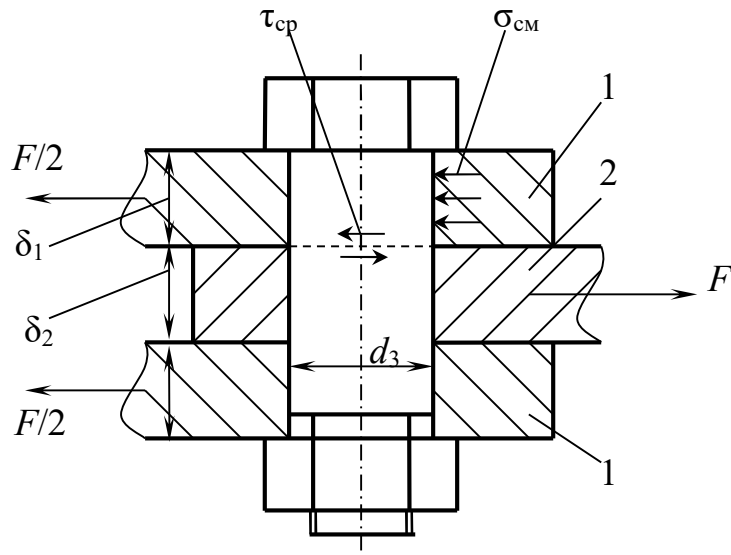


Рис. 1.5. Соединение, нагруженное поперечными силами
(болт в отверстии без зазора)

для средней детали

$$\sigma_{см2} = \frac{F}{d_3\delta_2} \leq [\sigma_{см}]. \quad (1.16)$$

Формулы (1.15), (1.16) справедливы как для болта, так и для деталей. Из двух значений $\sigma_{см}$ расчет прочности выполняют по наибольшему, а допускаемое напряжение определяют по более слабому материалу болта или детали. Обычно диаметр болта находят из условия прочности на срез, а затем производят проверку по напряжениям смятия.

Случай 5. Болт затянут, внешняя нагрузка раскрывает стык деталей. В качестве примера могут быть рассмотрены болты крепления крышки резервуара к корпусу (рис. 1.6).

Внутри резервуара находится газ под избыточным давлением p . Очевидно, что затяжка болтов должна обеспечивать герметичность соединения, для чего болты предварительно (до того, как в резервуар подается газ) затягивают. При этом болты и стык деформируются: болты растягиваются, стык сжимается. Сжатие стыка происходит в основном за счет прокладки, если предусмотрена мягкая прокладка. Если же прокладка металлическая, то главную роль играет податливость фланцев крышки и корпуса. После того, как в резервуаре установилось давление p , приходящаяся на болт внешняя нагрузка становится равной

$$F = \frac{p\pi D^2}{4z}, \quad (1.17)$$

где z – число болтов.

Под действием внешней нагрузки дополнительно растягиваются. Но при этом крышка приподнимается болты, и сжатие стыка уменьшается на величину дополнительной деформации болтов. Таким образом, с одной стороны, имеет место приращение нагрузки на болт за счет силы давления газа на крышку, а с другой стороны, уменьшается нагрузка на болт со стороны стыка, возникшая в результате предварительной затяжки. В итоге суммарное увеличение нагрузки на болт оказывается значительно меньше, чем F по (1.17).

Расчетная суммарная нагрузка на болт

$$F_p = F_{\text{зат}} + \chi F, \quad (1.18)$$

где χ – коэффициент внешней нагрузки, обычно принимается равным 0,2...0,3.

Силу затяжки рекомендуется принимать

$$F_{\text{зат}} = k_{\text{зат}} F, \quad (1.19)$$

где $k_{\text{зат}}$ – коэффициент затяжки.

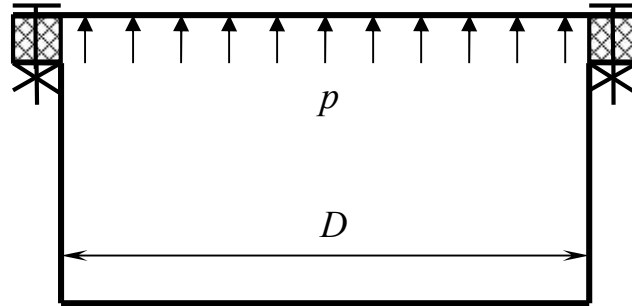


Рис. 1.6. Схема случая 5 резьбового соединения

По условию герметичности: при мягкой прокладке $k_{\text{зат}} = 1,3 \dots 2,5$; при металлической фасонной прокладке $k_{\text{зат}} = 2 \dots 3,5$; при металлической плоской прокладке $k_{\text{зат}} = 3 \dots 5$.

После того, как найдена F_p , проверяют болт на прочность по формуле

$$\sigma_p = \frac{5,2 F_p}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]. \quad (1.20)$$

Случай 6. Эксцентрично нагруженный болт. Пример – нагружение болта с молотовидной головкой (рис. 1.7). Такие болты используют, когда невозможно расположить в отверстии обычный болт (отверстие слишком близко к стенке), а также в некоторых других случаях.

Затяжка соединения вызывает возникновение в стержне болта напряжений растяжения

$$\sigma_p = \frac{4 F_{\text{зат}}}{\pi d_1^2} \quad (1.21)$$

и напряжений изгиба

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{32F_{\text{зат}}e}{\pi d_1^3}, \quad (1.22)$$

где e – эксцентриситет силы затяжки.

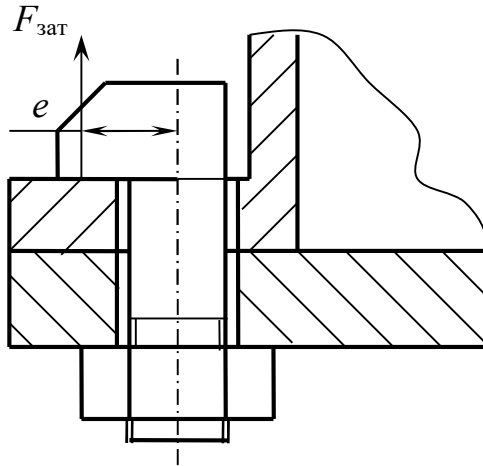


Рис. 1.7. Соединение болтом с молотовидной головкой

Для сопоставления величин составляющих напряжений предположим, что $e = d_1$. Тогда

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{32F_{\text{зат}}}{\pi d_1^2}; \quad (1.23)$$

$$\frac{\sigma_{\text{и}}}{\sigma_{\text{р}}} = 8. \quad (1.24)$$

Из (1.24) видно, что из двух составляющих гораздо более опасно напряжение изгиба. Следовательно, эксцентричного нагружения болтов нужно всемерно избегать, а в тех случаях, когда использование эксцентрично нагруженного болта является технической необходимостью, обязательно учитывать его в расчетах.

Суммарное напряжение в стержне болта с учетом напряжения кручения

$$\sigma_p = \frac{5,2F_{\text{зат}}}{\pi d_1^2} + \frac{32F_{\text{зат}}e}{\pi d_1^3} \leq [\sigma]. \quad (1.25)$$

1.4.5. Материалы и допускаемые напряжения

Стандартные крепежные изделия изготавливают обычно из сталей марок Сталь 10...Сталь 35, так как эти дешевые стали позволяют выпускать большие количества изделий наиболее производительными методами. Стали с более высокими прочностными характеристиками применяют для изготовления высоконагруженных деталей в ответственных соединениях. В этих случаях может предусматриваться также термическая обработка.

Особое внимание следует уделять защите соединений от коррозии. С этой целью стандарты предусматривают больше десятка различных видов покрытий болтов, шпилек и гаек применительно к различным агрессивным средам – от цинкового с хромированием до серебряного. В тех случаях, когда вид среды неизвестен, можно рекомендовать достаточно простые и дешевые покрытия, такие, как кадмиевое с хромированием (группа 02).

В технически обоснованных случаях крепежные детали выполняют из цветных металлов и сплавов.

Допускаемые напряжения при расчете резьбовых соединений на прочность сведены в табл. 1.2.

Различают затяжку *контролируемую* и *неконтролируемую*. Контролируемая затяжка осуществляется с помощью специальных динамометрических ключей и ключей предельного момента, дающих возможность затянуть соединение заданной силой (и не большей). Существуют также и другие средства и методы контроля затяжки, к которым следует прибегать там, где это оговорено техническими требованиями. Судя по величинам запасов прочности (табл. 1.3), контролируемая затяжка позволяет существенно повысить надежность соединений.

Таблица 1.2

Допускаемые напряжения

Случай соединения	Номер формулы	Значение допускаемого напряжения
1	(1.9)	$[\sigma] = 0,6\sigma_T$
2,3,5	(1.10), (1.20)	$[\sigma] = \sigma_T/[s]$; [s] – по табл. 1.3 для неконтролируемой затяжки; $[s] = 1,5 \dots 2,5$ – для контролируемой затяжки
4	(1.14), (1.15), (1.16)	$[\tau] = 0,4\sigma_T$ – для статической нагрузки; $[\tau] = (0,2 \dots 0,3)\sigma_T$ – для переменной нагрузки; $[\sigma_{см}] = 0,8\sigma_T$ – сталь; $[\sigma_{см}] = (0,4 \dots 0,5)\sigma_T$ – чугун
6	(1.25)	$[\sigma] = 0,6\sigma_T$

Таблица 1.3

Запасы прочности при неконтролируемой затяжке

Материал болта	Запас прочности [s] для резьбы		
	M6...M16	M16...M30	M30...M60
Углеродистая сталь	5...4	4...2,5	2,5...1,5
Легированная сталь	6,5...5	5...3,3	3,3

1.5. Заклепочные соединения

1.5.1. Разновидности заклепочных соединений

Заклепочное соединение образуется расклепыванием стержня заклепки, вставленной в отверстия деталей (рис. 1.8). Обжимка 1 формирует замыкающую головку 2 заклепки 3, причем вследствие пластических деформаций стержень заклепки заполняет зазор в отверстиях. Поддержка 4 фиксирует закладную головку 5 заклепки.

Силы, вызванные упругими деформациями деталей и стержня заклепки, стягивают детали. Сдвигу деталей препятствует сопротивление стержня заклепки и частично силы трения между деталями.

Отверстия в деталях сверлят или продавливают. Сверление менее производительно, но придает соединению повышенную прочность. В ответственных соединениях предусматривается обязательное совместное сверление отверстий в деталях, что дополнительно повышает надежность соединения.

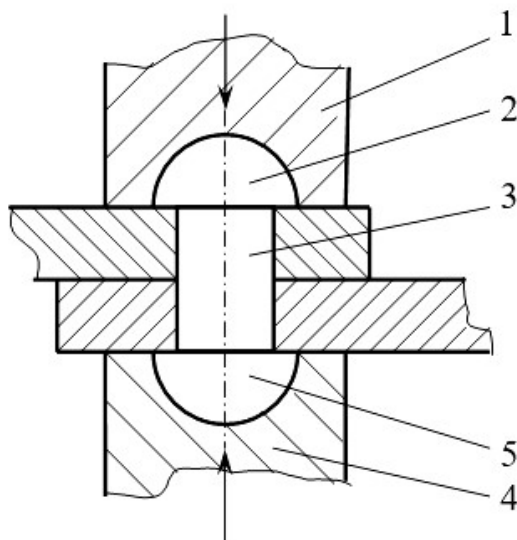


Рис. 1.8. Заклепочное соединение

Клепку можно производить вручную и машинным способом (пневматическими молотками, прессами и т. п.).

Стальные заклепки диаметром до 10 мм и заклепки из цветных металлов ставят без нагрева, поэтому процесс расклепывания называют холодной клепкой. Стальные заклепки большого диаметра ставят с нагревом. Нагрев повышает пластичность заклепки, облегчает расклепывание, улучшает заполнение отверстия и повышает натяг в соединении, связанный с температурными деформациями при остывании. В этом случае образование соединения называют горячей клепкой.

Применяются заклепки с полукруглой головкой (такая заклепка показана на рис. 1.8), с потайной и полупотайной головками. Кроме того, существуют различные типы специальных заклепок: пустотелые и полупустотелые, заклепки для односторонней клепки и т.д. Геометрическая форма и размеры заклепок нормальной точности оговариваются ГОСТ 10299, ГОСТ 10300, заклепок повышенной точности – ГОСТ 14787, ГОСТ 14798, ГОСТ 14801.

Листовые детали соединяются заклепочными швами. В зависимости от назначения различают швы *прочные*, *плотные* и *прочноплотные*. Прочные швы применяют в металлоконструкциях, плотные – в резервуарах для хранения

жидкостей и газов с невысоким давлением, прочноплотные – в резервуарах для хранения жидкостей и газов с высоким давлением. Плотность шва достигается постановкой заклепок с шагом, не большим некоторого строго определенного значения.

По конструктивному признаку различают швы *однорядные* и *многорядные*, соединения *внахлестку* и *встык*, *односрезные* и *многосрезные*. На рис. 1.9 приведен пример двухсрезного соединения *внахлестку*.

Применение заклепочного соединения целесообразно в тех случаях, когда материалы деталей плохо соединяются сваркой, а также в тех конструкциях, где важно растянуть во времени процесс разрушения.

К недостаткам соединения относятся трудоемкость выполнения длинных заклепочных швов, вредность работы клепальщика, существенное ослабление соединяемых деталей отверстиями под заклепки.

1.5.2. Расчет заклепочного соединения на прочность

На основные размеры заклепочных соединений выработаны нормы, по которым выбирают диаметры отверстия и заклепки, шаг шва и расстояние от шва до края деталей, а также толщину деталей. Расчет заклепки обычно носит проверочный характер.

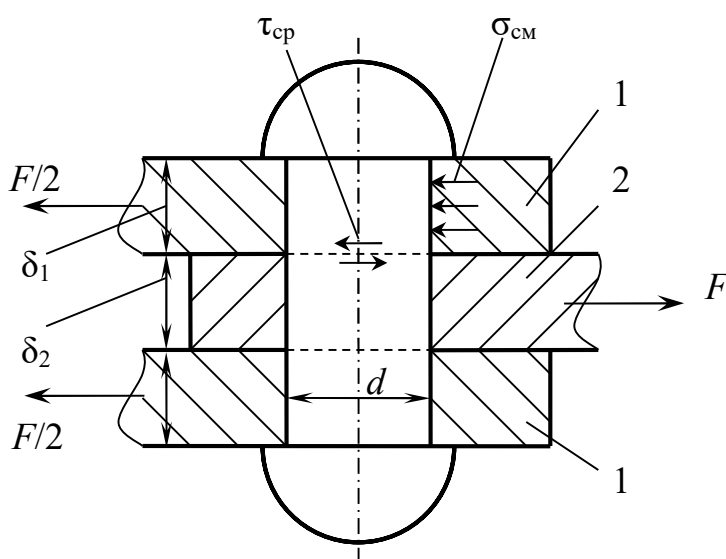


Рис. 1.9. Двухсрезное заклепочное соединение
внахлестку

Рассмотрим соединение, нагруженное силами, сдвигающими детали в стыке (рис. 1.9). Его расчет аналогичен приведенному выше расчету резьбового соединения болтом, поставленным в отверстия без зазора, поэтому дополнительных пояснений не требует.

Условие прочности заклепки по напряжениям среза выражается формулой

$$\tau = \frac{4F}{\pi d^2 i} \leq [\tau_{\text{ср}}], \quad (1.26)$$

условия прочности по напряжениям смятия:

$$\sigma_{\text{см1}} = \frac{F}{2d \delta_1} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (1.27)$$

$$\sigma_{\text{см2}} = \frac{F}{d \delta_2} \leq [\sigma_{\text{см}}]. \quad (1.28)$$

Допускаемые напряжения для заклепки из стали Ст3 принимают такими: $[\tau_{\text{ср}}] = 140$ (100) МПа; $[\sigma_{\text{см}}] = 320$ (280) МПа. Первые числа – для отверстий, полученных сверлением, значения в скобках – для отверстий, полученных продавливанием.

Материал заклепки должен отвечать следующим требованиям:

- обладать пластичностью;
- не принимать закалки при горячей клепке;
- не образовывать с материалом деталей гальванической пары.

1.6. Сварные соединения

1.6.1. Виды сварки

Из всего многообразия применяемых в настоящее время в производстве видов сварки при изготовлении ММ преимущественно используются *электродуговая* и *контактная*.

В электродуговой сварке образование соединения основано на заполнении стыка между деталями металлом *электрода*, расплавленного электрической дугой. Данный способ требует качественного прогрева кромок деталей и предотвращения доступа в зону сварки кислорода и азота воздуха. Последнее обеспечивается специальным покрытием электрода, которое, разлагаясь под действием температуры дуги, выделяет большое количество газа, инертного по отношению к металлу.

Различают *ручную* и *автоматическую* электродуговую сварку. Шов, выполненный сварочным автоматом, имеет более высокое качество, а следовательно, и большую статическую и усталостную прочность. К сожалению, выполнить соединение автоматически далеко не всегда возможно.

Контактная сварка является высокопроизводительным методом и применяется для соединения листовых деталей толщиной до 4 мм. Она основана на использовании повышенного электрического сопротивления зоны контакта деталей. Различают *точечную*, *шовную* и *стыковую* контактную сварку.

Сущность контактной сварки удобно пояснить на примере ее точечной разновидности (рис. 1.10).

Детали сжимаются электродами. Ток течет между электродами, при этом теплота в основном выделяется на поверхности контакта деталей; металл плавится, и образуется сварная точка.

Шовная сварка выполняется аналогично, но в качестве электродов применяют диски, которые перекатываются по деталям в направлении шва. Появляется возможность провести герметичный шов.

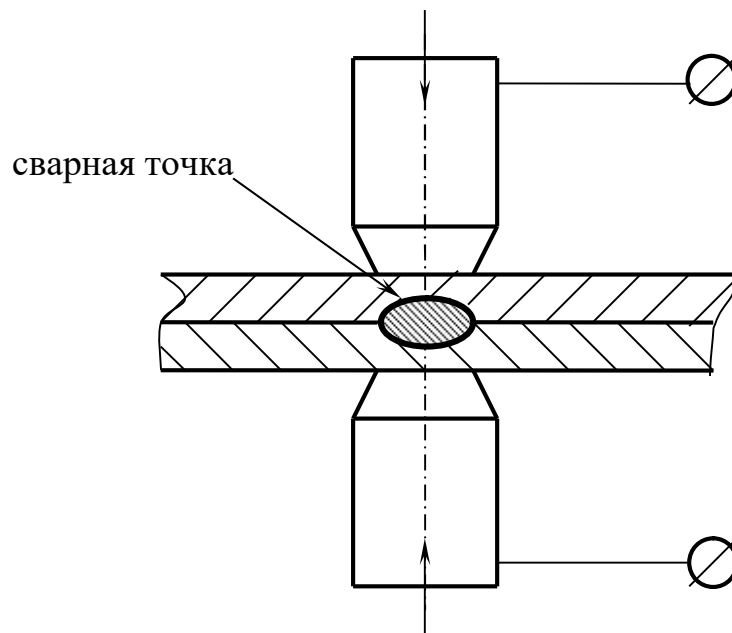


Рис. 1.10. Схема контактной точечной сварки

Стыковая контактная сварка применяется для соединения встык деталей типа стержней со сравнительно небольшой площадью поперечного сечения.

Сварные соединения обладают следующими достоинствами:

- высокая производительность и сравнительно невысокая трудоемкость сварки;
- простота обеспечения равнопрочности изделия, снижение его массы и стоимости.

Недостатки:

- необходимость правильного выбора материалов деталей;
- наличие в шве дефектов (неоднородностей, микротрещин и т.п.), и, как следствие, снижение прочности соединения.

Лучше всего свариваются детали из низкоуглеродистых сталей, например, из стали Ст 3. Стали углеродистые и легированные требуют для сварки применения специальных приемов: предварительного прогрева деталей, подачи инертного газа в зону сварки и т. д.

1.6.2. Соединения ручной электродуговой сваркой

Ручная электродуговая сварка представляет собой наиболее универсальный способ образования соединений, поэтому именно она и будет рассмотрена подробно.

Элементы сварных швов, получаемых ручной электродуговой сваркой, указаны в ГОСТ 5264. Стандарт устанавливает четыре типа соединений в зависимости от взаимного расположения соединяемых деталей: *стыковое, нахлесточное, тавровое и угловое*.

Стыковое соединение (рис. 1.11) простое и зачастую наиболее надежное. При толщине деталей $s \leq 6$ мм их можно соединять без *разделки кромок* (соединение С2). В случае $s > 6$ мм расплавленный металл электрода не может заполнить зазор между деталями, получается некачественный шов пониженной прочности. Поэтому при толщинах больших 6 мм применяют подварку с другой стороны, одностороннюю и двухстороннюю разделку кромок деталей (например, соединения С5 и С21).

Нахлесточное соединение (рис. 1.12) возникло как аналог заклепочного соединения внахлестку. Из всех сварных соединений оно наиболее простое, не требует подготовки кромок независимо от толщины деталей. Возможны одностороннее (Н1) и двухстороннее (Н2) нахлесточные соединения.

Тавровое соединение показано на рис. 1.13 и, подобно нахлесточному, может быть односторонним и двухсторонним. Кроме того, при больших s оно выполняется с разделкой кромок пристыковываемой детали.

Угловое соединение (рис. 1.14) часто применяется при изготовлении различного рода металлических емкостей – корпусов, коробов и т.п.

Различают два вида *швов*: *стыковой* шов – для образования стыковых соединений; *угловой* шов – для всех остальных соединений.

В обозначение типа *электрода* для ручной электродуговой сварки по ГОСТ 9467 входит буква «Э» и число, равное пределу прочности металла электрода, выраженному в кгс/мм², например, Э42, Э50А. Буква «А» в обозначении показывает, что химический состав электрода подвергается дополнитель-

ному контролю. Такие электроды применяются в ответственных соединениях для повышения надежности конструкции.

Стандарт устанавливает ряд диаметров электродов в миллиметрах: 2, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12... Для ручной сварки используют электроды небольших диаметров, как правило, до 6 – 8 мм, т.к. при этом достигается наивысшее качество шва в сочетании с невысокой трудоемкостью сварки.

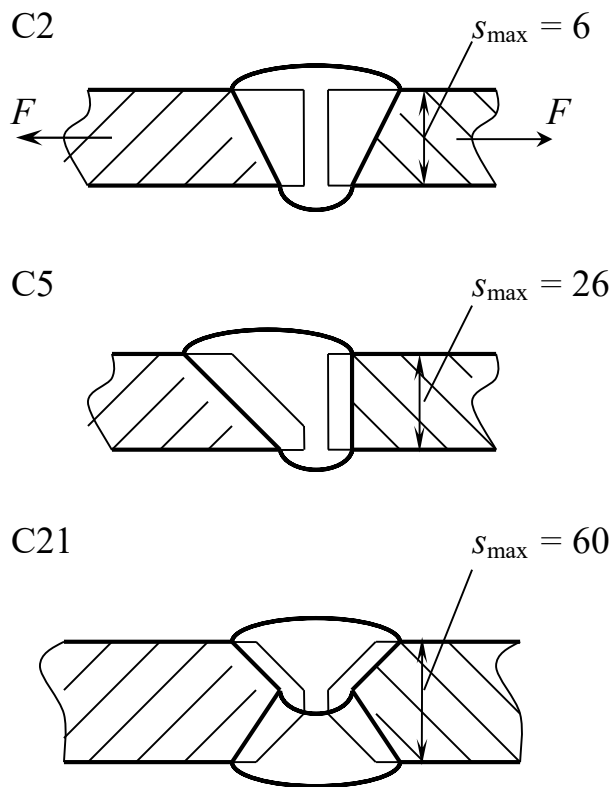


Рис. 1.11. Стыковое сварное соединение

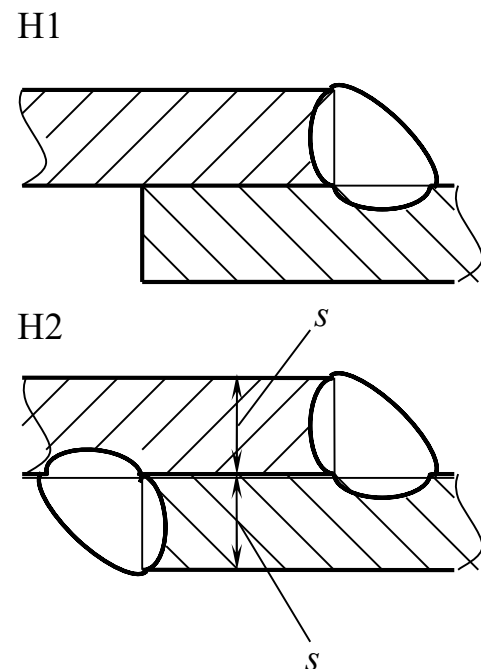


Рис. 1.12. Нахлесточное сварное соединение

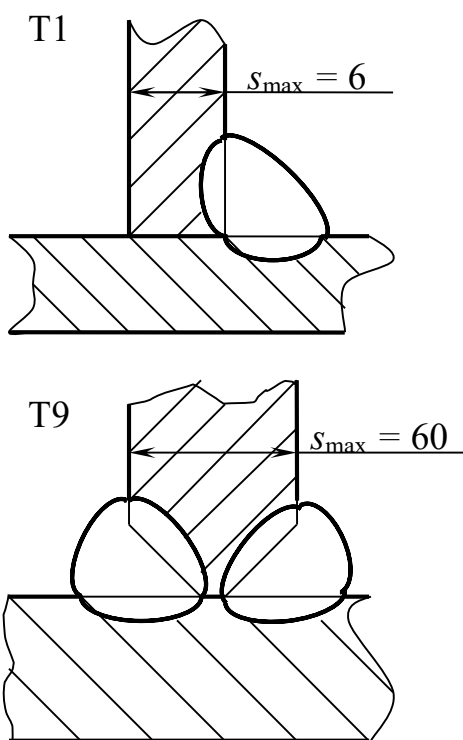


Рис. 1.13. Тавровое сварное соединение

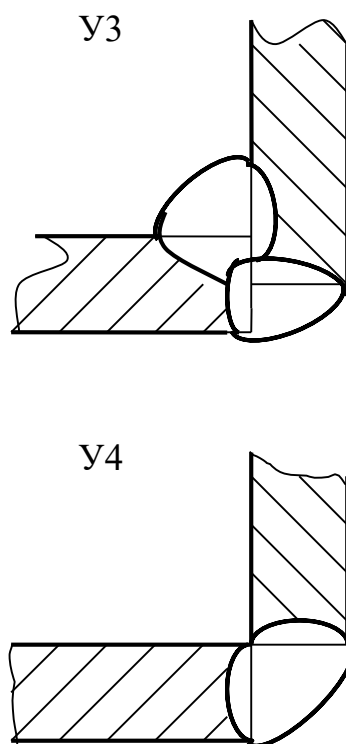


Рис. 1.14. Угловое сварное соединение

1.6.3. Расчет сварных соединений на прочность

Расчет стыкового шва производится следующим образом.

Напряжение в шве от растягивающей нагрузки (см. рис. 1.11) определяют по формуле

$$\sigma = \frac{F}{bs} \leq [\sigma'] = (0,9 \dots 1,0) [\sigma_p], \quad (1.29)$$

где b – длина шва; $[\sigma']$ – допускаемое напряжение для материала шва; $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение растяжения для материала деталей.

Предполагается, что стыковой шов практически равнопрочен с соединяемыми деталями. В (1.29) коэффициент 0,9 принимают при электродах Э42, Э50, а коэффициент 1,0 – при электродах Э42А, Э50А.

Напряженное состояние углового шва в нахлесточном и тавровом соединениях существенно отличается от напряженного состояния стыкового шва даже при простейшем нагружении растягивающими силами. В материале шва возникают как нормальные, так и касательные напряжения. Инженерный расчет производится упрощенно по касательным напряжениям. По форме швы разделяют на *нормальные* – в виде равнобедренного прямоугольного треугольника, *выпуклые* и *вогнутые*. Вогнутые швы лучше сопротивляются переменной нагрузке, но выполнение их связано с дополнительной механической обработкой, а следовательно, и с дополнительными затратами. В дальнейшем рассматриваются нормальные швы как самые распространенные в практике.

На рис. 1.15 показано нахлесточное соединение нормальным угловым швом с длиной L и катетом K . Разрушение такого шва происходит по биссектрисе AB прямого угла, что предсказано теорией и подтверждено практикой.

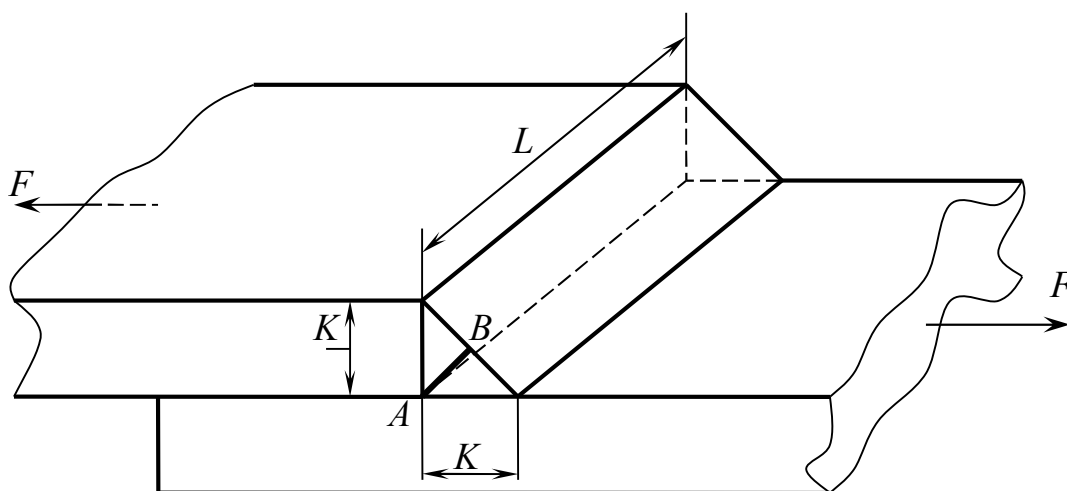


Рис. 1.15. Геометрия углового шва

Площадь опасного сечения шва

$$A_{o.c} = AB \cdot L \approx 0,7KL. \quad (1.30)$$

Условие прочности шва

$$\tau = \frac{F}{A_{o.c}} = \frac{F}{0,7KL} \leq [\tau']. \quad (1.31)$$

Допускаемое касательное напряжение для сварных швов, выполненных электродами Э42, Э50, принимают равным $[\tau'] = 0,6[\sigma_p]$, а для швов, выполненных электродами Э42А, Э50А – равным $[\tau'] = 0,65[\sigma_p]$.

По расположению относительно направления нагрузки различают швы *фланговые* (параллельные нагрузке), *лобовые* (перпендикулярные нагрузке) и *косые*. Напряжения в лобовом и фланговом швах различаются (при прочих равных условиях), но в инженерных расчетах касательные напряжения с достаточной степенью точности определяются по одним и тем же формулам.

На рис. 1.16 приведено соединение двумя фланговыми и одним лобовым швами. Для этого случая формула (1.31) принимает следующий вид:

$$\tau = \frac{F}{0,7K(2L_{\phi} + L_{\text{л}})} \leq [\tau'], \quad (1.32)$$

где L_{ϕ} , $L_{\text{л}}$ – длины флангового и лобового швов.

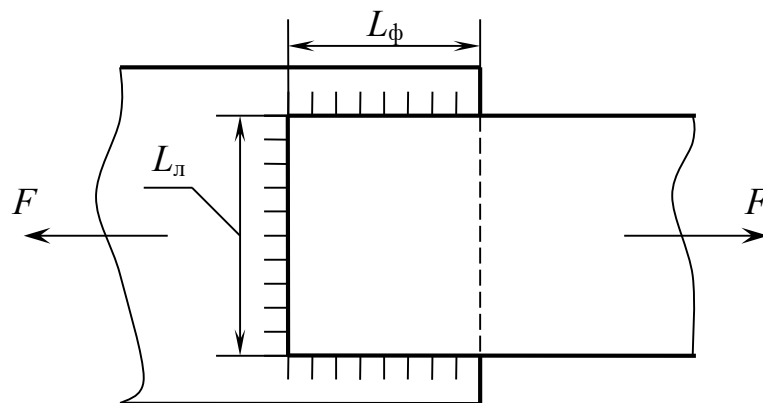


Рис. 1.16. Вариант нахлесточного соединения двумя фланговыми и одним лобовым швами

Соединения, показанные на рис. 1.17, нагруженные парой сил с моментом T , рассчитываются по следующим формулам:

- соединение на рис. 1,17, *a*

$$\tau = \frac{T}{0,7KLb} \leq [\tau']; \quad (1.33)$$

- на рис. 1.17, *б*

$$\tau = \frac{6T}{0,7Kb^2} \leq [\tau']; \quad (1.34)$$

- на рис. 1.17, *в*

$$\tau = \frac{T}{0,7KLb + 0,7K \frac{b^2}{6}} \leq [\tau']. \quad (1.35)$$

В тех случаях, когда соединение находится одновременно под действием различных нагрузок (поперечная и продольная силы, крутящий момент и т. п.), расчет ведут, исходя из принципа независимости действия сил.

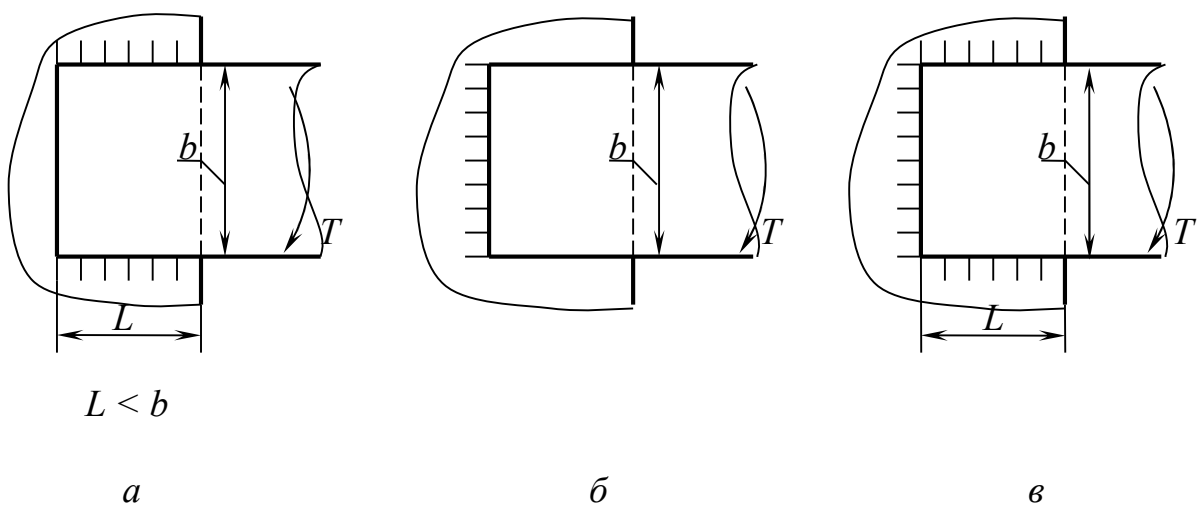


Рис. 1. 17. Соединения, нагруженные парой сил с моментом T

1.7. Соединения с натягом

Соединения типа «вал – ступица» с натягом (фрикционные) в ММ используются значительно чаще, чем в механизмах общего назначения, что объясняется их серьезными *преимуществами* по сравнению с прочими соединениями. Например, по сравнению со шпоночными соединения с натягом:

- имеют упрощенную технологию изготовления деталей;
- обеспечивают более точное базирование деталей в соединении;
- позволяют исключить элементы, снижающие прочность деталей, такие, как шпоночные пазы.

К *недостаткам* соединений с натягом относятся трудоемкость сборки и сложность контроля качества.

Основные способы сборки – сборка прессованием и сборка нагревом. При сборке нагревом нагревают ступицу (до температуры не выше 240 °С) или охлаждают вал (жидким воздухом до минус 190 °С, сухим льдом до минус 72 °С), что позволяет получать соединения, способные воспринимать бóльшие нагрузки, чем соединения прессованием.

Задача расчета соединения – правильный выбор посадки, натяг в которой обеспечит необходимое давление, а значит, и силы трения на поверхности контакта деталей. Методика расчета подробно рассмотрена в технической литературе.

Контрольные вопросы

1. Что называется соединением? Какие виды соединений используются в конструкциях ММ?
2. Как выполняется расчёт на прочность соединения призматической шпонкой?
3. Дайте сравнительную характеристику шпоночных и зубчатых соединений.
4. Укажите основные геометрические параметры метрической резьбы.

5. Опишите конструкцию болта в отверстие из-под развёртки.
7. Как выполняется расчёт на прочность эксцентрично нагруженного болта?
8. Как выполняется расчёт на прочность заклёпки?
9. Какие существуют стандартные разновидности соединений ручной электродуговой сваркой?
10. Укажите основные геометрические параметры углового шва.
11. Дайте сравнительную характеристику заклёпочных и сварных соединений.

2. ПЕРЕДАЧИ

2.1. Общие сведения

Механической передачей называется механизм, преобразующий параметры движения при его передаче от двигателя к исполнительным органам машины. Передача осуществляет согласование режима работы двигателя с режимом работы исполнительных органов. Применительно к ММ часто используется также термин *преобразователь движения*.

В ряде случаев передачи предназначены для изменения направления движения или для преобразования вращательного движения в поступательное или наоборот.

Часто в функцию передачи входит регулирование частоты вращения (скорости) исполнительного органа при постоянной скорости двигателя. Такая передача называется *вариатором*.

Основными параметрами движения являются *мощность* P_1 на входе и P_2 на выходе передачи и *частоты вращения* n_1 на входе и n_2 на выходе (либо *угловые скорости* ω_1 и ω_2 соответственно). Кроме того, различают производные характеристики:

- *коэффициент полезного действия* (КПД)

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}, \quad (2.1)$$

- *передаточное отношение*, определяемое в направлении потока мощности,

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}. \quad (2.2)$$

По величине i передачи делятся на понижающие при $i > 1$ и $n_1 > n_2$, или *редукторы*, и повышающие при $i < 1$ и $n_1 < n_2$, или *мультипликаторы*. В большинстве случаев частоту вращения требуется понизить, поэтому редукторы используются значительно чаще, чем мультипликаторы.

Кроме соотношений (2.1) и (2.2), в расчете передач часто используют следующие зависимости:

$$T = \frac{P}{\omega}, \quad (2.3)$$

$$\omega = \frac{\pi n}{30}; \quad (2.4)$$

$$T_2 = T_1 i \eta, \quad (2.5)$$

где T – крутящий момент на валу передачи; T_2 , T_1 – крутящий момент на выходном и на входном валу соответственно.

Механические передачи делятся на *передачи трением* (фрикционные, ременные) и *передачи зацеплением* (зубчатые, червячные, цепные, винтовые). Передачи зацеплением по сравнению с передачами трением обладают повышенной нагрузочной способностью (или меньшими размерами при равной мощности), обеспечивают высокую точность и большую величину передаточного отношения, могут использоваться в широком диапазоне скоростей.

К недостаткам их можно отнести сложность изготовления, шум при высоких скоростях, неспособность компенсировать динамические нагрузки (жесткость).

Достоинствами передач зацеплением обуславливается их преимущественное использование в ММ. Поэтому далее о передачах трением дано только общее представление, а передачи зацеплением рассмотрены подробно.

2.2. Ременные передачи

Ременная передача (рис. 2.1) состоит из двух *шкивов* – ведущего 1 и ведомого 2, закрепленных на валах, и *ремня* 3, охватывающего шкивы.

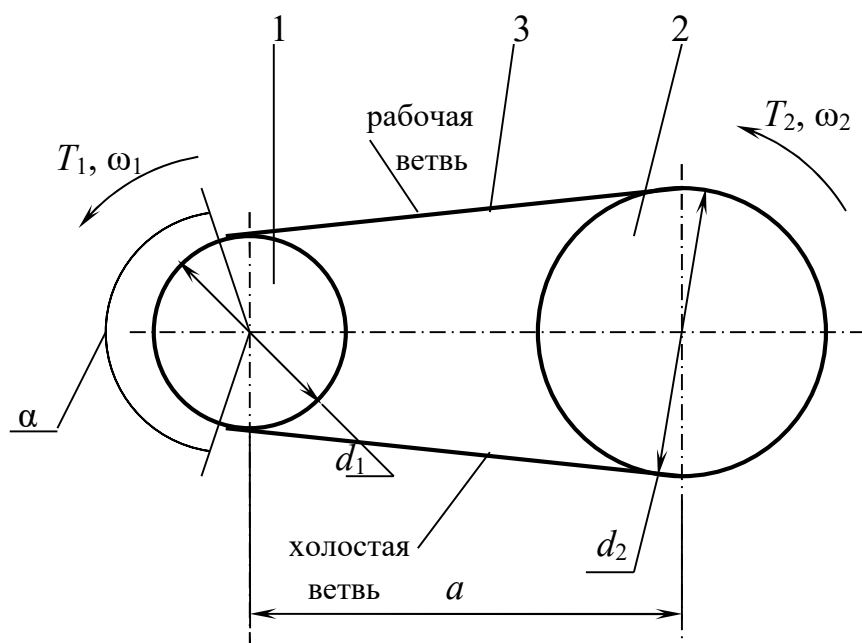


Рис. 2.1. Схема ременной передачи

Нагрузка передается силами трения, возникающими между ремнем и шкивами вследствие натяжения ремня. Передача также может включать в себя устройство для обеспечения требуемой силы натяжения ремня (*натяжное устройство*).

По форме поперечного сечения ремня различают передачи *плоскоременные* (рис. 2.2, а), *клиноременные* (рис. 2.2, б), *поликлиноременные* (рис. 2.2, в), *круглоременные*, а также передачи *пленочными ремнями*. Преимущественное распространение имеют передачи первыми двумя видами ремней.

Клиноременная передача по сравнению с плоскоременной имеет важные преимущества:

- бóльшие силы трения ремня по шкиву при равных силах натяжения, а следовательно, передача бóльших крутящих моментов и мощностей;

- передача осуществляется, как правило, несколькими клиновыми ремнями, в результате чего повышается ее надежность (выход из строя одного ремня еще не означает остановку механизма, а тем более, аварию).

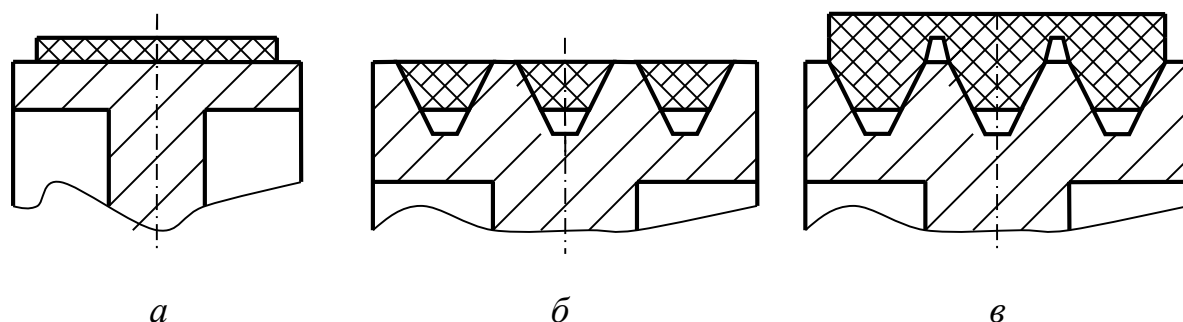


Рис. 2.2. Формы поперечного сечения ремней

К преимуществам плоскоременной следует отнести:

- возможность обеспечения значительных межосевых расстояний (размер a на рис. 2.1);
- возможность создания передач с непараллельными осями шкивов.

По способу натяжения ремней различают передачи *с натяжением при сборке*, *с периодическим подтягиванием* и *с автоматическим поддержанием натяжения*.

Способ натяжения ремня при сборке передачи самый простой: ремень с усилием надевают на шкивы и подтягивание его по мере износа и неупругой вытяжки не предусматривают. Нагрузочная способность такой передачи понижается, т.к. со временем натяжение ремня ослабевает.

Более совершенной в конструктивном отношении является передача, в которой возможно периодическое подтягивание ремня. Как правило, это достигается перемещением одного из шкивов, чаще – ведущего, с последующим закреплением на новом месте.

Передача с автоматическим поддержанием необходимого натяжения обычно содержит устройство в виде натяжного (плоскоременная передача) или

оттяжного (клиноременная передача) ролика, воздействующего на холостую ветвь ремня. Поджатие ролика к ремню обеспечивается пружиной или грузом.

Установка оттяжного ролика отрицательно сказывается на долговечности ремней, поэтому в клиноременных передачах чаще используют периодическое подтягивание.

К основным геометрическим параметрам ременной передачи относятся *межосевое расстояние a , диаметры шкивов d_1 и d_2 , длина ремня L , угол обхвата ремнем малого шкива α .*

Рекомендуемые величины a :

- для плоскоременных передач

$$a \geq 2(d_1 + d_2); \quad (2.6)$$

- для клиноременных передач

$$0,55(d_1 + d_2) \leq a \leq 2(d_1 + d_2), \quad (2.7)$$

где h – высота сечения ремня.

Точное значение передаточного отношения ременной передачи

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)}, \quad (2.8)$$

где ε – коэффициент упругого скольжения ремня по шкиву.

При нормальной работе передачи $\varepsilon = 0,01 \dots 0,03$.

Соотношение крутящих моментов на шкивах

$$T_1 = \frac{T_2}{i\eta}, \quad (2.9)$$

где η – КПД передачи.

Плоскоременные передачи имеют $\eta \approx 0,97$, клиноременные – $\eta \approx 0,96$.

Методики расчета ременных передач изложены в учебной литературе.

2.3. Цилиндрические зубчатые передачи

2.3.1. Геометрические параметры цилиндрических зубчатых передач

Цилиндрические зубчатые передачи внешнего и внутреннего зацепления относятся к преобразователям вращательного движения с *параллельными осями колес*. Частным случаем такой передачи считают *реечное зацепление*, в котором одно из колес имеет бесконечно большой радиус, вследствие чего вырождается в прямолинейную *зубчатую рейку*.

По форме профиля зуба различают передачи *эвольвентные*, *циклоидные* и *Новикова*. В зацеплениях эвольвентном и циклоидном боковые стороны профиля зуба очерчены соответственно по эвольвенте и циклоиде. В зацеплении Новикова профиль зуба образован дугами окружностей.

Циклоидное зацепление применяется в кинематических передачах приборов. Наибольшее распространение получило эвольвентное зацепление: оно позволяет создавать достаточно прочные и малогабаритные преобразователи движения и обладает существенными технологическими преимуществами. Наиболее высокие прочностные характеристики имеет зацепление Новикова, однако оно значительно сложнее в изготовлении. Далее будут рассматриваться передачи с эвольвентными зубьями.

По расположению зубьев на колесах различают цилиндрические передачи *прямозубые* (зуб расположен по образующей цилиндра), *косозубые* (зуб расположен по винтовой линии) и *шевронные* (рис. 2.3).

Меньшее зубчатое колесо пары (рис. 2.4) называется *шестерней*, большее – *зубчатым колесом* (или просто *колесом*). Параметрам шестерни присваивается индекс 1, параметрам колеса – индекс 2.

Термины, определения и методы расчета геометрических параметров зубчатых передач стандартизованы.

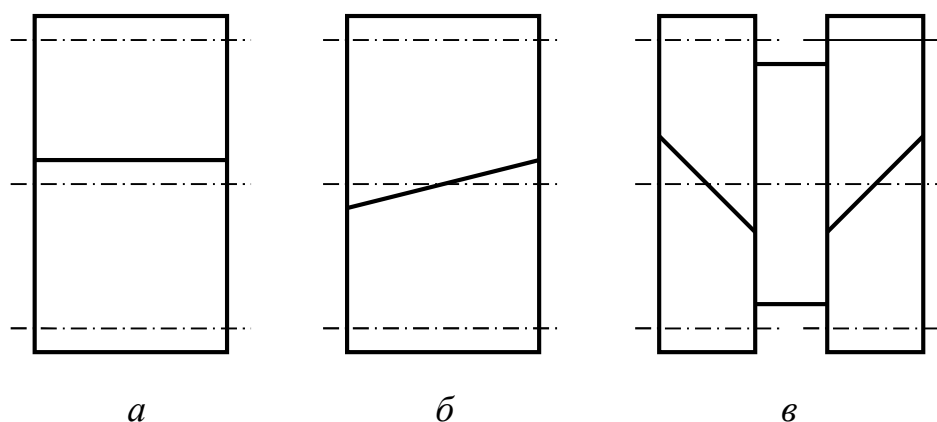


Рис. 2.3. Разновидности цилиндрических зубчатых колес по расположению зубьев:
а – прямозубое; *б* – косозубое; *в* – шевронное

Рассмотрим сначала прямозубую передачу, а затем – особенности геометрии косозубой передачи.

Числа зубьев – z_1 и z_2 .

Передаточное отношение от шестерни к колесу, называемое *передаточным числом*, равно

$$u = \frac{z_2}{z_1} . \quad (2.10)$$

Делительный окружной шаг зубьев p есть расстояние между сходственными точками двух соседних зубьев по дуге делительной окружности.

Делительной окружностью называется окружность, по которой производится деление заготовки на зубья. По дуге делительной окружности толщина зуба равна толщине впадины (и равна $\frac{p}{2}$).

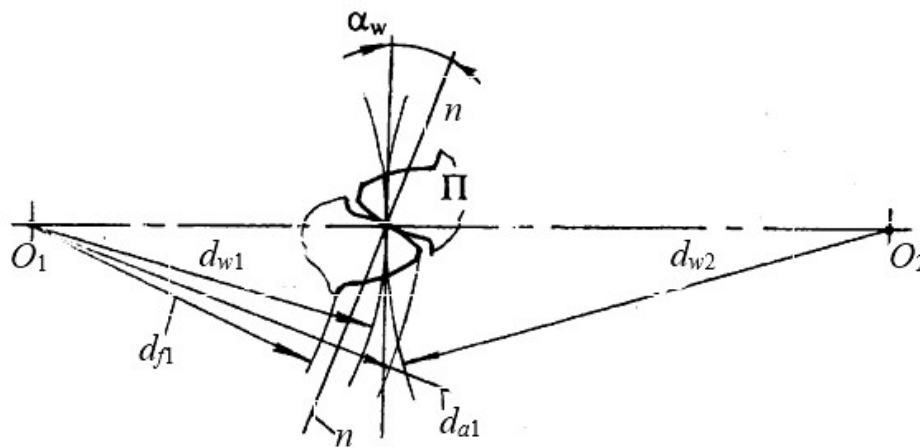


Рис. 2.4. Основные геометрические параметры
прямозубой передачи

Основной характеристикой размеров зубьев является *модуль*:

$$m = \frac{p}{\pi}. \quad (2.11)$$

Значения модулей указаны в ГОСТ 9563.

Высота зуба для шестерен и колес без смещения исходного контура (о смещении исходного контура см. ниже):

$$h = 2,25m. \quad (2.12)$$

В прямозубой передаче:

- диаметры делительных окружностей

$$\begin{aligned} d_1 &= mz_1; \\ d_2 &= mz_2; \end{aligned} \quad (2.13)$$

- диаметры окружностей вершин зубьев

$$\begin{aligned}d_{a1} &= m(z_1 + 2); \\d_{a2} &= m(z_2 + 2);\end{aligned}\tag{2.14}$$

- диаметры окружностей впадин

$$\begin{aligned}d_{f1} &= m(z_1 - 2,5); \\d_{f2} &= m(z_2 - 2,5);\end{aligned}\tag{2.15}$$

- межосевое расстояние

$$O_1O_2 = a_w = 0,5m(z_1 + z_2).\tag{2.16}$$

Кроме того, выделяют *начальные окружности*, по которым шестерня и колесо обкатываются в процессе вращения. Диаметры начальных окружностей равны

$$\begin{aligned}d_{w1} &= \frac{2a_w}{u + 1}; \\d_{w2} &= 2a - d_{w1}.\end{aligned}\tag{2.17}$$

Для передач без смещения $d_1 = d_{w1}$; $d_2 = d_{w2}$.

Точка касания начальных окружностей, обозначенная буквой П на рис. 2.4, называется *полюсом зацепления*.

Общая нормаль *n-n* к контактирующим поверхностям зубьев, проведенная через точку П, называется *линией зацепления*. При вращении шестерни и колеса точки контакта зубьев находятся на линии *n-n*. Угол между линией зацепления и перпендикуляром к *линии центров* O_1O_2 – *угол зацепления* α_w . Стандартная величина $\alpha_w = 20^\circ$.

На рис. 2.5 показано расположение двух соседних зубьев косозубого колеса. Сечения зубьев тремя плоскостями – нормальной *n-n*, торцовой *t-t* и осевой

$a-a$ – дают соответственно *нормальный модуль m_n , торцовый модуль m_t и осевой модуль m_a* . В нормальном сечении профиль косо́го зуба совпадает с профилем прямого зуба, поэтому m_n должен быть стандартным. В торцовом и осевом сечениях модули зависят от угла наклона зуба β , стандарт на них не распространяется. В расчётах косозубых передач индекс n в обозначении нормального модуля по умолчанию не приводят.

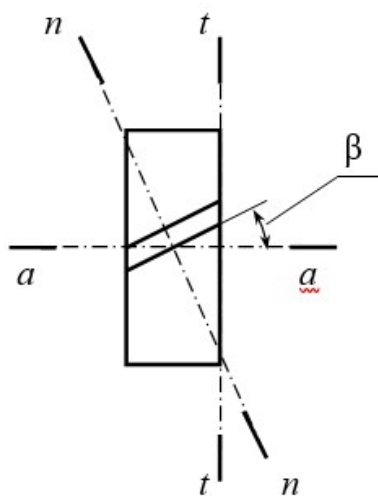


Рис. 2.5. Сечения зубьев косозубого колеса
нормальной, торцовой и осевой плоскостями

Особое значение имеют геометрические параметры в торцовом сечении:

- модуль торцовый

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}; \quad (2.18)$$

- диаметр делительный

$$d = m_t z = \frac{m_n z}{\cos \beta}; \quad (2.19)$$

- шаг окружной

$$p_t = \frac{p_n}{\cos \beta}. \quad (2.20)$$

Геометрические параметры зубчатой передачи не исчерпываются указанными выше. Подробнее геометрия зубчатых передач изложена в учебной и технической литературе.

Рассмотрим, как число зубьев влияет на их форму.

Одним из наиболее технологичных и широко применяемых способов изготовления зубчатых колес является так называемый *способ обкатки*. Суть способа сводится к тому, что зубонарезающий инструмент в виде зубчатой рейки или шестерни вводится «в зацепление» с заготовкой, и перемещения инструмента и заготовки в процессе обработки подобны перемещениям пары деталей, находящихся в зацеплении.

При изготовлении обкаткой боковые стороны профиля зуба получаются эвольвентными. С увеличением числа зубьев колеса боковые стороны приближаются к прямолинейным, и в предельном случае, когда $z = \infty$ (зубчатая рейка), профиль приобретает форму равнобокой трапеции. Наоборот, с уменьшением числа зубьев толщина зуба у основания и вершины уменьшается, кривизна профиля увеличивается. Когда z становится меньше некоторого минимального значения $z_{\min}$, зубья инструмента, проворачиваясь во впадине заготовки, удаляют материал из ножки зуба. Это явление называется *подрезанием ножки*, оно существенно снижает прочность зуба. Для прямозубых передач считают $z_{\min} = 17$.

При необходимости выполнения $z < z_{\min}$, а также в некоторых других случаях применяют смещение нарезающего инструмента: инструмент отодвигают от положения, соответствующего нарезанию без смещения, на расстояние $x m$, где x – коэффициент смещения исходного контура. Смещение считают положительным, если оно направлено от центра, и отрицательным, если к центру

заготовки. Шестерни нарезают при положительном смещении, что позволяет существенно изменить форму зуба: он становится короче и толще, подрезание ножки устраняется.

Нарезание зубьев со смещением является определенным усложнением процесса изготовления, поэтому рекомендуется по возможности не назначать z меньше $z_{\min}$. Увеличения числа зубьев практически всегда можно достичь уменьшением модуля.

2.3.2. Силы, действующие в зубчатом зацеплении

На рис. 2.6 показано прямозубое зацепление.

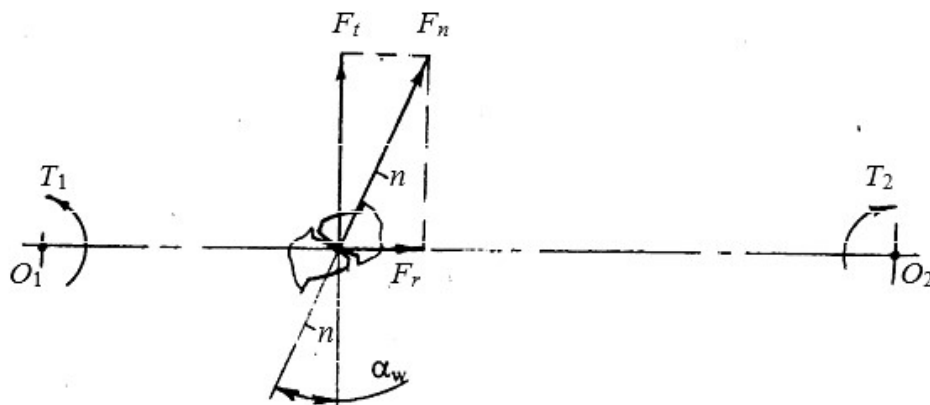


Рис. 2.6. Силы в прямозубом зацеплении

Силу нормального давления зуба шестерни на зуб колеса F_n можно разложить на две составляющих:

- окружную силу

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2}; \quad (2.21)$$

- радиальную силу

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w. \quad (2.22)$$

Саму силу F_n вычисляют по выражению

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w}. \quad (2.23)$$

В косозубом зацеплении (рис. 2.7) нормальную силу раскладывают на три составляющих:

- окружную силу – см. формулу (2.21);
- радиальную силу

$$F_r = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta}; \quad (2.24)$$

- осевую силу

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta. \quad (2.25)$$

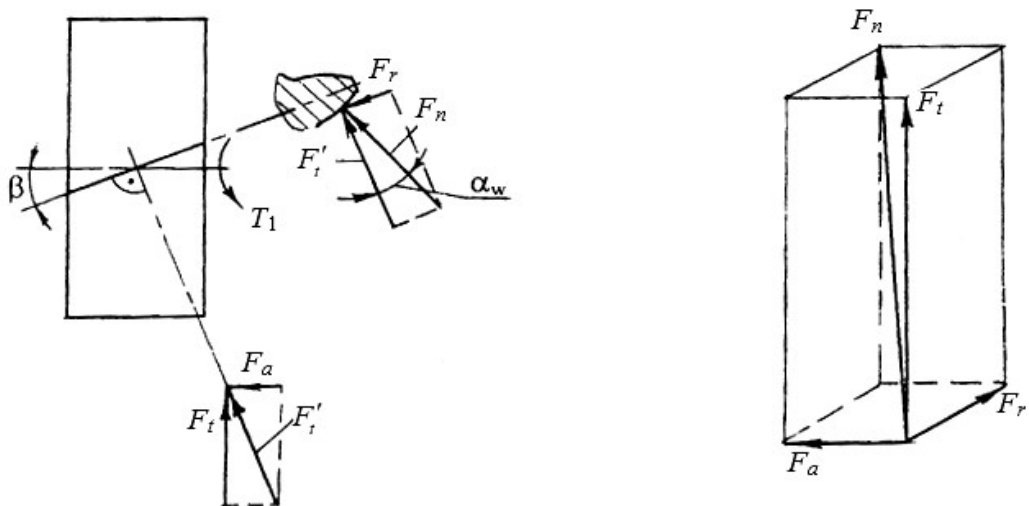


Рис. 2.7. Силы, действующие на зуб косозубого колеса

Нормальная сила является диагональю параллелепипеда с ребрами, равными F_t , F_r и F_a , и может быть найдена так:

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w \cos \beta}. \quad (2.26)$$

2.3.3. Виды разрушения зубьев

Основной вид разрушения поверхности зубьев при хорошей смазке передачи, надежно защищенной от попадания пыли и грязи, – *усталостное выкрашивание*. Зубья таких передач разделены тонким слоем масла, устраняющим металлический контакт. Износ зубьев мал. Передача работает длительное время до появления усталости в поверхностных слоях зубьев. На поверхности появляются небольшие углубления, которые растут и превращаются в раковины. Выкрашиванию способствует смазка, она запрессовывается зубьями в трещины и своим давлением отделяет частицы металла. Причина усталостного выкрашивания – контактные напряжения σ_H .

Основные меры предупреждения выкрашивания: расчет передачи на усталость по контактным напряжениям; применение материалов с повышенной твердостью поверхности; повышение точности изготовления и монтажа передач. Во многих случаях выкрашивания можно избежать, если предусмотреть приработку зубьев в процессе эксплуатации передачи (о приработке см. ниже).

Поломка зубьев связана с напряжениями изгиба σ_F . Различают *полный* (по всей длине) и *угловой* излом. Одна из причин полного излома – перегрузки ударного или статического характера. Другая причина – усталостная поломка от действия переменных напряжений. Причиной углового излома являются погрешности передачи, в результате которых нагрузка воспринимается не всей длиной зуба, а концентрируется на одном из его углов.

Поломку от перегрузок предупреждают защитой передачи посредством различных предохранительных устройств или учетом перегрузок при расчете; поломку от переменных напряжений предупреждают определением размеров из

расчета на усталость. К общим мерам относятся: увеличение модуля, положительное смещение при нарезании зубьев, термообработка, устранение концентраторов напряжений (рисок от обработки, раковин в отливках, микротрещин от термообработки). Углового излома можно избежать повышением точности сборки передачи (в частности, обеспечением параллельности осей колес) и применением зубьев со срезанными углами.

Открытые передачи, а также закрытые, но недостаточно защищенные от попадания абразивных частиц, выходят из строя в основном из-за *абразивного износа*. По мере износа зубьев увеличиваются зазоры в зацеплении, появляется шум, возрастают динамические нагрузки. Толщина зубьев уменьшается, и соответственно снижается их прочность.

Основные меры борьбы с износом: повышение твердости поверхности зубьев, защита от загрязнения, применение специальных смазочных материалов. Большое значение имеет своевременное диагностирование сверхнормативного износа и замена изношенных колес.

Кроме перечисленных видов разрушения зубьев, наблюдаются такие, как заедание, пластический сдвиг, отслаивание твердого поверхностного слоя. Однако при грамотном расчете, качественном изготовлении и правильной эксплуатации передачи вероятность этих разрушений значительно ниже.

2.3.4. Материалы зубчатых передач

В настоящее время установлено, что контактная прочность зубьев определяется в основном твердостью материала. Наибольшая твердость, а следовательно, наименьшие габариты и массу передачи можно получить при изготовлении колес из сталей, подвергнутых термической обработке.

В зависимости от твердости стальные зубчатые колеса разделяют на две основные группы: твердостью $HV < 350$ и твердостью $HV > 350$.

Твердость $HV < 350$ позволяет производить чистовое нарезание зубьев после термообработки, в результате чего можно получать высокую точность без дорогих отделочных операций (шлифовки, притирки и т.п.). Колеса этой группы хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению при динами-

ческих нагрузках. Под *приработкой* понимают износ поверхностей зубьев передачи, приводящий к более равномерному распределению нагрузки по длине зуба, а потому существенно повышающий надежность зубчатых колес. Приработку зубьев широко используют в условиях индивидуального и мелкосерийного производства в мало- и средненагруженных передачах. Обычно для лучшей приработки твердость шестерни назначают на 20...50HB больше, чем твердость колеса.

Твердость материалов второй группы ($HB > 350$) обычно выражают в единицах *HRC*. Соотношение единиц *HB* и *HRC* таково: $1HRC \approx 10HB$. Специальными видами термообработки могут быть получены твердости 50...60 *HRC*, причем допускаемые контактные напряжения возрастают примерно в два раза, а нагрузочная способность передачи – в четыре раза по сравнению с передачей, изготовленной из материалов первой группы. Очевидно, что применение высокотвердых материалов является большим резервом повышения нагрузочной способности зубчатых передач.

К недостаткам материалов этой группы следует отнести плохую приработываемость и, как следствие, необходимость повышенной точности изготовления деталей передач и их монтажа. Кроме того, некоторые виды термообработки (объемная закалка, цементация) сопровождаются значительным короблением зубьев. Для исправления формы зубьев требуются дополнительные операции.

Данные по механическим характеристикам некоторых наиболее широко используемых сталей приведены в табл. 2.1. Материалы группы $HB < 350$ представлены нормализованными и улучшенными сталями, а группы $HB > 350$ – закаленными объемной или поверхностной закалкой, а также азотированными.

В зависимости от способа получения заготовки различают литые, кованые, штампованные колеса и колеса из круглого проката.

2.3.5. Методика расчета закрытой зубчатой передачи

2.3.5.1. Общие положения

Настоящая методика основана на ГОСТ 21354 и ГОСТ 2185, предназначенна для расчета на усталостную и статическую прочность эвольвентных цилин-

дрических зубчатых передач и может быть использована студентами при конструировании ММ в ходе курсового и дипломного проектирования.

Таблица 2.1

Механические характеристики сталей

Группа сталей	Марка стали	Термообработка	Твердость		$\sigma_{\text{в}}$, МПа	$\sigma_{\text{т}}$, МПа
			поверхности	сердцевины		
<i>HB < 350</i>	35	Н	163...192 <i>HB</i>		550	270
	40	У	192...228 <i>HB</i>		700	400
	45	Н	179...207 <i>HB</i>		600	320
		У	235...262 <i>HB</i>		780	540
		У	269...302 <i>HB</i>		890	650
	40X	У	235...262 <i>HB</i>		790	640
		У	269...302 <i>HB</i>		900	750
	40XH	У	235...262 <i>HB</i>		800	650
		У	269...302 <i>HB</i>		920	750
	35XM	У	235...262 <i>HB</i>		800	670
		У	269...302 <i>HB</i>		920	790
	35Л	Н	163...207 <i>HB</i>		550	270
	40Л	Н	147 <i>HB</i>		520	295
	45Л	У	207...235 <i>HB</i>		680	440
40ГЛ	У	235...262 <i>HB</i>		850	600	
<i>HB > 350</i>	40X	У + ТВЧ	45...50 <i>HRC</i>	269...302 <i>HB</i>	900	750
		А	50...59 <i>HRC</i>	269...302 <i>HB</i>	1000	800
	40XH	З	48...54 <i>HRC</i>		1600	1400
		У + ТВЧ	48...54 <i>HRC</i>	269...302 <i>HB</i>	920	750
	35XM	З	45...53 <i>HRC</i>		1600	1400
		У + ТВЧ	48...54 <i>HRC</i>	269...302 <i>HB</i>	920	790
	38XMЮА	З	45...53 <i>HRC</i>		1700... 1950	1350... 1600
		А	57...67 <i>HRC</i>	30...35 <i>HRC</i>	1050	900
Обозначение термообработки: У – улучшение; Н – нормализация; З – закалка объемная; ТВЧ – закалка с нагревом токами высокой частоты; А – азотирование						

Большую часть общего количества выпускаемых в настоящее время зубчатых передач составляют одно- и двухступенчатые редукторы, поэтому в методике рассматривается двухступенчатый редуктор.

Рекомендуется следующий порядок расчета:

- выбор двигателя по требуемой номинальной мощности, заданной частоте вращения и условиям работы;
- кинематический расчет редуктора, разбивка его передаточного числа по ступеням;

- выбор материалов для шестерен и колес, определение допускаемых напряжений;

- определение крутящих моментов на шестернях и колесах ступеней;

- проектировочный расчет передачи тихоходной ступени;

- проверочные расчеты передачи тихоходной ступени;

- проектировочный расчет передачи быстроходной ступени;

- проверочные расчеты передачи быстроходной ступени.

2.3.5.2. Исходные данные для расчета

Задание на курсовой проект содержит следующие *обязательные* данные, использующиеся как исходные при расчете редуктора:

- кинематическая схема ММ, дающая возможно более полное представление о том, как передается вращение на ведущий вал и снимается с ведомого вала передачи;

- номинальный крутящий момент на выходном валу T_t , Нм;

- частота вращения выходного вала n_t , об/мин;

- срок службы ММ $T_{сл}$, лет;

- нагрузочная диаграмма (циклограмма), отражающая изменение крутящего момента на выходном валу в течение рабочей смены (рабочего цикла).

Кроме указанных, задание может включать в себя *дополнительные требования*, например, максимальные допустимые значения кинематической погрешности и мертвого хода, кратность максимального допустимого пикового момента, направление вращения выходного вала, максимальные допустимые габаритные размеры ММ и т. д.

2.3.5.3. Выбор двигателя

Тип двигателя ММ проектант выбирает самостоятельно, руководствуясь рекомендациями учебно-методической литературы. В настоящей методике для определенности принят наиболее широко распространенный в машиностроении трехфазный асинхронный короткозамкнутый электродвигатель.

Требуемую номинальную мощность двигателя вычисляют по формуле

$$P_{\text{тр}} = \frac{T_{\text{т}} n_{\text{т}}}{\eta_{\text{б}} \eta_{\text{т}} \eta_{\text{п}}^3}, \quad (2.27)$$

где $\eta_{\text{б}}$, $\eta_{\text{т}}$ – КПД быстроходной и тихоходной ступеней соответственно; $\eta_{\text{п}} = 0,99$ – КПД пары подшипников качения.

Как правило, в ММ применяются зубчатые передачи степеней точности не ниже 7, для которых $\eta_{\text{б}} = \eta_{\text{т}} = 0,98 \dots 0,99$.

Затем принимают типоразмер двигателя по условию

$$P_{\text{дв}} \geq P_{\text{тр}}, \quad (2.28)$$

где $P_{\text{дв}}$ – номинальная мощность двигателя по каталогу.

Допустимо превышение требуемой мощности над номинальной, если выполняется условие

$$\frac{P_{\text{тр}} - P_{\text{дв}}}{P_{\text{дв}}} \cdot 100\% \leq [\Delta P], \quad (2.29)$$

где $[\Delta P]$ – допустимая перегрузка двигателя принятого типа.

2.3.5.4. Кинематический расчет редуктора

Расчетное передаточное число редуктора

$$u_{\text{р}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{т}}}, \quad (2.30)$$

где $n_{\text{дв}}$ – частота вращения вала двигателя.

В том случае, если в исходных данных отсутствует требование абсолютно точного обеспечения заданной величины $n_{\text{т}}$, следует для дальнейшего проектирования принимать передаточное число редуктора u в соответствии со стандартным рядом передаточных чисел по условию

$$\frac{|u - u_{\text{ст}}|}{u_{\text{ст}}} \cdot 100\% \leq \Delta u, \quad (2.31)$$

где $u_{\text{ст}}$ – ближайшее к u_p значение передаточного числа из стандартного ряда;
 Δu – допустимое отклонение передаточного числа от стандартного значения.

Для цилиндрических зубчатых передач при $u_p \leq 4,5$ отклонение $\Delta u = 2,5\%$,
 при $u_p > 4,5$ $\Delta u = 4\%$.

В том случае, если условие (2.31) выполняется при подстановке вместо u значения u_p , можно принять либо $u = u_p$, либо $u = u_{\text{ст}}$. И то, и другое решение будет правомерно.

Для принятого u далее следует, пользуясь рекомендациями табл. 2.2, 2.3, определить передаточные числа ступеней: быстроходной u_b и тихоходной u_t .

Таблица 2.2

Передаточные числа ступеней косозубых трехосных редукторов

$$\left(\frac{a_{\text{вт}}}{a_{\text{вб}}} = 1,4 \right)$$

Передаточное число ступени	Передаточное число редуктора u										
	10	11,2	12,5	14	16	18	20	22,4	25	28	31,5
u_6	3,55	4		4,5	5	5,6		6,3	7,1		8
u_7	2,8		3,15				3,55			4	

Таблица 2.3

Передаточные числа ступеней косозубых соосных редукторов

$$\left(\frac{\Psi_{\text{бат}}}{\Psi_{\text{баб}}} = 2 \right)$$

Передаточное число ступени	Передаточное число редуктора u										
	10	11,2	12,5	14	16	18	20	22,4	25	28	31,5
u_b	4,5		5	5,6		6,3	7,1		8	9	
u_t	2,24	2,5			2,8			3,15			3,55

Далее следует найти частоты вращения и угловые скорости валов:

- быстроходного

$$\begin{aligned} n_{\bar{6}} &= n_{\text{дв}}; \\ \omega_{\bar{6}} &= \frac{\pi n_{\bar{6}}}{30}; \end{aligned} \quad (2.32)$$

- промежуточного

$$n_{\Pi} = \frac{n_{\bar{6}}}{u_{\bar{6}}}, \quad (2.33)$$

$$\omega_{\Pi} = \frac{\omega_{\bar{6}}}{u_{\bar{6}}}; \quad (2.34)$$

- тихоходного

$$n_{\text{Т}} = \frac{n_{\Pi}}{u_{\text{Т}}}, \quad (2.35)$$

$$\omega_{\text{Т}} = \frac{\omega_{\Pi}}{u_{\text{Т}}}. \quad (2.36)$$

2.3.5.5. Материалы шестерен и колес. Допускаемые напряжения

Марки сталей и режимы термообработки для шестерен и колес редуктора назначают по рекомендациям п. 2.3.4 и данным табл. 2.1.

Допускаемое контактное напряжение при расчете на выносливость определяют по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim b}}{S_H} K_{HL}, \quad (2.37)$$

где $\sigma_{H\lim b}$ – базовый предел контактной выносливости поверхности зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений N_{H0} ; S_H – коэффициент безопасности; K_{HL} – коэффициент долговечности.

Значения N_{H0} определяют по табл. 2.4, σ_{Hlimb} – по табл. 2.5.

Коэффициент $S_H = 1,1$ для нормализованных, улучшенных и объемно закаленных сталей (для материалов с однородной структурой); $S_H = 1,2$ для закаленных с нагревом ТВЧ и азотированных сталей (для материалов с неоднородной структурой).

Таблица 2.4

Значения N_{H0} , млн. циклов

Твердость	<i>HB</i>	200	250	300	–	–	–	–	–	–
зубьев	<i>HRC</i>	–	–	–	36	42	47	52	56	59
N_{H0}		10	12,5	25	35	50	65	85	110	150

Таблица 2.5

Значения σ_{Hlimb}

Вид термообработки	Твердость поверхности зубьев	Группа сталей	σ_{Hlimb} , МПа
Нормализация, улучшение	$HB < 350$	Углеродистые и легированные	$2HB_{cp}^* + 70$
Закалка объемная	$38...50HRC$		$18HRC_{cp}^* + 150$
Закалка с нагревом ТВЧ	$40...56HRC$		$17HRC_{cp}^* + 200$
Азотирование	$57...67HRC$	Легированные	$16HRC_{cp}^*$
П р и м е ч а н и е. *Средние значения твердости в диапазоне (см. табл. 2.1)			

Коэффициент долговечности определяют из выражения

$$1 \leq K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}} \leq K_{HLmax}, \quad (2.38)$$

где N_{HE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений; K_{HLmax} – максимальное допустимое значение коэффициента долговечности, зависящее от вида термообработки (при объемном упрочнении $K_{HLmax} = 2,6$; при поверхностном упрочнении $K_{HLmax} = 1,8$).

Как видно из (2.38), K_{HLmax} не может быть меньше единицы, поэтому при $N_{H0} < N_{HE}$ считают $K_{HL} = 1$.

Величина N_{HE} зависит от нагрузочной диаграммы. При постоянной нагрузке

$$N_{HE} = 60nct, \quad (2.39)$$

где n – частота вращения, об/мин, колеса (шестерни), $[\sigma_H]$ которого определяется; c – число зацеплений зуба за один оборот колеса (шестерни); t – заданный срок службы редуктора, ч.

В том случае, если задана ступенчатая нагрузочная диаграмма, N_{HE} определяют так:

$$N_{HE} = 60c \sum \left(\frac{T_i}{T_1} \right)^3 n_i t_i, \quad (2.40)$$

где T_i – крутящий момент на i -ой ступени циклограммы; T_1 – наибольший момент на циклограмме, учитываемый в расчете на выносливость; n_i, t_i – соответствующие моменту T_i частота и время работы.

Для *прямозубой* ступени, а также для *косозубой с небольшой разностью твердости* зубьев шестерни и колеса в качестве расчетного принимают *меньшее* из двух допускаемых напряжений, определенных по материалу шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$.

Для *косозубой ступени с большой разностью твердости* зубьев шестерни и колеса в качестве расчетного принимают напряжение, определенное по формуле

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) \quad (2.41)$$

с проверкой по условию

$$[\sigma_H]_{\min} \leq [\sigma_H] \leq 1,25[\sigma_H]_{\min}, \quad (2.42)$$

где $[\sigma_H]_{\min}$ – меньшее из значений $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$.

В том случае, если $[\sigma_H] < [\sigma_H]_{\min}$, принимают $[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\min}$; если же $[\sigma_H] > 1,25[\sigma_H]_{\min}$, то принимают $[\sigma_H] = 1,25[\sigma_H]_{\min}$.

Допускаемое напряжение изгиба при расчете на выносливость определяют по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\limb}}{S_F} K_{FC} K_{FL}, \quad (2.43)$$

где $\sigma_{F\limb}$ – базовый предел выносливости зубьев по излому от напряжений изгиба (см. табл. 2.6); S_F – коэффициент безопасности; K_{FC} – коэффициент влияния двухстороннего приложения нагрузки; K_{FL} – коэффициент долговечности.

Коэффициент S_F принимают в зависимости от вида термообработки из диапазона 1,7...2,2 (верхнее значение – для литых колес).

Коэффициент $K_{FC} = 1$ для односторонней нагрузки, $K_{FC} = 0,7...0,8$ для реверсивной нагрузки (бóльшие значения при $HB > 350$).

Коэффициент K_{FL} определяют по (2.43):

$$1 \leq K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE}}} \leq K_{FL\max}, \quad (2.44)$$

где m – показатель степени; N_{FE} – эквивалентное число циклов нагружения напряжениями изгиба; $K_{FL\max}$ – максимальное допустимое значение коэффициента долговечности.

При $HB \leq 350$, а также для шестерен и колес со шлифованными зубьями $m = 6$, $K_{FL\max} = 2,0$; при $HB > 350$, а также для шестерен и колес с нешлифованными зубьями $m = 9$, $K_{FL\max} = 1,6$.

При постоянной нагрузке значение N_{FE} находят по формуле (2.39), при изменении нагрузки по нагрузочной диаграмме – по формуле (2.44):

$$N_{FE} = 60c \sum \left(\frac{T_i}{T_1} \right)^m n_i t_i. \quad (2.45)$$

Таблица 2.6

Значения σ_{Flimb}				
Вид термообработки	Твердость зубьев		Группа сталей	σ_{Flimb} , МПа
	поверхность	сердцевина		
Нормализация, улучшение	180...350HB		Углеродистые и легированные	1,8HB _{ср}
Закалка объемная	45...55HRC			550...600
Закалка с нагревом ТВЧ	40...56HRC	HB ≤ 350		1,8HB _{ср}
Азотирование	57...67HRC	24...40HRC	Легированные	43...49HRC _{ср}

Предельное допускаемое контактное напряжение для проверки ступени на прочность при перегрузках (пиковых нагрузках):

- для нормализованных, улучшенных или объемно закаленных зубьев

$$[\sigma_{H \max}] = 2,8\sigma_T; \quad (2.46)$$

- для зубьев, закаленных с нагревом ТВЧ

$$[\sigma_{H \max}] = 44 HRC_{ср}; \quad (2.47)$$

- для азотированных зубьев

$$[\sigma_{H \max}] = 35 HRC_{ср}. \quad (2.48)$$

Предельное допускаемое напряжение изгиба для проверки ступени на прочность при перегрузках определяют следующим образом:

$$[\sigma_{F \max}] = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_{ST}} Y_{N \max} k_{ST}, \quad (2.49)$$

где $Y_{N \max}$ – максимальное возможное значение коэффициента долговечности (для объемной термообработки $Y_{N \max} = 4,0$; для поверхностной термообработки $Y_{N \max} = 2,5$); k_{ST} – коэффициент влияния частоты приложения пиковой нагрузки (при многократном – порядка 1000 – действии перегрузок $k_{ST} = 1$); S_{ST} – коэффициент запаса прочности (обычно принимают $S_{ST} = 1,75$).

В настоящее время в преобразователях движения ММ и роботов применяются практически исключительно косозубые передачи, поэтому именно они и рассматриваются далее в методике.

2.3.5.6. Крутящие моменты на шестернях и колесах ступеней

Крутящий момент на колесе тихоходной ступени равен

$$T_{2T} = \frac{T_T}{\eta_{\Pi}}; \quad (2.50)$$

крутящий момент на шестерне тихоходной ступени и колесе быстроходной ступени

$$T_{1T} = T_{26} = \frac{T_{2T}}{u_T \eta_T \eta_{\Pi}}; \quad (2.51)$$

крутящий момент на шестерне быстроходной ступени

$$T_{16} = \frac{T_{26}}{u_6 u_T \eta_6 \eta_T \eta_{\Pi}}. \quad (2.52)$$

2.3.5.7. Проектировочный расчет тихоходной ступени

Расчетное межосевое расстояние определяют по формуле

$$a'_{\text{вт}} = 430(u_{\text{т}} \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_{2\text{т}} K_{H\beta\text{т}}}{u_{\text{т}}^2 \psi_{\text{бат}} [\sigma_H]_{\text{т}}^2}}, \text{ мм}, \quad (2.53)$$

где $K_{H\beta\text{т}}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба колеса тихоходной ступени (табл. 2.8); $\psi_{\text{бат}}$ – коэффициент ширины колеса тихоходной ступени относительно ее межосевого расстояния; $[\sigma_H]_{\text{т}}$ – допускаемое контактное напряжение для тихоходной ступени.

Знак плюс в (2.53) соответствует внешнему зацеплению, минус – внутреннему зацеплению.

Смысл коэффициента $\psi_{\text{бат}}$ проясняет формула

$$\psi_{\text{бат}} = \frac{b_{2\text{т}}}{a_{\text{вт}}}, \quad (2.54)$$

где $b_{2\text{т}}$ – ширина венца колеса тихоходной ступени.

Стандартный ряд значений $\psi_{\text{бат}}$: 0,100; 0,125; 0,160; 0,200; 0,250; 0,315; 0,400; 0,500; 0,630; 0,800; 1,00; 1,25. Следует применять в расчете коэффициент $\psi_{\text{ба}}$ из этого ряда в соответствии с рекомендациями табл. 2.7.

Далее следует принять *стандартное межосевое расстояние* $a_{\text{вт}}$, ближайшее к расчетному $a'_{\text{вт}}$, по табл. 2.9.

Определение *основных геометрических параметров* ступени целесообразно начать с выбора нормального модуля по рекомендации

$$1,50 \leq m_{\text{нт}} \leq (0,01 \dots 0,02) a_{\text{вт}}, \text{ мм}, \quad (2.55)$$

из стандартного ряда: 1,50; 1,75; 2,00; 2,25; 2,50; 2,75; 3,00; 3,50; 4,00; 4,50; 5,00; 5,50; 6,00; 7,00; 8,00...

В обоснованных случаях для передач 6 и 7 степеней точности могут быть приняты модули по ГОСТ 9563 менее 1,5 мм.

Таблица 2.7

Рекомендуемые значения ψ_{ba}

Расположение колеса относительно опор	Твердость рабочих поверхностей зубьев	
	$HB_2 \leq 350$	$HB_2 > 350$
Симметричное	0,200...0,400	0,200...0,315
Несимметричное		0,200; 0,250
Консольное	0,200; 0,250	0,160; 0,200
П р и м е ч а н и е. В шевронных передачах ψ_{ba} следует увеличить в 1,1...1,4 раза; для подвижных колес коробок передач $\psi_{ba} = 0,100...0,200$		

Затем нужно предварительно задать значение угла наклона зубьев $\beta' = 8...15^\circ$ (обычно принимают $\beta' = 10^\circ$), после чего определить *расчетное суммарное число зубьев* передачи по формуле

$$z'_{\text{ст}} = \frac{2a_{\text{вт}} \cos \beta'_T}{m_{\text{нт}}}. \quad (2.56)$$

Полученное число $z'_{\text{ст}}$ округлить до ближайшего целого $z_{\text{ст}}$.

Уточненную величину угла наклона зубьев определяют по формуле

$$\beta_T = \arccos \frac{z_{\text{ст}} m_{\text{нт}}}{2a_{\text{вт}}} \quad (2.57)$$

с точностью до угловых секунд.

Расчетное число зубьев шестерни равно

$$z'_{1T} = \frac{z_{\text{ст}}}{u_T + 1}. \quad (2.58)$$

Полученное число z'_{1T} округлить до ближайшего целого z_{1T} .

Таблица 2.8

Значения коэффициента $K_{H\beta}$								
Относительная ширина колеса Ψ_{bd}	Шестерня расположена симметрично относительно опор		Шестерня расположена несимметрично относительно опор				Консольное расположение шестерни или колеса	
			весьма жесткий вал		менее жесткий вал			
	Твердость поверхностей зубьев HB_2							
	> 350	< 350	> 350	< 350	> 350	< 350	> 350	< 350
0,2	1,00		1,01	1,00	1,06	1,02	1,15	1,07
0,4	1,01	1,00	1,05	1,02	1,12	1,05	1,35	1,15
0,6	1,03	1,01	1,09	1,04	1,20	1,08	1,60	1,24
0,8	1,06	1,03	1,14	1,06	1,27	1,12	1,85	1,30
1,0	1,10	1,04	1,18	1,08	1,37	1,15	—	
1,2	1,13	1,05	1,25	1,10	1,50	1,18		
1,4	1,15	1,07	1,32	1,13	1,60	1,23		
1,6	1,20	1,08	1,40	1,16	—	1,28		
Примечание. Относительная ширина колеса $\psi_{bd} = 0,5(u + 1)\psi_{ba}$.								

Таблица 2.9

Межосевые расстояния двухступенчатых трехосных цилиндрических редукторов

$a_{wб}, \text{ мм}$	50	63	80	100	112	125	140	160	180
$a_{вт}, \text{ мм}$	63	80	112	140	160	180	200	224	250
$a_{wб}, \text{ мм}$	200	224	250	280	315	355	400	450	500
$a_{вт}, \text{ мм}$	280	315	355	400	450	500	560	630	710

Во избежание подрезания зубьев должно выполняться условие

$$z_{1т} \geq 17 \cos^3 \beta_{т}. \quad (2.59)$$

Если условие (2.59) не выполняется, следует принять меньшее значение $m_{нт}$ из стандартного ряда и заново выполнить (2.56) – (2.58).

Далее находят число зубьев колеса

$$z_{2т} = z_{ст} - z_{1т} \quad (2.60)$$

и фактическое передаточное число ступени

$$u_{\text{фг}} = \frac{z_{2\text{г}}}{z_{1\text{г}}},$$

которое проверяют по условию (2.31).

По (2.19) вычисляют $d_{1\text{г}}$, $d_{2\text{г}}$, после чего находят диаметры вершин зубьев

$$\begin{aligned} d_{a1\text{г}} &= d_{1\text{г}} + 2m_{\text{нг}}; \\ d_{a2\text{г}} &= d_{2\text{г}} + 2m_{\text{нг}}. \end{aligned} \quad (2.61)$$

Ширину венца колеса предварительно определяют по выражению

$$b_{2\text{г}} = \psi_{b\text{ат}} a_{\text{вт}} \quad (2.62)$$

и окончательно принимают ближайшее значение из ряда R_{a40} номинальных линейных размеров ГОСТ 6636.

Ширину венца шестерни $b_{1\text{г}}$ принимают равной следующему за $b_{2\text{г}}$ размеру по указанному выше ряду.

2.3.5.8. Проверка тихоходной ступени на выносливость по контактными напряжениям

Действительное контактное напряжение в проектируемой передаче определяют по выражению

$$\sigma_H = \frac{6160 Z_H Z_\varepsilon}{a_{\text{вт}}} \sqrt{\frac{T_{\text{п}} (u_{\text{фг}} \pm 1)^3}{u_{\text{фг}} b_{2\text{г}}}} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}, \text{ МПа}, \quad (2.63)$$

где $Z_H = 1,77 \cos \beta$ – коэффициент формы сопряженных поверхностей зубьев; Z_ε – коэффициент суммарной длины контактных линий; $K_{H\alpha}$ – коэффициент распределения нагрузки между зубьями (табл. 2.10); $K_{H\nu}$ – коэффициент динамической нагрузки (табл. 2.11).

Для определения Z_ε необходимо найти коэффициент осевого перекрытия

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b_{2T} \sin \beta_T}{\pi m_{nT}} \quad (2.64)$$

и проследить, чтобы выполнялось условие $\varepsilon_{\beta} \geq 0,9$, в противном случае нагрузочная способность косозубой передачи резко снизится. Возможно, что для обеспечения выполнения этого условия в геометрию передачи придется вносить изменения.

Коэффициент Z_{ε}

$$Z_{\varepsilon} = \frac{1}{\sqrt{\varepsilon_{\alpha}}}, \quad (2.65)$$

где ε_{α} – коэффициент торцевого перекрытия, определяемый по формуле (2.66):

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta. \quad (2.66)$$

Знак плюс в круглых скобках соответствует внешнему зацеплению, минус – внутреннему зацеплению.

Коэффициент $K_{H\alpha}$ принимают по табл. 2.10 для степени точности, которую назначают в зависимости от окружной скорости зуба

$$v_{\pi} = \frac{\omega_{\pi} d_{1T}}{2000}, \text{ м/с}, \quad (2.67)$$

по рекомендациям: $v_{\pi} \leq 4$ м/с – степень точности 9; $4 < v_{\pi} \leq 10$ м/с – степень точности 8; $10 < v_{\pi} \leq 15$ м/с – степень точности 7; $15 < v_{\pi} \leq 30$ м/с – степень точности 6.

Таблица 2.10

Значения коэффициента $K_{H\alpha}$				
Окружная скорость v , м/с	Степень точности			
	6	7	8	9
2,5	1,01	1,03	1,05	1,13
5,0	1,02	1,05	1,09	1,16
10	1,03	1,07	1,13	—
15	1,04	1,09	—	
20	1,05	1,12		
25	1,06	—		

Полученное значение контактного напряжения проверяют на соответствие условию

$$0,9[\sigma_H] \leq \sigma_H \leq 1,05[\sigma_H]. \quad (2.68)$$

В том случае, если σ_H не входит в указанные пределы, необходимо скорректировать параметры передачи. Обычно бывает достаточно изменить размеры b_{2T} и b_{1T} . Как правило, эти изменения невелики, и пересчета остальных размеров ступени не требуется.

Таблица 2.11

Значения K_{Hv}							
Степень точности	Твердость HB_2	Окружная скорость зуба v_n , м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	≤ 350	1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
	> 350	1,00		1,02		1,03	1,04
7	≤ 350	1,01	1,02	1,04	1,06	1,07	1,08
	> 350	1,00	1,01	1,02	1,03		1,04
8	≤ 350	1,01	1,03	1,05	1,06	1,07	1,08
	> 350	1,01		1,02	1,03	1,04	1,05
9	≤ 350	1,01	1,03	1,05	—		
	> 350	1,01		1,02			

2.3.5.9. Проверка тихоходной ступени на выносливость по напряжениям изгиба

Проверку выполняют по «слабому» звену зубчатой передачи, у которого меньше отношение $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$, где Y_F – коэффициент формы зуба, определяемый для шестерни и колеса из табл. 2.12.

Таблица 2.12

Значения коэффициента Y_F									
$z/\cos^3\beta$	Y_F	$z/\cos^3\beta$	Y_F	$z/\cos^3\beta$	Y_F	$z/\cos^3\beta$	Y_F	$z/\cos^3\beta$	Y_F
17	4,26	21	4,01	28	3,82	40	3,70	80	3,61
18	4,20	22	4,00	30	3,80	45	3,68	100	3,60
19	4,11	24	3,92	32	3,78	50	3,65	150	
20	4,08	25	3,90	37	3,71	60	3,62	рейка	3,63

Действительное напряжение изгиба в зубе «слабого» звена проектируемой передачи равно

$$\sigma_F = 2000 Y_F Y_\beta Y_\epsilon \frac{T_n}{b_{2T} d_{1T} m_{nT}} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}, \text{ МПа}, \quad (2.69)$$

где $Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^\circ}$ – коэффициент наклона зубьев; Y_ϵ – коэффициент перекрытия зубьев, ориентировочно можно принять $Y_\epsilon = 1$; $K_{F\alpha}$ – коэффициент распределения нагрузки между зубьями; $K_{F\beta}$ – коэффициент распределения нагрузки по ширине венца (см. табл. 2.13); K_{Fv} – коэффициент динамической нагрузки (см. табл. 2.14).

Значение $K_{F\alpha}$ определяют по формуле

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\epsilon_\alpha - 1)(n' - 5)}{4\epsilon_\alpha}, \quad (2.70)$$

где n' – степень точности передачи.

Полученное значение σ_F не должно превышать $[\sigma_F]$ «слабого» звена более чем на 5%.

Таблица 2.13

Значения коэффициента $K_{F\beta}$								
Относительная ширина колеса ψ_{bd}	Шестерня расположена симметрично относительно опор		Шестерня расположена несимметрично относительно опор				Консольное расположение шестерни или колеса	
			весьма жесткий вал		менее жесткий вал			
	Твердость поверхностей зубьев HB_2							
	> 350	< 350	> 350	< 350	> 350	< 350	> 350	< 350
0,2	1,00		1,02	1,01	1,10	1,05	1,25	1,13
0,4	1,03	1,01	1,07	1,04	1,20	1,12	1,55	1,28
0,6	1,05	1,02	1,13	1,07	1,30	1,17	1,90	1,50
0,8	1,08	1,05	1,20	1,11	1,44	1,23	2,30	1,70
1,0	1,10	1,04	1,18	1,08	1,37	1,15	—	
1,2	1,13	1,05	1,25	1,10	1,50	1,18		
1,4	1,15	1,07	1,32	1,13	1,60	1,23		
1,6	1,20	1,08	1,40	1,16	—	1,28		

2.3.5.10. Проверка тихоходной ступени на статическую прочность при перегрузках

Максимальное контактное напряжение под действием пикового крутящего момента определяют по формуле

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{\frac{P_{\text{дв}}}{P_{\text{тр}}} \left(\frac{T_{\max}}{T} \right)}, \quad (2.71)$$

где $\left(\frac{T_{\max}}{T} \right)$ – заданная кратность пикового момента.

Таблица 2.14

Значения коэффициента K_{Fv}							
Степень точности	Твердость HB_2	Окружная скорость зуба v_n , м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	≤ 350	1,02	1,04	1,07	1,10	1,15	1,18
	> 350	1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
7	≤ 350	1,03	1,06	1,11	1,16	1,22	1,27
	> 350	1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08
8	≤ 350	1,03	1,06	1,11	1,17	1,23	1,29
	> 350	1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08
9	≤ 350	1,04	1,07	1,14	—		
	> 350	1,01	1,02	1,04			

Контактная прочность при перегрузках обеспечивается, если выполняется условие: $\sigma_{H \max} \leq [\sigma_{H \max}]$.

Максимальное напряжение изгиба под действием пикового крутящего момента определяют для «слабого» звена передачи по формуле

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{P_{\text{дв}}}{P_{\text{тр}}} \left(\frac{T_{\max}}{T} \right). \quad (2.72)$$

Изгибная прочность при перегрузках обеспечивается, если выполняется условие: $\sigma_{F \max} \leq [\sigma_{F \max}]$.

2.3.5.11. Проектировочный расчет быстроходной ступени

Межосевое расстояние $a_{\text{вб}}$ определяют в зависимости от разновидности редуктора:

- в трехосном редукторе по $a_{\text{вт}}$ и табл. 2.9;
- в соосном редукторе $a_{\text{вб}} = a_{\text{вт}}$.

Геометрические параметры $m_{\text{нб}}$; $\beta_{\text{б}}$; $d_{1\text{б}}$; $d_{2\text{б}}$; $d_{a1\text{б}}$; $d_{a2\text{б}}$; $b_{2\text{б}}$; $b_{1\text{б}}$; числа зубьев $z_{1\text{б}}$ и $z_{2\text{б}}$, а также передаточное число ступени $u_{\text{фб}}$ определяют по формулам и рекомендациям, изложенным в подпункте 2.3.5.7.

В соосном редукторе значение $b_{2\text{б}}$ находят, пользуясь рекомендацией по $\psi_{ba\text{б}}$ из табл. 2.3.

Фактическое передаточное число редуктора вычисляют по выражению

$$u_{\text{ф}} = u_{\text{фб}} u_{\text{фт}} \quad (2.73)$$

и проверяют выполнение условия (2.31).

2.3.5.12. Проверочные расчеты быстроходной ступени

Проверку быстроходной ступени на выносливость по контактными и изгибными напряжениями, а также на статическую прочность при перегрузках произ-

водят по формулам и рекомендациям, изложенным в подпунктах 2.3.5.8 – 2.3.5.10.

2.4. Конические зубчатые передачи

2.4.1. Геометрические параметры конических зубчатых передач

Наибольшее распространение получили *ортогональные* конические зубчатые передачи с углом между осями шестерни и колеса 90° .

По направлению зуба различают передачи *прямозубые* (зуб расположен по образующей конуса), *с тангенциальным зубом* (зуб расположен под углом к образующей конуса) и *с круговым зубом*.

В основном применяются передачи прямозубые и с круговым зубом, так как нагрузочная способность передач с тангенциальным зубом практически не выше, чем прямозубых.

Передачи с круговым зубом по сравнению с прямозубыми имеют, при равных нагрузках, на 15...20 % меньшие габариты, работают более плавно и способны передавать вращение с большими окружными скоростями.

Недостатками передач с круговым зубом являются:

- большие величины осевых сил;
- зависимость направления осевой силы от направления вращения звена.

Эти свойства делают нежелательным применение передач с круговым зубом в преобразователях движения реверсивных ММ. Как правило, их используют *при постоянном направлении вращения* выходного звена, причем направление зуба назначают так, чтобы *осевые силы* действовали *к основаниям* образующих конусов.

На рис. 2.8 изображен фрагмент конической зубчатой передачи и показаны ее основные геометрические параметры.

Угол Σ между осями шестерни и колеса является одним из таких параметров. Ниже будут рассматриваться передачи, в которых $\Sigma = 90^\circ$.

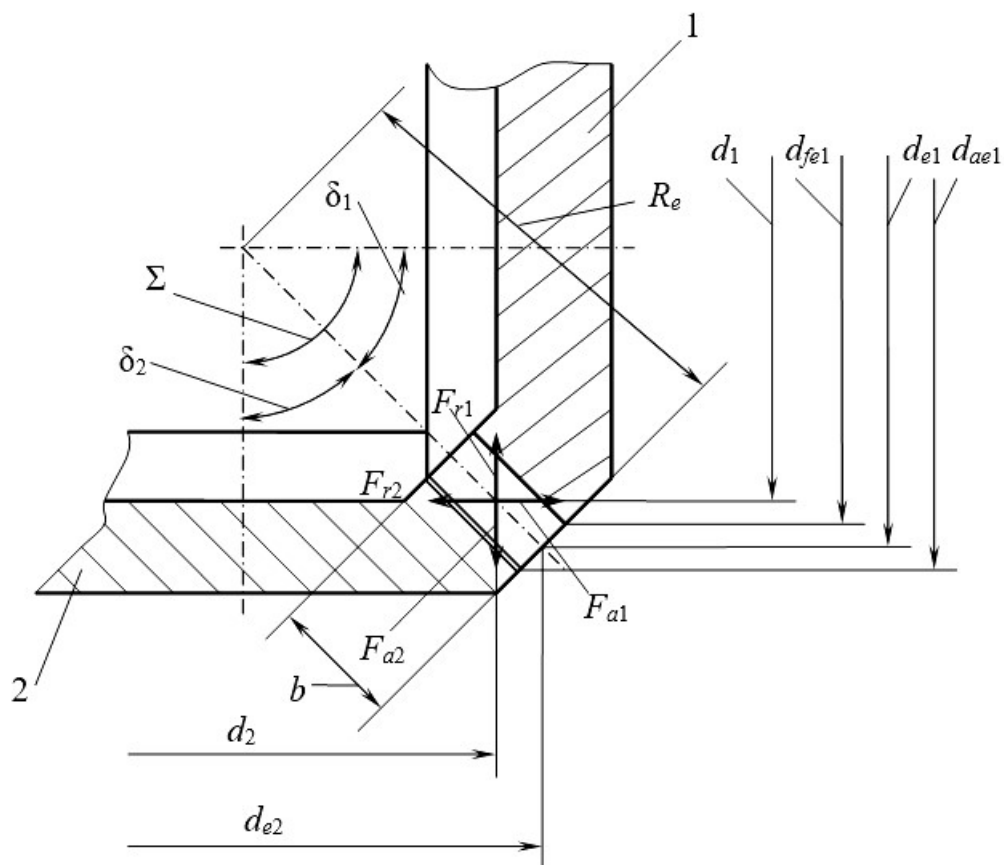


Рис. 2.8. Основные геометрические параметры конической зубчатой передачи

Внешний окружной модуль прямых зубьев обозначается m_e , круговых – m_{te} . Далее обозначения параметров передач с круговым зубом даются в скобках.

Диаметры шестерни (индекс 1) и колеса (индекс 2):

- внешние делительные

$$\begin{aligned} d_{e1} &= m_e(m_{te})z_1; \\ d_{e2} &= m_e(m_{te})z_2; \end{aligned} \quad (2.74)$$

- внешние окружностей вершин зубьев

$$\begin{aligned} d_{ae1} &= d_{e1} + 2h_{ae1} \cos \delta_1; \\ d_{ae2} &= d_{e2} + 2h_{ae2} \cos \delta_2; \end{aligned} \quad (2.75)$$

- внешние окружностей впадин

$$\begin{aligned}d_{fe1} &= d_{e1} - 2h_{fe1} \cos \delta_1; \\d_{fe2} &= d_{e2} - 2h_{fe2} \cos \delta_2;\end{aligned}\tag{2.76}$$

В формулах (2.74) – (2.76): z_1, z_2 – числа зубьев; h_{ae1}, h_{ae2} – высота головки зуба; h_{fe1}, h_{fe2} – высота ножки зуба; δ_1, δ_2 – углы делительных конусов.

Величины h_{ae}, h_{fe} находят с учетом коэффициентов смещения исходного контура $x_e(x_n)$ (подробнее см. учебную литературу).

Значения δ_1, δ_2 :

$$\begin{aligned}\delta_1 &= \operatorname{arctg} \frac{z_1}{z_2} = \operatorname{arctg} \frac{1}{u}; \\ \delta_2 &= 90^\circ - \delta_1.\end{aligned}\tag{2.77}$$

Внешнее конусное расстояние

$$R_e = 0,5m_e(m_{te})\sqrt{z_1^2 + z_2^2} = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2}.\tag{2.78}$$

Ширину венца колеса b вычисляют по рекомендации $b = 0,285R_e$ и принимают ближайший размер по ряду R_{a40} .

В передаче с круговым зубом к основным параметрам относится также угол наклона зуба к образующей конуса в среднем сечении $\beta = 35^\circ$ (рис. 2.9).

Средние делительные диаметры:

$$\begin{aligned}d_1 &\approx 0,857d_{e1}; \\ d_2 &\approx 0,857d_{e2}.\end{aligned}\tag{2.79}$$

Кроме указанных выше параметров, используют также *средний окружной модуль*, определяемый в прямозубых передачах по выражению

$$m_m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{d_2}{z_2} \approx 0,857m_e, \quad (2.80)$$

а в передачах с круговым зубом – по выражению

$$m_{nm} \approx 0,857m_{te} \cos \beta \approx 0,717m_{te}, \quad (2.81)$$

и *среднее конусное расстояние*

$$R_m = R_e - 0,5b = 0,9375R_e. \quad (2.82)$$

В передачах с круговым зубом необходимо правильно ориентировать зубья на звеньях в зависимости от направления вращения. Надлежащее расположение зуба шестерни при ее вращении по часовой стрелке показано на рис. 2.9.

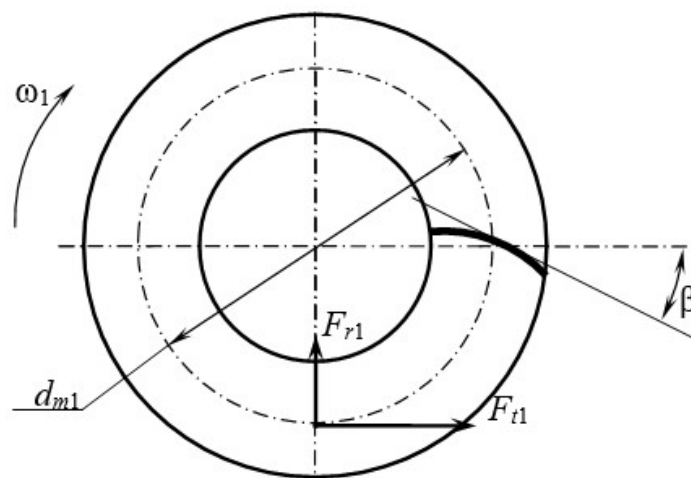


Рис. 2.9. Коническая шестерня с круговым зубом
(вид со стороны вершины конуса)

2.4.2. Силы в конической зубчатой передаче

На рис. 2.8, 2.9 показаны направления сил в конической передаче.

Окружная сила (см. рис. 2.9)

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2}. \quad (2.83)$$

В прямозубой передаче (см. рис. 2.8):

- радиальная сила на колесе, осевая на шестерне

$$F_{r2} = F_{a1} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \sin \delta_1 = 0,364 F_t \sin \delta_1; \quad (2.84)$$

- осевая сила на колесе, радиальная на шестерне

$$F_{a2} = F_{r1} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_1 = 0,364 F_t \cos \delta_1. \quad (2.85)$$

В передаче с круговым зубом:

- радиальная сила на колесе, осевая на шестерне

$$F_{r2} = F_{a1} = F_t (0,444 \sin \delta_1 + 0,701 \cos \delta_1); \quad (2.86)$$

- осевая сила на колесе, радиальная на шестерне

$$F_{a2} = F_{r1} = F_t (0,444 \cos \delta_1 - 0,701 \sin \delta_1). \quad (2.87)$$

2.4.3. Методика расчета конической зубчатой передачи

2.4.3.1. Общие положения

Преобразователи движения ММ, предусматриваемых заданиями на курсовое проектирование, могут содержать коническую зубчатую передачу в виде

либо одноступенчатого редуктора, либо ступени двухступенчатого редуктора. Далее рассматривается коническая передача как быстроходная ступень коническо-цилиндрического редуктора.

Общий порядок расчета – см. подпункт 2.3.5.1.

Исходные данные для расчета – см. подпункт 2.3.5.2.

Выбор двигателя – см. подпункт 2.3.5.3.

2.4.3.2. Кинематический расчет редуктора

Расчетное передаточное число редуктора определяют по (2.30) с проверкой по условию (2.31).

Распределение найденного u по ступеням необходимо выполнять с учетом следующего.

Характерной особенностью конических зубчатых передач является технологическая сложность нарезания зубьев колес при передаточных числах бóльших пяти. Поэтому в коническо-цилиндрических редукторах принимают $u_6 \leq 5$, руководствуясь рекомендациями табл. 2.15.

Таблица 2.15

Передаточные числа ступеней коническо-цилиндрических редукторов

Передаточное число ступени	Передаточное число редуктора u										
	9	10	11,2	12,5	14	16	18	20	22,4	25	≤ 28
u_6	3,15	3,55		4		4,5	5				
u_7	2,8		3,15		3,55			4	4,5	5	$\leq 5,6$

Для конических зубчатых передач допускается отклонение $\Delta u = 4 \%$ независимо от передаточного числа u_6 .

Частоты вращения и угловые скорости валов определяют по (2.32) – (2.36).

2.4.3.3. Материалы шестерен и колес. Допускаемые напряжения

Материалы звеньев конической зубчатой передачи назначают аналогично цилиндрической передаче (см подпункт 2.3.5.5).

Допускаемые напряжения передачи прямозубой конической определяют так же, как прямозубой цилиндрической; передачи с круговым зубом – как косозубой цилиндрической.

Крутящие моменты на шестернях и колесах ступеней – см. подпункт 2.3.5.6.

2.4.3.4. Расчет тихоходной ступени

Проектировочный расчет тихоходной (цилиндрической) ступени – см. подпункт 2.3.5.7.

Проверочные расчеты – см. подпункты 2.3.5.8, 2.3.5.9.

2.4.3.5. Проектировочный расчет быстроходной (конической) ступени

Внешний делительный диаметр колеса равен

$$d_{e2} = 1650 \sqrt[3]{\frac{u_6 T_{II} K_{H\beta}}{\theta_H [\sigma_H]^2}}, \text{ мм}, \quad (2.88)$$

где θ_H – коэффициент вида конических колес.

Коэффициенты $K_{H\beta}$ для передач, валы которых установлены на роликовых подшипниках, с достаточной точностью могут быть определены по аппроксимирующим формулам:

- прямозубые передачи при $HB_2 \leq 350$

$$K_{H\beta} = 0,22u_6; \quad (2.89)$$

- прямозубые передачи при $HB_2 > 350$

$$K_{H\beta} = 0,29u_6; \quad (2.90)$$

- передачи с круговым зубом при $HB_2 > 350$

$$K_{H\beta} = 0,24u_6. \quad (2.91)$$

В передачах с круговым зубом при $HB_2 \leq 350$ $K_{H\beta} = 1$.

Значение $\theta_H = 1$ для прямозубых колес; θ_H для колес с круговым зубом – по следующим формулам:

- при $HB_1 \leq 350, HB_2 \leq 350$

$$\theta_H = 1,22 + 0,21u_{\phi}; \quad (2.92)$$

- при $HB_1 > 350, HB_2 \leq 350$

$$\theta_H = 1,13 + 0,13u_{\phi}; \quad (2.93)$$

- при $HB_1 > 350, HB_2 > 350$

$$\theta_H = 0,81 + 0,15u_{\phi}. \quad (2.94)$$

Значение d_{e2} следует принять из ряда R_{d40} ближайшее к полученному по (2.88).

Затем по (2.77) предварительно определяют углы δ_1 и δ_2 , после чего по (2.78) находят R_e .

Точность вычисления углов – до $0,0001^\circ$ (или до угловых секунд); R_e – до $0,001$ мм.

Ширину зубчатого венца находят по рекомендации, данной в пункте 2.4.1.

Определяют внешний окружной модуль

$$m_e(m_{te}) = \frac{1,4 \cdot 10^4 T_{\Pi} K_{F\beta}}{\theta_F d_{e2} b [\sigma_F]}, \text{ мм}, \quad (2.95)$$

где $K_{F\beta} = 1$ – для прямозубых передач; $K_{F\beta} = 1,08$ – для передач с круговым зубом; θ_F – коэффициент вида конических колес.

Значение $\theta_F = 0,85$ для прямозубых колес; для колес с круговым зубом θ_F определяют по следующим формулам:

- при $HB_1 \leq 350, HB_2 \leq 350$

$$\theta_F = 0,94 + 0,08u_{\phi}; \quad (2.96)$$

- при $HB_1 > 350, HB_2 \leq 350$

$$\theta_F = 0,85 + 0,04u_{\phi}; \quad (2.97)$$

- при $HB_1 > 350, HB_2 > 350$

$$\theta_F = 0,65 + 0,11u_{\phi}. \quad (2.98)$$

Значение модуля *до целого числа не округлять*; точность – до 0,01 мм. В силовых передачах рекомендуется принимать $m_e(m_{te}) \geq 1,5$ мм.

Числа зубьев:

$$z_{2\phi} = \frac{d_{e2}}{m_e(m_{te})}; \quad (2.99)$$

$$z_{1\phi} = \frac{z_{2\phi}}{u_{\phi}}.$$

Полученные $z_{1\phi}, z_{2\phi}$ округлить до целых.

Фактическое передаточное число пары $u_{\phi\phi}$ найти по (2.10) и проверить на допустимость его отклонения от стандартного.

По (2.77) с использованием $u_{\phi\phi}$ уточнить углы δ_1 и δ_2 .

После этого следует выбрать коэффициент смещения при нарезании зубьев шестерни $x_{e1}(x_{n1})$. При $HB_1 - HB_2 \leq 100$ его принимают по табл. 2.16. В случае

отличия z_1 и u_6 от значений из табл. 2.16 $x_{e1}(x_{n1})$ принимают с округлением до табличных в *большую сторону*. При $HB_1 > 350, HB_2 > 350$ $x_{e1}(x_{n1}) = 0$, при $HB_1 - HB_2 > 100$ принимают $x_{n1} = 0$.

Коэффициент смещения при нарезании зубьев колеса $x_{e2}(x_{n2}) = -x_{e1}(x_{n1})$.

В заключение проектировочного расчета по формуле (2.75) найти d_{ae1} и d_{ae2} , а по (2.79) – d_{16} и d_{26} .

2.4.3.6. Проверка быстроходной ступени на выносливость по контактным напряжениям

Действительное контактное напряжение равно

$$\sigma_H = 470 \sqrt{\frac{F_t \sqrt{u_{\phi 6}^2 + 1}}{\theta_H d_{e2} b}} K_{H\beta} K_{Hv}, \text{ МПа.} \quad (2.100)$$

Таблица 2.16

Значения коэффициентов x_{e1}, x_{n1}

z_1	x_{e1} при передаточном числе u					x_{n1} при передаточном числе u				
	2,00	2,50	3,15	4,00	5,00	2,00	2,50	3,15	4,00	5,00
12	—	0,50	0,53	0,56	0,57	0,32	0,37	0,39	0,41	0,42
13	0,44	0,48	0,52	0,54	0,55	0,30	0,35	0,37	0,39	0,40
14	0,42	0,47	0,50	0,52	0,53	0,29	0,33	0,35	0,37	0,38
15	0,40	0,45	0,48	0,50	0,51	0,27	0,31	0,33	0,35	0,36
16	0,38	0,43	0,46	0,48	0,49	0,26	0,30	0,32	0,34	0,35
18	0,36	0,40	0,43	0,45	0,46	0,24	0,27	0,30	0,32	
20	0,34	0,37	0,40	0,42	0,43	0,22	0,26	0,28	0,29	
25	0,29	0,33	0,36	0,38	0,39	0,19	0,21	0,24	0,25	
30	0,25	0,28	0,31	0,33	0,34	0,16	0,18	0,21	0,22	
40	0,20	0,22	0,24	0,26	0,27	0,11	0,14	0,16	0,17	

Коэффициент K_{Hv} для прямозубых передач определяется по табл. 2.17, а для передач с круговым зубом – по табл. 2.11 в зависимости от степени точности, которую находят по рекомендациям для цилиндрических передач и окружной скорости

$$v_n = \frac{\omega_n d_{26}}{2000}, \text{ м/с.} \quad (2.101)$$

Таблица 2.17

Значения коэффициента K_{Hv} для прямозубых конических передач

Степень точности	Твердость HB_2	Окружная скорость зуба v_n , м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	≤ 350	1,03	1,06	1,12	1,17	1,23	1,28
	> 350	1,02	1,04	1,07	1,10	1,15	1,18
7	≤ 350	1,04	1,07	1,14	1,21	1,29	1,36
	> 350	1,03	1,05	1,09	1,14	1,19	1,24
8	≤ 350	1,04	1,08	1,16	1,24	—	
	> 350	1,03	1,06	1,10	1,16		
9	≤ 350	1,05	1,10	—			
	> 350	1,04	1,07				

Полученное значение контактного напряжения проверяют на соответствие условию (2.68). В случае невыполнения условия следует изменить размер b . Если увеличение (или уменьшение) b на два соседних размера по ряду R_a40 не дает достаточного эффекта, необходимо перейти на другой размер d_{e2} или назначить другие материалы передачи.

2.4.3.7. Проверка быстроходной ступени на выносливость по напряжениям изгиба

Напряжения изгиба в зубьях колеса и шестерни определяют по следующим формулам:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} Y_{\beta} \frac{F_{t6} K_{F\beta} K_{Fv}}{\theta_F b m_e (m_{te})};$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}},$$
(2.102)

где Y_{F1} , Y_{F2} – по табл. 2.18; Y_{β} – для прямозубых передач равен единице, для передач с круговым зубом равен 0,75; K_{Fv} – для прямозубых передач – по табл. 2.19, для передач с круговым зубом – по табл. 2.14.

Полученные значения σ_{F1} , σ_{F2} не должны превышать соответствующие допускаемые напряжения более чем на 5%. При невыполнении этого условия

следует увеличить модуль и, оставив без изменения d_{e2} , пересчитать числа зубьев колеса и шестерни.

2.4.3.8. Проверочные расчеты быстроходной ступени на статическую прочность при перегрузках

Проверочные расчеты производят по формулам и рекомендациям, изложенным в подпункте 2.3.5.10.

Таблица 2.18

Значения коэффициента Y_F для конических колес

z_v	Значения $x_e(x_n)$										
	- 0,5	- 0,4	- 0,3	- 0,2	- 0,1	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
12	—								3,90	3,67	3,46
14	—						4,24	4,00	3,78	3,59	3,42
17	—				4,50	4,27	4,03	3,83	3,67	3,53	3,40
20	—			4,55	4,28	4,07	3,89	3,75	3,61	3,50	3,39
25	—	4,60	4,39	4,20	4,04	3,90	3,77	3,67	3,57	3,46	3,39
30	4,60	4,32	4,15	4,05	3,90	3,80	3,70	3,62	3,55	3,47	3,40
40	4,12	4,02	3,92	3,84	3,77	3,70	3,64	3,58	3,53	3,48	3,42
50	3,97	3,88	3,81	3,76	3,70	3,65	3,61	3,57	3,53	3,49	3,44
60	3,85	3,79	3,73	3,70	3,66	3,63	3,59	3,56	3,53	3,50	3,46
80	3,73	3,70	3,68	3,65	3,62	3,61	3,58	3,56	3,54	3,52	3,50
100	3,68	3,67	3,65	3,62	3,61	3,60	3,58	3,57	3,55	3,53	3,52

Пр и м е ч а н и е. Эквивалентные числа зубьев: $z_{v1} = z_1 \cos \delta_1$; $z_{v2} = z_2 \cos \delta_2$

Таблица 2.19

Значения коэффициента K_{Fv} для прямозубых конических передач

Степень точности	Твердость HB_2	Окружная скорость зуба v_n , м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	≤ 350	1,05	1,06	1,12	1,17	1,20	1,25
	> 350	1,02	1,04	1,08	1,11	1,14	1,17
7	≤ 350	1,08	1,16	1,33	1,50	1,67	1,80
	> 350	1,03	1,05	1,09	1,13	1,17	1,22
8	≤ 350	1,10	1,20	1,38	1,58	1,78	1,96
	> 350	1,04	1,06	1,12	1,16	1,21	1,26
9	≤ 350	1,13	1,28	1,50	—		
	> 350	1,04	1,07	1,14			

2.5. Червячные передачи

2.5.1. Геометрические параметры червячных передач

Червячные передачи предназначены для преобразования вращательного движения между двумя *скрещивающимися осями* (межосевой угол в плане обычно равен 90°).

Различают передачи с *цилиндрическим червяком* (архимедовым, конвольютным, эвольвентным) и с *глобоидным червяком*. Более высокой нагрузочной способностью обладают передачи с глобоидным червяком, однако они значительно сложнее в изготовлении, поэтому используются только в обоснованных случаях. В основном же в ММ применяют передачи с цилиндрическим червяком (рис. 2.10), из которых, в свою очередь, наибольшее распространение получили преобразователи движения с *архимедовым червяком*. Архимедов червяк в сечении, проходящем через продольную ось, выглядит как зубчатая рейка (рис. 2.11).

Фактическое передаточное число червячной передачи (т.е. передаточное отношение от червяка к червячному колесу) равно

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (2.103)$$

где z_1 – *число витков червяка*.

Стандартные значения z_1 : 1; 2; 4. В обоснованных случаях в преобразователях движения ММ могут быть заданы и другие числа витков.

Обычно u лежит в пределах 8...80, но в отдельных случаях может значительно превышать верхнее значение.

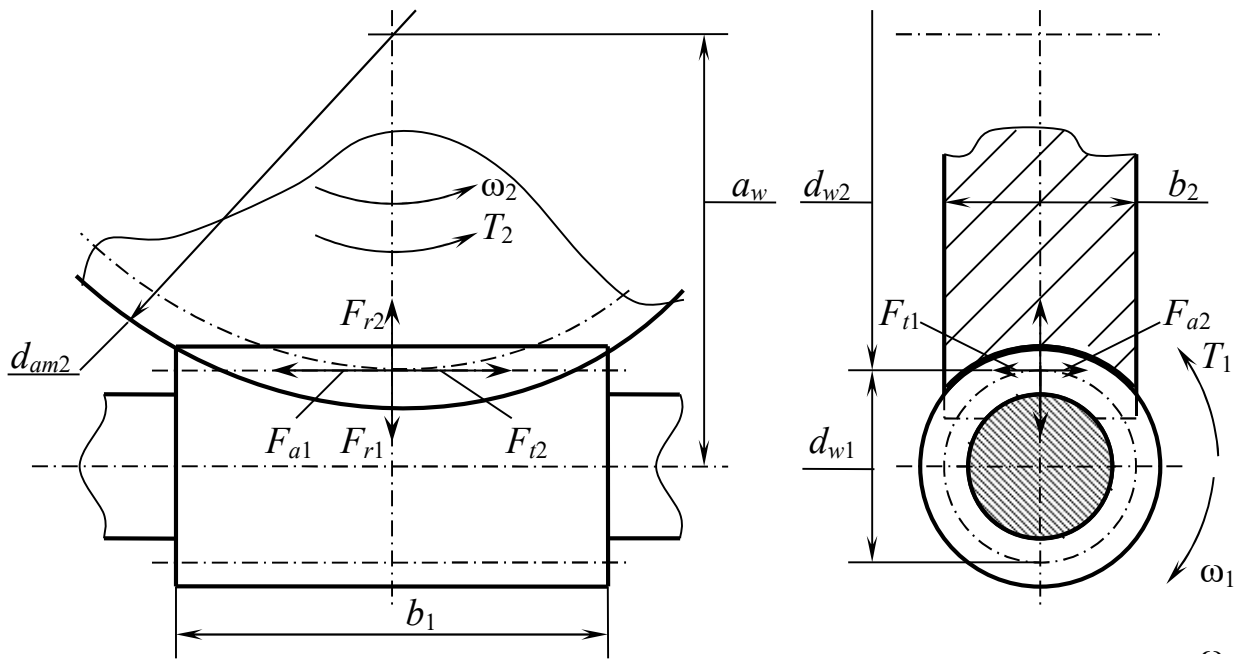


Рис. 2.10. Схема червячной передачи с цилиндрическим червяком

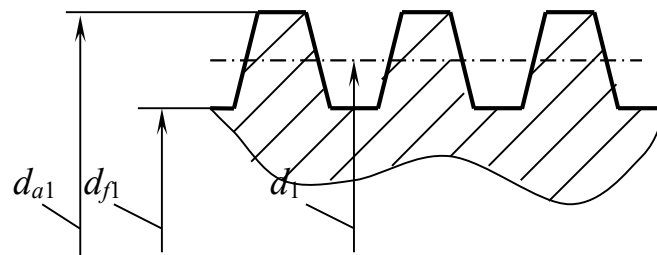


Рис. 2.11. Осевое сечение витков архимедова червяка

Диаметр делительной окружности червяка (рис. 2.11)

$$d_1 = qm, \quad (2.104)$$

где q – коэффициент диаметра, принимается из стандартного ряда.

Модуль m также стандартизован. Ряды значений q и m даны в п. 2.5.4.

Межосевое расстояние a_w (рис. 2.10) определяют по выражению

$$a_w = 0,5m(q + z_2 + 2x), \quad (2.105)$$

где x – коэффициент смещения, его величина находится в пределах: $-1 \leq x \leq 1$.

Диаметр вершин витков d_{a1} и диаметр впадин d_{f1} червяка:

$$d_{a1} = (q + 2)m; \quad (2.106)$$

$$d_{f1} = (q - 2,4)m. \quad (2.107)$$

Диаметр делительной окружности колеса

$$d_2 = mz_2;$$

диаметр вершин зубьев d_{a2} и диаметр впадин d_{f2} колеса:

$$d_{a2} = d_2 + 2(1 + x)m; \quad (2.108)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2(1,2 - x)m; \quad (2.109)$$

наибольший диаметр колеса

$$d_{am2} = d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}. \quad (2.110)$$

Диаметр начальной окружности червяка вычисляют по формуле

$$d_{w1} = (q + 2x)m; \quad (2.111)$$

диаметр начальной окружности колеса $d_{w2} = d_2$.

Длина нарезаемой части червяка

$$b_1 = (10 + 5,5|x| + z_1)m + C, \quad (2.112)$$

где значение $C = 0$ при $x \leq 0$; при $x > 0$

$$C = \frac{100m}{z_2}. \quad (2.113)$$

Ширина венца колеса:

- при $z_1 = 1; z_1 = 2$

$$b_2 = 0,355a_w; \quad (2.114)$$

- при $z_1 = 4$

$$b_2 = 0,315a_w. \quad (2.115)$$

2.5.2. Силы в червячной передаче

Силу нормального давления на зуб колеса *в передаче с архимедовым червяком* (по аналогии с косозубой цилиндрической передачей) можно представить в виде геометрической суммы трех составляющих (рис. 2.10):

- окружной силы

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2};$$

- радиальной силы

$$F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_w = 0,364 F_{t2}; \quad (2.116)$$

- осевой силы

$$F_{a2} = F_{t1}, \quad (2.117)$$

где T_2 – крутящий момент на колесе; $\alpha_w = 20^\circ$ – угол зацепления; F_{t1} – окружная сила на червяке:

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1}; \quad (2.118)$$

T_1 – крутящий момент на червяке.

Кроме окружной, на червяк действуют радиальная $F_{r1} = F_{r2}$ и осевая $F_{a1} = F_{t2}$ силы.

КПД червячной пары определяют по формуле

$$\eta_{\text{ч}} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}, \quad (2.119)$$

где $\gamma = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q}$ – угол подъема витка червяка; φ' – угол трения (см. п. 2.5.4).

2.5.3. Материалы червячных передач

Червяки передач малой и средней мощности, работающих с большими перерывами и редко испытывающих перегрузки, выполняют из сталей марок 40Х, 35ХМ, 40ХН. Витки таких червяков упрочняют закалкой с нагревом ТВЧ до 45...50HRC. Поверхности витков шлифуют.

Червяки тяжело нагруженных ответственных передач выполняют цементированными с закалкой до 56...63HRC с последующей шлифовкой и полировкой витков. Часто используются недорогие цементуемые стали, например, сталь 18ХГТ.

Материалы венцов червячных колес приведены в табл. 2.20. Группа материала назначается по табл. 2.21 в зависимости от скорости скольжения

$$v_s = 4 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2}, \text{ м/с}, \quad (2.120)$$

где n_1 – частота вращения червяка, об/мин.

Материалы III группы в преобразователях движения ММ применяются редко, поэтому далее рассматриваться не будут.

Таблица 2.20

Материалы венцов червячных колес

Группа	Марка материала	Способ отливки	Механические свойства, МПа	
			σ_B	σ_T
Ia	БрО10Н1Ф1	Ц	285	165
	БрО10Ф1	К	275	200
		З	230	140
Iб	БрО5Ц5С5	К	200	90
		З	145	80
IIa	БрА10Ж4Н4	Ц	700	460
		К	650	430
	БрА10ЗМц1,5	К	550	360
		З	450	300
	БрФ9ЖЗЛ	Ц	530	245
		К	500	230
		З	425	195
IIб	ЛЦ23А6ЖЗМц2	Ц	500	330
		К	450	295
		З	400	260
III	СЧ18	З	355	-
	СЧ15	З	315	-
Примечание. Способы отливки: Ц – центробежный; К – в кокиль; З – в землю				

2.5.4. Методика расчета червячной передачи

2.5.4.1. Общие положения

Преобразователи движения ММ, предусматриваемых заданиями на курсовое проектирование, могут содержать червячную передачу в виде либо одноступенчатого редуктора, либо ступени двухступенчатого редуктора. Далее рассматривается одноступенчатый червячный редуктор.

Общий порядок расчета – см. подпункт 2.3.5.1.

Исходные данные для расчета – см. подпункт 2.3.5.2.

Выбор двигателя – см. подпункт 2.3.5.3, причем требуемую номинальную мощность двигателя вычисляют по формуле

$$P_{\text{тр}} = \frac{T_2 n_2}{\eta_{\text{ч}} \eta_{\text{п}}}, \quad (2.121)$$

где $\eta_{\text{ч}}$ предварительно принимают равным 0,8.

2.5.4.2. Кинематический расчет передачи

Расчетное передаточное число редуктора определяют по (2.30) с проверкой по условию (2.31). В качестве $n_{\text{т}}$ используют n_2 . Допускаемое отклонение $\Delta u = 4\%$.

Таблица 2.21

Выбор группы материалов венцов червячных колес

Характеристика передачи	Скорость скольжения v_s , м/с			
	до 2	2...3	3...4	более 4
Слабо нагруженная, режим работы легкий	П	Пб	-	
Средне и тяжело нагруженные, режимы работы средний и тяжелый	Пб	Па	Иб	Иа
Тяжело нагруженная, режим работы весьма тяжелый	Па	Иб	Иа	

Определяют z_1 по рекомендации: при $u \geq 31,5$ $z_1 = 1$; при $u = 16...28$ $z_1 = 2$; при $u = 8...14$ $z_1 = 4$.

Определяют z_2 по формуле

$$z_2 = \frac{n_{\text{дв}}}{z_1} = \frac{n_1}{z_1} \quad (2.122)$$

с округлением до целого числа, после чего по (2.103) находят $u_{\text{ф}}$ и снова проверяют выполнение условия (2.31). В случае его невыполнения z_2 изменяют на один зуб в большую или меньшую сторону.

Вычисляют частоты вращения и угловые скорости червяка и червячного колеса.

2.5.4.3. Материалы червяка и колеса. Допускаемые напряжения

По (2.127) определяют ориентировочное значение скорости скольжения, по табл. 2.21 – группу материала, а по табл. 2.20 – марку материала венца колеса.

По рекомендациям п. 2.5.3 принимают марку стали и термообработку витков червяка.

Вычисляют коэффициенты долговечности:

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}; \quad (2.123)$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}}. \quad (2.124)$$

В формулах (2.123), (2.124) при $N_{HE} > 25 \cdot 10^7$ принимают $N_{HE} = 25 \cdot 10^7$, при $N_{FE} > 25 \cdot 10^7$ принимают $N_{FE} = 25 \cdot 10^7$, при $N_{FE} < 10^6$ принимают $N_{FE} = 10^6$.

По табл. 2.22 принимают коэффициент износа материала C_v , по табл. 2.23 устанавливают формулы и находят допускаемые напряжения для червячного колеса.

Таблица 2.22

Значения коэффициента износа материала

v_s , м/с	1	2	3	4	5	6	7	≥ 8
C_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

Таблица 2.23

Допускаемые напряжения для червячного колеса

Группа материалов	Червяк < 45HRC	Червяк ≥ 45 HRC	Нереверсивная передача	Ревверсивная передача
	$[\sigma]_H$, Н/мм ²		$[\sigma]_F$, Н/мм ²	
I	$K_{HL}C_v0,75\sigma_B$	$K_{HL}C_v0,9\sigma_B$	$(0,08\sigma_B+0,25\sigma_T)K_{FL}$	$0,16\sigma_BK_{FL}$
II	$250 - 25v_s$	$300 - 25v_s$		

2.5.4.4. Проектировочный расчет передачи

Межосевое расстояние определяют по формуле

$$a_w = 610 \sqrt[3]{\frac{T_2}{[\sigma_H]^2}}. \quad (2.125)$$

где T_2 – в ньютонметрах.

Полученное значение a_w округляют до ближайшего по ряду R_a 20.

Определяют модуль зацепления

$$m = (1,5 \dots 1,7) \frac{a_w}{z_2}, \text{ мм}, \quad (2.126)$$

и принимают ближайшее стандартное значение из первого ряда: 2,50; 3,15; 4,00; 5,00; 6,30; 8,00; 10,00; 12,50; 16,00. Допускается также использование второго ряда: 3,00; 3,50; 6,00; 7,00; 12,00.

Коэффициент диаметра определяют по рекомендации

$$q = (0,212 \dots 0,250) z_2. \quad (2.127)$$

Полученную величину округляют до стандартной из первого ряда: 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0 или из второго ряда: 7,1; 9,0; 11,2; 14,0; 18,0. По ГОСТ 19672-74 допускается также применение значений q : 7,5 и 12,0.

Коэффициент смещения нарезающего инструмента находят из выражения

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2) \quad (2.128)$$

с проверкой на соответствие критерию из п. 5.2.1.

По (2.105) определяют фактическое межосевое расстояние.

Вычисляют основные геометрические размеры звеньев передачи по формулам (2.106) – (2.115).

Кроме того, находят делительный угол подъема витков

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}. \quad (2.129)$$

2.5.4.5. Проверочные расчеты

Уточняют КПД передачи по формуле (2.119), причем угол трения φ' принимают по табл. 2.24 в зависимости от фактической скорости скольжения

$$v_{сф} = \frac{u_{\phi} \omega_2 d_1}{2000 \cos \gamma}, \text{ м/с.} \quad (2.130)$$

Таблица 2.24

Значения угла трения											
$v_{сф}$	0,1	0,5	1	1,5	2	2,5	3	4	7	10	15
φ'	4°30'... ...5°10'	3°10'... ...3°40'	2°30'... ...3°10'	2°20'... ...2°50'	2°00'... ...2°30'	1°40'... ...2°20'	1°30'... ...2°00'	1°20'... ...1°40'	1°00'... ...1°30'	0°55'... ...1°20'	0°50'... ...1°10'
П р и м е ч а н и е. Меньшие значения φ' – для материалов группы I, бóльшие – для материалов групп II и III.											

В том случае, если получается $\eta_{\phi} < 0,8$, следует заново подсчитать требуемую мощность электродвигателя и при необходимости назначить двигатель более мощный.

Уточняют значение $[\sigma]_H$ по фактической скорости скольжения и формулам из табл. 2.23.

Контактное напряжение в зацеплении сравнивают с допускаемым:

$$\sigma_H = 340 \sqrt{\frac{F_{t2} K}{d_1 d_2}} \leq [\sigma]_H, \quad (2.131)$$

где K – коэффициент нагрузки (принимается в зависимости от окружной скорости колеса (формула (2.139)): при $v_2 \leq 3$ м/с $K = 1$; при $v_2 > 3$ м/с $K = 1,1 \dots 1,3$.

Скорость v_2 определяют по формуле

$$v_2 = \frac{\omega_2 d_2}{2000}, \text{ м/с.} \quad (2.132)$$

Допускаемая недогрузка передачи 15 %, допускаемая перегрузка 5 %.

Напряжение изгиба в зубе колеса сравнивают с допускаемым:

$$\sigma_F = 0,7 \frac{Y_{F2} F_{t2} K}{b_2 m} \leq [\sigma]_F, \quad (2.133)$$

где Y_{F2} – коэффициент формы зуба колеса, принимается по табл. 2.25 в зависимости от эквивалентного числа зубьев $z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma$.

Таблица 2.25

Коэффициент формы зуба червячного колеса

z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}
20	1,98	30	1,76	40	1,55	80	1,34
24	1,88	32	1,71	45	1,48	100	1,30
26	1,85	35	1,64	50	1,45	150	1,27
28	1,80	37	1,61	60	1,40	300	1,24

Как правило, получается $\sigma_F \ll [\sigma]_F$, так как нагрузочная способность червячных передач ограничивается не изгибной, а контактной выносливостью.

Выполняют проверку (тепловой расчет) редуктора на нагрев. Цель проверки – определить температуру масла в редукторе, которая не должна превышать допускаемую $[t]_м = 80 \dots 95$ °С.

Температуру масла в корпусе червячной передачи при непрерывной работе находят по формуле

$$t_m = t_b + \frac{P_1(1 - \eta_\phi)}{K_t A}, \quad (2.134)$$

где t_b – температура окружающего воздуха, принимают $t_b = 20$ °С; P_1 – мощность на червяке, Вт; K_t – коэффициент теплопередачи (среднее значение коэффициента $K_t = 13$ Вт/(м²·град)); A – площадь теплоотдающей поверхности корпуса (табл. 2.26), м².

Таблица 2.26

Площадь теплоотдающей поверхности корпуса червячного редуктора, м²

Межосевое расстояние, мм	80	100	125	140	160	180	200	224
Площадь A	0,19	0,24	0,36	0,43	0,56	0,67	0,8	1

При невыполнении условия $t_m \leq [t]_m$ следует увеличить с помощью ребрения площадь поверхности теплоотдачи. Если этой меры недостаточно, то необходимо предусмотреть специальные средства охлаждения (обдув корпуса вентилятором, введение в конструкцию холодильника для масла).

2.6. Планетарные зубчатые передачи

2.6.1. Общие сведения о планетарных передачах

Конструкции планетарных передач весьма многообразны. Простейшая планетарная передача (рис. 2.12) состоит из центрального *солнечного* зубчатого колеса 1 с наружными зубьями, центрального *корончатого* зубчатого колеса 3 с внутренними зубьями, *сателлитов* 2 с внешними зубьями, которые входят в зацепление одновременно с солнечным и корончатым колесами, и *водила* H , на котором расположены оси сателлитов.

При закреплённом корончатом колесе 3 ($\omega_3 = 0$) вращение солнечного колеса с угловой скоростью ω_1 вызывает вращение сателлитов относительно собственных осей с угловой скоростью ω_2 , что вызывает качение сателлитов по

корончатому колесу и приводит к их перемещению по круговой орбите радиуса R_H , а следовательно, и водила H с угловой скоростью ω_H .

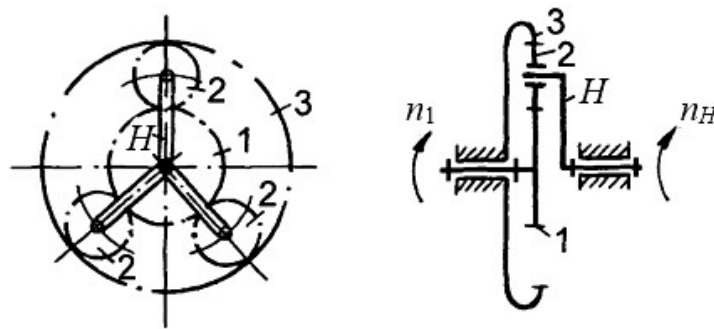


Рис. 2.12. Планетарная передача схемы $2K-H$

Сателлиты вращаются относительно водила со скоростью $\omega_2^H = \omega_2 - \omega_H$ и вместе с водилом совершают переносное движение. Их движения напоминают движения планет, поэтому передачу и называют планетарной.

Основными звеньями планетарной передачи являются те, которые воспринимают внешние моменты. Такими звеньями являются солнечные и корончатые колеса, т. е. два центральных колеса ($2K$) и водило H . Сокращенное обозначение такого планетарного механизма $2K-H$.

Планетарный механизм $2K-H$ наиболее часто используется в ММ, так как имеет высокий КПД и технологичную конструкцию. Поэтому ниже будет дана методика расчета именно этой схемы.

Подробно и полно планетарные передачи рассмотрены в специальной литературе. Здесь же следует сказать о весьма перспективной конструкции – так называемом эксцентриково-планетарном механизме, вариант которого – *механизм с параллельными кривошипами* – приведен на рис. 2.13.

Планетарный механизм $K-H-V$ имеет три основных звена: центральное колесо 2, водило H и вал V . Водило представляет собой эксцентрик, на котором установлен сателлит 1. Сателлит передает вращение на вал V кривошипами 3 – эксцентриками, эксцентриситет которых равен эксцентриситету водила.

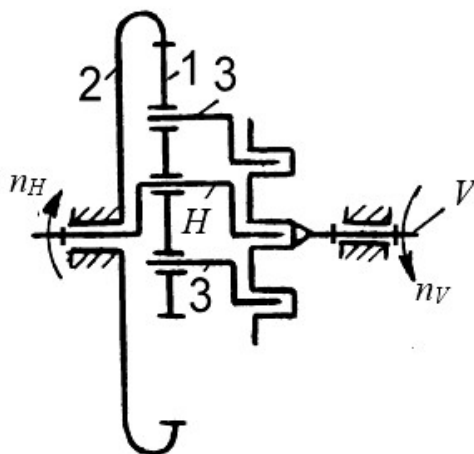


Рис. 2.13. Планетарный механизм с параллельными кривошипами (схема $K-H-V$)

За один оборот водила сателлит, совершая сложное плоское движение, поворачивается относительно своей оси на угол, соответствующий разности чисел зубьев центрального колеса и сателлита, в направлении, противоположном направлению вращения водила, т. е. передаточное число такого преобразователя движения равно

$$u_{H-V}^{(2)} = -\frac{z_2}{z_2 - z_1}. \quad (2.135)$$

Для предотвращения заклинивания зубьев в зацеплении должно выполняться условие

$$z_2 - z_1 \geq \begin{cases} 8 & \text{при } h_a^* = 1; \\ 7 & \text{при } h_a^* = 0,8, \end{cases} \quad (2.136)$$

где h_a^* — высота головки зуба.

Очевидно, что при достаточно больших числах зубьев звеньев этой пары одна ступень передачи $K-H-V$ может по передаточному числу заменить двухступенчатый цилиндрический редуктор.

Дальнейшие исследования в направлении уменьшения размеров и повышения технологичности изготовления передачи привели к появлению так называемого *планетарно-цевочного редуктора* (рис. 2.14), в котором вместо эвольвентного зацепления применяют цевочное.

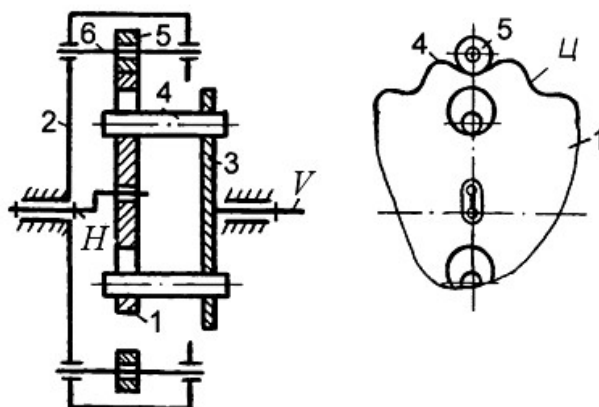


Рис. 2.14. Планетарно-цевочный редуктор схемы $K-H-V$

Сателлит 1 имеет зубья, выполненные по циклоиде (Ц), и смонтирован на водиле H . Центральное колесо 2 содержит оси 6 с установленными на них с возможностью вращения цевками 5, взаимодействующими с зубьями сателлита. Выходной вал V соединен с диском 3, в отверстия которого с натягом вставлены пальцы 4, входящие в отверстия сателлита. Пальцы, контактируя со стенками отверстий, выполняют функцию параллельных кривошипов в схеме по рис. 2.13.

Далее будет рассмотрена планетарная передача, показанная на рис. 2.12.

2.6.2. Передаточное число и условия существования планетарного механизма

Передаточное число передачи $2K-H$ равно

$$u_{1H}^{(3)} = 1 + \frac{z_3}{z_1}, \quad (2.137)$$

где $u_{1H}^{(3)}$ – передаточное число от солнечного колеса к водилу при неподвижном солнечном колесе.

При проектировании следует учитывать, что передаточное число данного механизма не должно превышать 8, в крайнем случае – 9. При необходимости обеспечения большего передаточного числа преобразователь движения выполняют многоступенчатым, причем каждая ступень представляет собой передачу по рис. 2.12.

Числа зубьев колес выбирают так, чтобы отсутствовали подрезание и заклинивание зубьев. Для этого число зубьев солнечного колеса должно удовлетворять следующим рекомендациям: $z_1 \geq 24$ при выполнении солнечного колеса из стали нормализованной и улучшенной твердостью $HB \leq 350$; $z_1 \geq 21$ – из стали закаленной ТВЧ твердостью $HRC \leq 52$; $z_1 \geq 18$ – из стали цементованной твердостью $HRC \geq 52$. Минимальное число зубьев корончатого колеса

$$z_{2\min} \geq \begin{cases} 85 \text{ при } h_a^* = 1; \\ 58 \text{ при } h_a^* = 0,8. \end{cases} \quad (2.138)$$

Для существования планетарного механизма необходимо, чтобы числа зубьев соответствовали условиям сборки, соосности и соседства сателлитов.

Из условия соосности следует, что число зубьев сателлита должно соответствовать равенству

$$z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2}. \quad (2.139)$$

По условию сборки необходимо, чтобы выполнялось равенство

$$\frac{z_3 + z_1}{C} = \gamma, \quad (2.140)$$

где C – число сателлитов (обычно $C = 3$); γ – целое число.

Условие соседства сателлитов выглядит следующим образом:

$$z_2 + 2 \leq (z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{C}. \quad (2.141)$$

Следует также иметь в виду, что числа зубьев колес z_1 и z_3 должны быть или *оба четные*, или *оба нечетные*.

2.6.3. Материалы планетарных передач

Для изготовления звеньев планетарных передач используют те же марки сталей и методы термообработки, что и для цилиндрических зубчатых передач, с учетом следующих рекомендаций.

Так как зуб солнечного колеса более часто входит в зацепление, чем зуб сателлита, то при твердости зубьев сателлита $HV \leq 350$ твердость зубьев солнечного колеса назначают на 50...70 единиц выше, чем сателлита. При твердости зубьев сателлита $HV > 350$ твердости солнечного колеса и сателлита назначают одинаковыми.

Для изготовления водил используют углеродистые стали. Корпуса планетарных передач ММ обычно изготавливают из легких материалов и сплавов.

2.6.4. Методика расчета планетарной передачи

2.6.4.1. Общие положения

Исходные данные для расчета – см. подпункт 2.3.5.2.

Выбор двигателя – см. подпункт 2.3.5.3.

2.6.4.2. Кинематический расчет передачи

Цель кинематического расчета – определение чисел зубьев солнечного и корончатого колес и сателлита, обеспечивающих требуемое передаточное число, а также число сателлитов.

Находят расчетное передаточное число

$$u_{1Hp}^{(3)} = \frac{n_1}{n_H}, \quad (2.142)$$

где n_H – заданная частота вращения водила.

Определение чисел зубьев колес планетарных передач производят обычно методом подбора, задаваясь числом зубьев солнечного колеса по рекомендациям п. 2.6.2 и обеспечивая при этом правильность зацепления.

Задавшись z_1 , предварительно находят z_3 по формуле

$$z_3 = z_1(u_{1Hp}^{(3)} - 1). \quad (2.143)$$

Затем из условия соосности вычисляют число зубьев сателлита z_2 и проверяют выполнение условий сборки и соседства сателлитов. При невыполнении какого-либо из условий изменяют числа зубьев колес на $\pm 1 \dots 3$ зуба и добиваются выполнения условия.

После определения чисел зубьев находят фактическое передаточное число

$$u_\phi = 1 + \frac{z_3}{z_1}. \quad (2.144)$$

Вычисляют отклонение фактического передаточного числа от расчетного. Допускаемое отклонение передаточного отношения обычно принимают равным 4 %.

При невыполнении этого условия необходимо число z_1 уменьшить, снова найти числа z_2 и z_3 , после чего провести проверку механизма по условиям соосности, сборки и соседства сателлитов.

2.6.4.3. Материалы и допускаемые напряжения

Материалы звеньев передачи назначают с учетом рекомендаций, приведенных в п. 2.6.3.

Допускаемые напряжения в парах центральное колесо – сателлит и сателлит – корончатое колесо определяют так же, как в цилиндрических зубчатых передачах.

2.6.4.4. Проектировочный расчет передачи

Межосевое расстояние пары солнечное колесо – сателлит

$$a_w = K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} K_c}{[\sigma]_H^2 u^2 C \psi_{ba}}}, \text{ мм}, \quad (2.145)$$

где u – передаточное число пары солнечное колесо – сателлит (отношение чисел зубьев большего колеса к числу зубьев меньшего); T_1 – вращающий момент на солнечном колесе, Нм; K_c – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами (при наличии механизма выравнивания нагрузки $K_c = 1,1 \dots 1,2$; при отсутствии – $K_c = 1,5 \dots 2,0$); C – число сателлитов; ψ_{ba} – коэффициент ширины зубчатого венца сателлита.

Коэффициент ψ_{ba} :

$$\psi_{ba} = \frac{b_c}{a_w}, \quad (2.146)$$

где b_c – ширина венца сателлита.

Значение ψ_{ba} принимают из ряда стандартных значений: 0,100; 0,105; 0,160; 0,200; 0,250; 0,315; 0,400; 0,500; 0,630; 0,800 (желательно принимать $\psi_{ba} = 0,400$ для материалов колес твердостью $HВ \leq 350$; $\psi_{ba} = 0,315$ при твердости $HRC \leq 50$; $\psi_{ba} = 0,250$ при твердости $HRC > 50$).

Затем находят делительный диаметр меньшего из колес пары солнечное колесо – сателлит. Пусть меньшее – сателлит, тогда

$$d_c = \frac{2a_w}{u + 1}. \quad (2.147)$$

Определяют модуль зубьев

$$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{d_c}{z_c}. \quad (2.148)$$

Полученное значение модуля округляют до стандартного, уточняют значения делительных диаметров солнечного колеса, сателлита, корончатого колеса, а также межосевого расстояния.

Затем по приведенным выше формулам вычисляют диаметры окружностей вершин и впадин зубьев всех колес передачи.

Определяют окружную скорость солнечного колеса и по ее величине назначают степень точности планетарной передачи по аналогии с цилиндрической зубчатой передачей.

Для ММ рекомендуют 6 или 7 степени точности планетарных передач.

2.6.4.5. Проверочные расчеты

Проверку зубьев в паре солнечное колесо – сателлит на выносливость по контактным напряжениям производят в соответствии с формулой

$$\sigma_H = 22,4 Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{T_1 (u+1)^3 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}}{b_c u C}} \leq [\sigma]_H, \quad (2.149)$$

где коэффициенты Z_M , Z_H , Z_ε определяют так же, как при расчете цилиндрической зубчатой передачи.

При невыполнении условия (2.149) в расчет следует ввести поправку путем изменения ширины венца сателлита.

Проверку зубьев пары солнечное колесо – сателлит на выносливость по напряжениям изгиба производят для того колеса, чье отношение $\frac{[\sigma]_F}{Y_F}$ меньше, по аналогии с цилиндрическими зубчатыми передачами.

Допустимые отклонения фактических напряжений от допускаемых те же, что и для цилиндрических зубчатых передач.

Проверочный расчет зубьев колес планетарной передачи при перегрузках аналогичен такому же расчету цилиндрической зубчатой передачи.

2.7. Волновые зубчатые передачи

2.7.1. Общие сведения

Конструкция волновой зубчатой передачи поясняется рис. 2.15. По своей сути она представляет собой планетарную передачу, у которой одно из колес выполнено в виде *гибкого венца*.

Волновая зубчатая передача состоит из *гибкого колеса 1* с наружными зубьями, *жесткого колеса 2* с внутренними зубьями и *генераторов волн 3*.

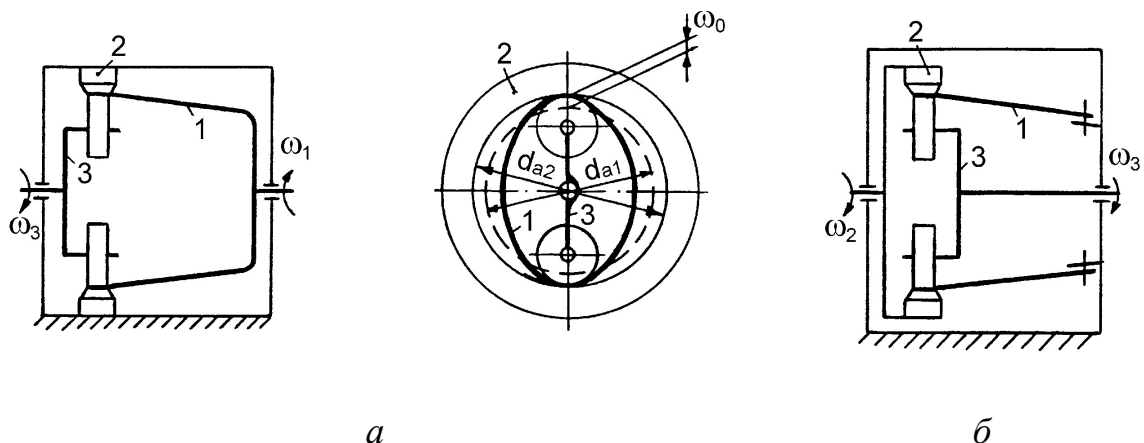


Рис. 2.15. Схема волновой зубчатой передачи

Наружный диаметр d_{a1} гибкого колеса в недеформированном состоянии меньше внутреннего диаметра d_{a2} жесткого колеса на величину

$$d_{a2} - d_{a1} = 2\omega_0, \quad (2.150)$$

где ω_0 – размер, показанный на рис. 2.15.

Возможны исполнения передачи с ведомым гибким колесом (рис. 2.15, *a*) и с ведомым жестким колесом (рис. 2.15, *б*).

О конструкции гибкого колеса будет сказано ниже.

Используются генераторы волн двух типов – кулачковый и дисковый.

Кулачковый генератор волн (рис. 2.16) содержит кулачок 1, рабочая поверхность которого спрофилирована по эллипсу, и размещенный на нем гибкий шариковый подшипник 2.

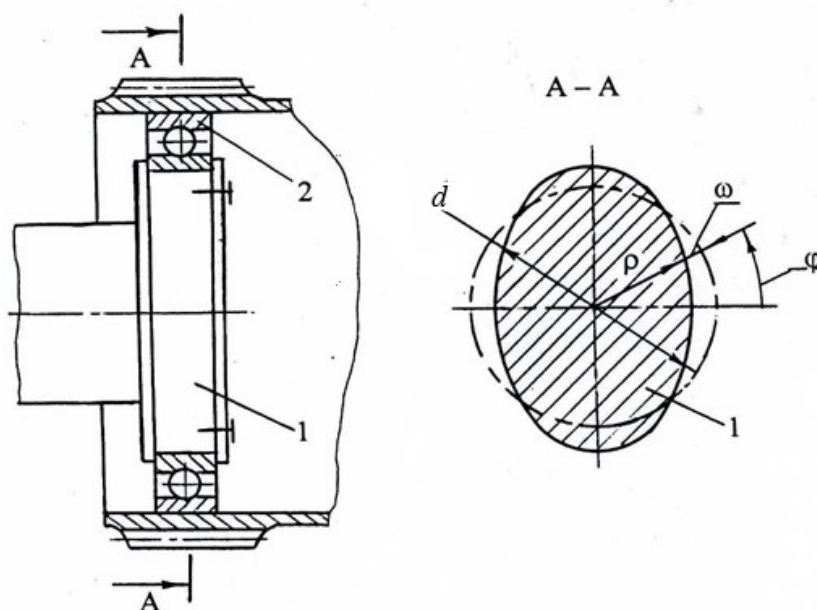


Рис. 2.16. Кулачковый генератор волн

Параметры гибких подшипников указаны в табл. 2.27.

Дисковый генератор волн (рис. 2.17) содержит диски 1 и 2, расположенные относительно быстроходного вала 3 с эксцентриситетом e посредством шариковых подшипников.

Диапазон передаточных чисел волновых зубчатых передач: $80 \leq u \leq 400$.

Вследствие многопарности зацепления для этих передач характерна весьма высокая кинематическая точность. При сравнительно малых габаритах и массе волновые передачи способны создавать на выходном звене вращаю-

щие моменты до 150 кНм. На волновом принципе основаны механизмы для передачи вращения в герметично закрытое пространство.

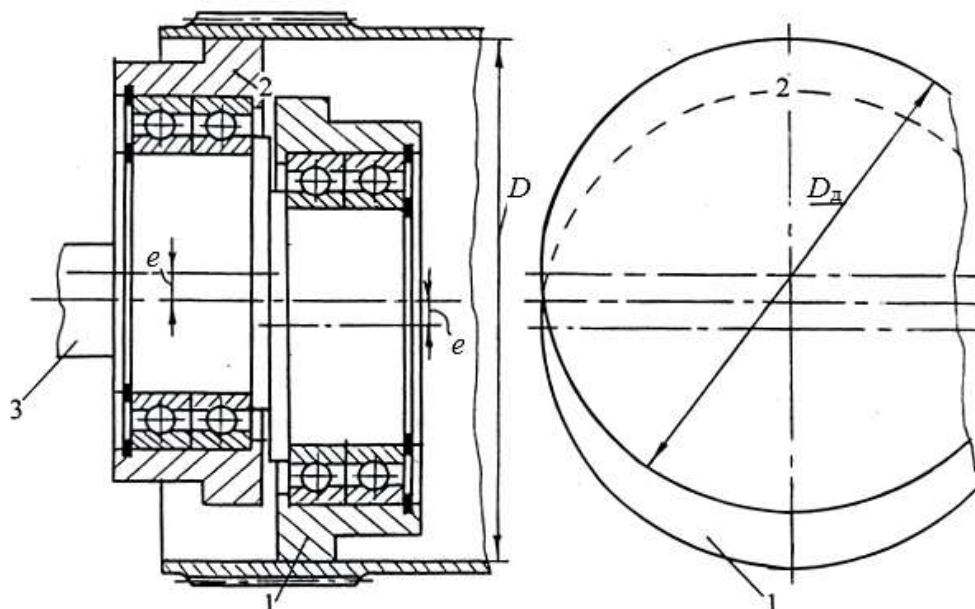


Рис. 2.17. Дискосый генератор волн

Недостатки волновых передач:

- сложность изготовления;
- пониженный по сравнению с цилиндрическими зубчатыми передачами КПД ($\eta_{\text{вп}} = 0,8 \dots 0,9$);
- ограниченность частоты вращения кулачкового генератора волн максимальной частотой вращения гибкого подшипника;
- высокая чувствительность к качеству смазки.

2.7.2. Передаточное число волновой передачи

При неподвижном жёстком зубчатом колесе 2 (рис. 2.15, а) передаточное число от вала генератора волн 3 к валу гибкого колеса 1:

$$u_{31}^{(2)} = -\frac{n_6}{n_r} = -\frac{\omega_3}{\omega_1} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1} = -\frac{z_1}{K_z v} = -\frac{d_1}{d_2 - d_1}. \quad (2.151)$$

Знак минус указывает на разные направления вращения ведущего и ведомого звеньев.

Передаточное число от вала генератора волн 3 к валу жесткого колеса 2 при неподвижном гибком колесе 1 (рис. 2.15, б) вычисляют по формуле

$$u_{32}^{(1)} = \frac{n_6}{n_t} = \frac{\omega_3}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_2 - z_1} = \frac{z_2}{K_z v} = \frac{d_2}{d_2 - d_1}. \quad (2.152)$$

В формулах (2.151), (2.152): $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ – угловая скорость соответственно гибкого колеса, жесткого колеса и генератора волн; z_1, z_2 – числа зубьев гибкого и жесткого колес; d_1, d_2 – диаметры делительных окружностей гибкого и жесткого колес; v – число волн деформации ($v = 1, 2, 3 \dots$, обычно $v = 2$, реже 3); K_z – коэффициент кратности (обычно $K_z = 1$; при $u < 70$ $K_z = 2$; при $u < 45$ $K_z = 3$).

2.7.3. Геометрические параметры волновой передачи

Основные геометрические параметры волновой передачи показаны на рис. 2.18 (буквами *a, б, в* на рис. 2.18 обозначены варианты конструктивного исполнения гибкого колеса).

Параметры гибкого колеса:

- внутренний диаметр D ;
- делительный диаметр зубчатого венца d_1 ;
- ширина зубчатого венца гибкого колеса b_1 ;
- толщина зубчатого венца гибкого колеса h_1 ;
- толщина оболочки гибкого колеса $h_2 = h_3$;
- длина гибкого колеса L ;
- конструктивные размеры – $b_3; h_4; h_5$.

Параметры жёсткого колеса:

- делительный диаметр зубчатого венца d_2 ;
- ширина зубчатого венца гибкого колеса b_2 ;
- конструктивные размеры – $c; h_6$.

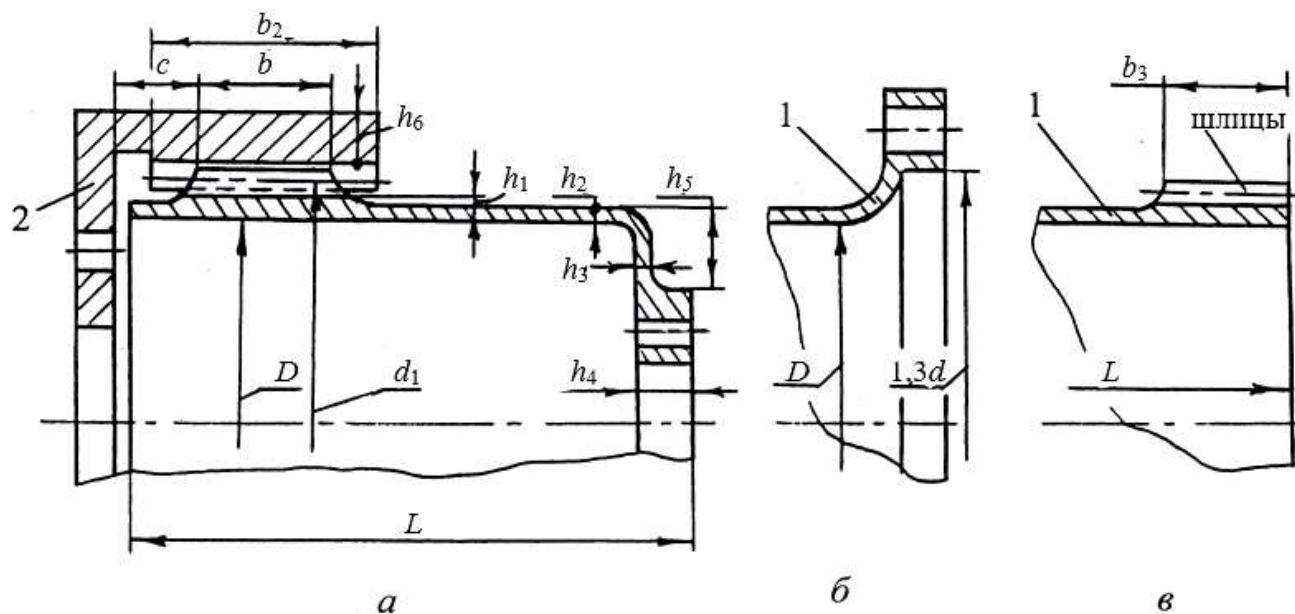


Рис. 2.18. Геометрические параметры волновой передачи

Таблица 2.27

Подшипники шариковые однорядные для волновых передач (ГОСТ23179-78)

Обозначение подшипника	Размеры, мм					Число шариков $z_{ш}$	n_{max} , об/мин
	d	D	B	r	$d_{ш}$		
806	30	42	7	0,5	3,969	21	3000
808	40	52	8			23	
809	45	62	9		5,953	21	
812	60	80	13		7,144	23	
815	75	100	15	1,0	9,128	21	1500
818	90	120	18		11,113	23	
822	110	150	24		14,288	21	
824	120	160					
830	150	200	30	1,5	19,050	23	1000
836	180	240	35		22,225		
844	220	300	45		28,575		
848	240	320	48				
860	300	400	60	2,5	36,513	23	1000
862	310	420	70				
872	360	480	72				
				3,5	44,450		

П р и м е ч а н и е. d – внутренний диаметр подшипника; D – наружный диаметр подшипника; B – ширина подшипника; r – радиус скругления кромок колец; $d_{ш}$ – диаметр шариков.

Важным геометрическим параметром зацепления является модуль m , величина которого оговаривается стандартным рядом, мм: 0,20; 0,22; 0,28; 0,30; 0,35; 0,40; 0,45. Ряд содержит также значения меньше 0,20 мм, однако их применяют редко из-за сложности нарезания внутренних зубьев жесткого колеса.

2.7.4. Материалы волновых передач

В качестве материалов зубчатых колес, как правило, используют стали, которые после термообработки имеют твердость 220...330 *HV* (табл. 2.28). В отдельных случаях колеса изготавливают из бериллиевой бронзы БрБ2 или пластмассы.

Таблица 2.28

Марки сталей для изготовления зубчатых колес волновых передач

Сталь	Твердость, <i>HV</i>	Предел выносливости σ_{-1} , МПа
40X	280...300	500
40XНМА	310...330	550
30ХГСА	300...320	530
38ХНЗВА	310...330	550
38ХМЮА	220...240	550
ШХ15	260...280	420
X18H10T	220...240	350

2.7.5. Методика расчета волновой передачи

2.7.5.1. Общие положения

Исходные данные для расчета – см. подпункт 2.3.5.2.

Выбор двигателя – см. подпункт 2.3.5.3.

2.7.5.2. Кинематический расчет передачи

Кинематический расчет волновой передачи заключается в подборе чисел зубьев гибкого и жесткого колес по принятому в соответствии с исходными данными передаточным числом (формулы (2.152), (2.153)).

Число зубьев z_1 гибкого колеса определяют в зависимости от того, какое колесо вращается. При подвижном гибком колесе

$$z_1 = uK_z v, \quad (2.153)$$

при подвижном жестком колесе

$$z_1 = (u - 1)K_z v. \quad (2.154)$$

2.7.5.3. Материалы и допускаемое напряжение

Материал зубчатых колес принимают в соответствии с п. 2.7.4.

Допускаемые напряжения смятия на боковых поверхностях зубьев определяют в виде:

$$[\sigma]_{\text{см}} = 15,7 K_u K_n K_{d1}, \text{ МПа}, \quad (2.155)$$

где $K_u = \frac{u - 20}{u}$ – коэффициент передаточного числа; $K_n = \frac{10}{\sqrt[3]{n_6}}$ – коэффициент

частоты вращения генератора волн (в понижающей передаче частота вращения генератора волн равна частоте быстроходного вала n_6); K_{d1} – коэффициент делительного диаметра гибкого колеса (при $d_1 \leq 130$ мм $K_{d1} = 1,25$; при $d_1 > 130$ мм $K_{d1} = 1$).

Для стальных зубчатых колес диапазон допускаемых напряжений составляет $[\sigma]_{\text{см}} = 10 \dots 20$ МПа, для пластмассовых – $[\sigma]_{\text{см}} = 3 \dots 5$ МПа.

2.7.5.4. Проектировочный расчет волновой передачи

Для выполнения расчета применяют упрощенные экспериментально проверенные зависимости. Они верны только для эвольвентных зубчатых колес, нарезанных стандартным инструментом с исходным контуром, имеющим угол

зацепления $\alpha = 20^\circ$, коэффициент высоты зуба $h_a^* = 1$, коэффициент радиально-го зазора $C^* = 0,25$ для модулей более 1 мм и $C^* = 0,35$ для модулей до 1 мм.

Делительный диаметр гибкого колеса, мм

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{10T_T K}{\psi_{bd} [\sigma]_{\text{см}}}}, \quad (2.156)$$

где T_T – в ньютонметрах; K – коэффициент режима работы передачи (при спокойной нагрузке с кратностью перегрузки $T_{\max}/T \leq 1,2$ $K = 1$; при умеренной динамической нагрузке с $T_{\max}/T \leq 1,6$ $K = 1,25$; при резко динамической нагрузке с $1,6 < T_{\max}/T \leq 2,5$ $K = 1,75$); ψ_{bd} – коэффициент ширины зубчатого венца (для силовых ММ $\psi_{bd} = 0,15 \dots 0,20$; для малонагруженных кинематических ММ $\psi_{bd} = 0,06 \dots 0,15$).

Ширина зубчатого венца гибкого колеса равна

$$b_1 = \psi_{bd} d_1, \quad (2.157)$$

где ψ_{bd} – коэффициент ширины зубчатого венца (для силовых передач $\psi_{bd} = 0,15 \dots 0,20$; для малонагруженных кинематических передач $\psi_{bd} = 0,06 \dots 0,15$).

При кулачковом генераторе волн делительный диаметр предварительно принимают равным внутреннему диаметру D гибкого колеса, который считают приблизительно равным наружному диаметру гибкого подшипника (см. табл. 2.27).

Числа зубьев z_1, z_2 – см. формулы (2.153), (2.154).

Модуль зубьев равен

$$m = \frac{d_1}{z_1}. \quad (2.158)$$

После вычисления по (2.158) необходимо принять ближайшее стандартное значение модуля.

Уточняют делительный диаметр гибкого колеса в передаче с *дисковым генератором волн*:

$$d_1 = mz_1. \quad (2.159)$$

Находят фактическое передаточное число передачи в зависимости от того, какое колесо вращается:

- при подвижном гибком колесе

$$u_\phi = \frac{z_1}{K_z v}; \quad (2.160)$$

- при подвижном жестком колесе

$$u_\phi = \frac{z_1}{K_z v} + 1. \quad (2.161)$$

Вычисляют отклонение фактического передаточного числа от требуемого и проверяют соответствие отклонения техническим требованиям к ММ. В случае сверхнормативного отклонения необходимо изменить z_1 и скорректировать значение d_1 .

Число зубьев жёсткого колеса

$$z_2 = z_1 + K_z v. \quad (2.162)$$

Толщина зубчатого венца гибкого колеса

$$h_1 = (70 + 0,5u)mz_1 \cdot 10^{-4}, \text{ мм.} \quad (2.163)$$

Толщина оболочки гибкого колеса

$$h_2 = (0,5 \dots 0,8)h_1. \quad (2.164)$$

Относительный боковой зазор между зубьями ненагруженной передачи

$$\bar{j}_{\max} = \frac{j_{\max}}{m} = \frac{T_{\max} b}{d_1^2 h_2 G m} + 4 \cdot 10^{-4} (u - 60), \quad (2.165)$$

где $j_{\max}$ – необходимый боковой зазор между зубьями ненагруженной передачи, мм; G – модуль упругости второго рода для материала гибкого колеса (для стали $G = 8,1 \cdot 10^4$ МПа).

Относительное радиальное упругое деформирование гибкого колеса

$$w_0^* = \frac{w_0}{m} = 0,89 + 8 \cdot 10^{-4} z_1 + 2 j_{\max}, \quad (2.166)$$

где w_0 – радиальное упругое деформирование гибкого колеса, мм.

Коэффициент смещения исходного контура зубьев гибкого колеса

$$x_1 = \frac{1,35 - w_0^*}{\frac{0,85}{\sqrt[3]{z_1}} - 0,04}. \quad (2.167)$$

Коэффициент смещения исходного контура зубьев жесткого колеса

$$x_2 = x_1 + w_0^* - 1. \quad (2.168)$$

Относительная глубина захода зубьев

$$h_d^* = \frac{h_d}{m} = 4w_0^* - (4,6 - 4w_0^*)z_1 \cdot 10^{-3} - 2,48, \quad (2.169)$$

где h_d – глубина захода зубьев, мм.

Диаметр окружности впадин зубьев гибкого колеса

$$d_{f1} = m(z_1 - 2h_d^* - 2c^* + 2x_1). \quad (2.170)$$

Диаметр окружности вершин зубьев гибкого колеса

$$d_{a1} = d_{f1} + 2m(h_d^* + c^*). \quad (2.171)$$

Диаметр окружности вершин зубьев жесткого колеса

$$d_{a2} = d_{a1} - 2m(h_d^* + w_0^*). \quad (2.172)$$

Диаметр окружности впадин зубьев жесткого колеса

$$d_{f2} = d_{a1} + 2m(0,15 + w_0^*). \quad (2.173)$$

Для гибкого колеса передачи с кулачковым генератором волн уточняют значение толщины венца по формуле

$$h_1 = 0,5(d_{f1} - D). \quad (2.174)$$

Длина гибкого колеса с дном (см. рис. 2.18, а) $L = 0,8D$, со шлицами (рис. 2.18, в) $L = 0,7D$.

Параметры остальных частей гибкого колеса: $h_3 = (0,7 \dots 1)h_2$; $h_4 = 2h_1$; $h_5 \geq 0,16D$; $c = 0,2b$.

Ширина зубчатого венца жесткого колеса

$$b_2 = b + 0,6\sqrt{b}. \quad (2.175)$$

Длина шлицев (рис. 2.18, в) $b_3 = 0,5b$.

Определяют основные *геометрические параметры генератора волн*.

Геометрию кулачкового генератора (см. рис. 2.16) определяет радиус-вектор поперечного сечения ρ .

Радиус-вектор кулачка в каждой четверти равен

$$\rho = 0,5d_{\text{п}} + WmK_{\alpha}, \quad (2.176)$$

где $d_{\text{п}}$ – внутренний диаметр гибкого подшипника; W – коэффициент радиальной деформации (табл. 2.29); K_{α} – коэффициент, зависящий от угла зацепления α ($K_{\alpha} = 1$ для $\alpha = 20^\circ$; $K_{\alpha} = 0,89$ для $\alpha = 30^\circ$).

Срок службы стандартных гибких подшипников составляет 10 000 ч, при эксплуатации допускаются кратковременные двукратные перегрузки.

Таблица 2.29

Значения коэффициента W

Угол φ	0	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
W	-1,25	-1,13	-0,91	-0,56	-0,15	0,26	0,57	0,76	0,87	0,9

Эксцентриситет дискового генератора волн (см. рис. 2.17) равен

$$e = 3,4w_0^*m. \quad (2.177)$$

Диаметр дисков

$$D_d = D + 2w_1 - 2e, \quad (2.178)$$

где w_1 – максимальная упругая деформация гибкого колеса с учетом податливости генератора волн и жесткого колеса, а также отклонений размеров от номинальных при изготовлении.

Значение w_1 определяют по формуле

$$w_1 = w_0^* m(0,97 + 0,025\sqrt{\sigma_{cm}}), \text{ мм.} \quad (2.179)$$

2.7.5.5. Проверочные расчеты

Запас усталостной прочности гибкого колеса

$$s = \frac{0,286\sigma_{-1}u_\phi d_1}{K_d K_\sigma w_0^* E h_1 \sqrt{1 + 0,15 \left(\frac{d_1}{L} + \frac{T_\tau u_\phi}{w_0^* d_1 E h_1^2} \right)}}, \quad (2.180)$$

где $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости первого рода для стали; σ_{-1} – предел выносливости материала гибкого колеса (см. табл. 2.28); K_d – коэффициент увеличения напряжения от сил в зацеплении (формула (2.191)); K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений у основания зуба (формула (2.192)).

Условие обеспечения необходимой выносливости гибкого колеса

$$s \geq [s], \quad (2.181)$$

где $[s] = 1,2$ – минимальный допускаемый запас усталостной прочности.

Величину коэффициента K_d определяют по формуле

$$K_d = 1 + \frac{2,2T_r}{10^8 d_1 h_1^2}, \quad (2.182)$$

а коэффициента K_σ – по формуле

$$K_\sigma = 1 + \frac{0,05 \sqrt{\frac{m d_1 (h_a^* + c^*)}{R_{\min} h_1}} (R_{\min} + 0,01)}{R_{\min} + 0,02}, \quad (2.183)$$

где $R_{\min}$ – минимальный радиус переходной поверхности, равный

$$R_{\min} = \frac{m(h_a^* + c^* - x_1 - \rho^*)}{h_a^* + c^* - x_1 - \rho^* + 0,5z_1} + m\rho^*. \quad (2.184)$$

Значения входящих в (2.183) величин: $c^* = 0,25$ и $\rho^* = 0,4$ при $m > 1$ мм; $c^* = 0,35$ и $\rho^* = 0,4$ при $m = 1 \dots 0,5$ мм; $c^* = 0,5$ и $\rho^* = 0,33$ при $m < 0,5$ мм.

Вероятность P неразрушения гибкого зубчатого колеса в зависимости от коэффициента запаса усталостной прочности приведена в табл. 3.20.

Таблица 2.30

Вероятность P неразрушения гибкого зубчатого колеса и коэффициент K_L вероятности неразрушения гибкого подшипника

s	1,80	1,70	1,60	1,55	1,50	1,45	1,40	1,30	1,20
$P, \%$	99,8	99,6	99,0	98,5	97,8	96,7	95,1	90,0	87,0
K_L	0,50	0,60	0,66	0,69	0,73	0,80	0,90	1,00	

Уточняют КПД передачи. Потери в волновой передаче складываются из потерь в зацеплении и потерь при вращении генератора волн. Сопротивлением подшипников быстроходного и тихоходного валов пренебрегают. В этом случае КПД равен

$$\eta = \left[1 + \frac{1,11vf_1}{\cos^2 \alpha} + 0,3uf_2 \operatorname{tg}(\alpha + \rho') \right]^{-1}, \quad (2.185)$$

где $f_1 = 0,03 \dots 0,05$ – коэффициент, учитывающий трение в зубчатом зацеплении; $f_2 = 0,0015 \dots 0,003$ – условный коэффициент, учитывающий трение во всех элементах генератора волн; $\rho' = \operatorname{arctg} f_1$ – приведенный угол трения.

После уточнения КПД выполняют *тепловой расчет* передачи. Температуру масла в корпусе редуктора определяют по формуле (2.134), причем коэффициент продолжительности работы редуктора находят по формуле

$$K_t = \frac{t_p}{t_{\text{ц}}}, \quad (2.186)$$

где t_p – время работы редуктора в течение цикла; $t_{\text{ц}}$ – длительность цикла, а поверхность охлаждения редуктора принимают равной

$$A = (8 \dots 10)d_1^2, \text{ м}^2. \quad (2.187)$$

Полученную температуру сравнивают с допускаемой.

Контрольные вопросы

1. Поясните термины: механическая передача, вариатор, редуктор, мультипликатор.
2. Дайте сравнительную характеристику передач трением и передач зацеплением.
3. Перечислите разновидности ремённых передач.
4. Перечислите разновидности и дайте сравнительную характеристику цилиндрических зубчатых передач.
5. Укажите основные геометрические характеристики цилиндрической прямозубой передачи.

6. Какие материалы используются для изготовления цилиндрических зубчатых передач?

7. Поясните формулу: $a'_{вт} = 430(u_t \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_{2т} K_{H\beta т}}{u_t^2 \psi_{baт} [\sigma_H]_т^2}}$.

8. Перечислите разновидности и дайте сравнительную характеристику конических зубчатых передач.

9. Укажите основные геометрические характеристики конической прямой зубой передачи.

10. Перечислите разновидности и дайте сравнительную характеристику червячных передач.

11. Укажите основные геометрические характеристики червячной передачи архимедовым червяком.

12. С какой целью выполняется тепловой расчёт червячной передачи?

13. Изобразите кинематическую схему планетарной передачи $2K-H$.

14. Назовите достоинства и недостатки волновой зубчатой передачи.

3. ПОДШИПНИКИ

3.1. Классификация подшипников по виду трения

Подшипники служат опорами валов, вращающихся осей и других деталей, совершающих вращательное движение. Они воспринимают нагрузки, приложенные к вращающимся деталям, и сохраняют заданное положение осей вращения. От качества подшипников во многом зависит работоспособность и долговечность ММ. При выборе подшипников следует принимать во внимание, что они относятся к наименее долговечным узлам механизмов. Часто именно необходимость технического обслуживания или замены подшипников является причиной остановки ММ.

По виду трения различают *подшипники скольжения* и *подшипники качения*. Кроме того, подшипники скольжения разделяются на опоры *жидкостного*, *полужидкостного* и *полусухого трения*. При жидкостном трении рабочие поверхности деталей разделены слоем смазки, толщина которого больше суммы высот шероховатости поверхностей. Это условие не соблюдается в опорах полужидкостного и полусухого трения, поэтому вращение деталей в них сопровождается износом поверхностей даже без попадания абразивных частиц извне.

Практически во всех ответственных узлах ММ используются подшипники качения, что обусловлено следующими их *преимуществами* перед подшипниками скольжения:

- условный коэффициент трения подшипников качения мал, он равен 0,0015...0,0060 и приближается к коэффициенту жидкостного трения (0,001...0,005);
- подшипники качения не требуют большого количества смазки, что позволяет значительно упростить смазочную систему;
- конструкции подшипников качения позволяют производить их в массовых масштабах и обеспечивать их взаимозаменяемость;
- относительно меньшие осевые габариты.

К недостаткам подшипников качения следует отнести:

- отсутствие конструкций, разъемных в радиальном направлении;
- сравнительно большие радиальные габариты;
- ограниченную быстроходность, связанную с кинематикой и динамикой тел качения;
- низкую работоспособность в агрессивных средах, а также при вибрационных и ударных нагрузках.

Несмотря на сокращение области применения подшипников скольжения, в ряде случаев они остаются незаменимыми, и конструктор обязан это учитывать в процессе разработки ММ.

Далее будут рассмотрены подшипники качения.

3.2. Конструкции и классификация подшипников качения

В общем случае подшипник качения состоит из *колец* с беговыми дорожками, *тел качения* и *сепаратора*. Тела качения расположены между кольцами и перемещаются по беговым дорожкам. Сепаратор представляет собой элемент, охватывающий тела качения и распределяющий их равномерно по окружности.

Кроме того, конструкция подшипника может включать в себя другие детали: уплотнительные и защитные шайбы, конические втулки с круглыми гайками и т. п. В некоторых преобразователях движения используют, наоборот, упрощенные подшипники (без одного из колец). Со всем многообразием подшипников качения можно ознакомиться с помощью специальной технической литературы.

По виду тел качения различают *шариковые* и *роликовые* подшипники. Роликовые делятся на подшипники с *короткими цилиндрическими роликами*, с *длинными цилиндрическими роликами*, *игольчатые*, с *коническими роликами* и с *бочкообразными роликами*.

По направлению воспринимаемой нагрузки подшипники подразделяются на *радиальные*, *упорные*, *радиально-упорные* и *упорно-радиальные*.

Радиальные шариковые подшипники – наиболее простые и дешевые. Они допускают небольшие перекосы вала (до $0,25^\circ$) и могут воспринимать не только радиальные, но и значительные осевые нагрузки. Благодаря своим достоинствам эти подшипники широко распространены в преобразователях движения ММ.

Радиальные роликовые подшипники с короткими цилиндрическими роликами способны воспринимать значительно бóльшие радиальные нагрузки, чем шариковые, но не допускают радиальных нагрузок и перекосов вала.

Радиально-упорные шариковые подшипники имеют особую форму наружного кольца, вследствие чего равнодействующая сил давления шарика на кольцо образует с диаметральной плоскостью угол α , называемый *углом контакта*.

В радиально-упорных и упорно-радиальных роликовых подшипниках используются конические ролики. Сравнение этих подшипников с радиально-упорными шариковыми показывает, что роликовые обладают существенно большей нагрузочной способностью, но гораздо хуже воспринимают перекосы вала.

Шариковые и роликовые упорные подшипники при малых размерах обладают весьма высокой нагрузочной способностью, но воспринимают только осевые нагрузки и не допускают перекоса вала.

Особую группу образуют шариковые и роликовые *радиальные сферические подшипники*. Наружное кольцо такого подшипника имеет сферическую рабочую поверхность, с которой контактируют шарики или бочкообразные ролики. Сферические подшипники способны работать при перекосах вала до $2...3^\circ$ и обеспечивать его вращение в случае установки опор в отдельных корпусах.

По габаритам подшипники разделяют на семь серий диаметров и ширин: *сверхлегкую, особо легкую, легкую широкую, среднюю, среднюю широкую, тяжелую*. Однотипные подшипники с одинаковыми диаметрами внутреннего кольца, но относящиеся к разным сериям, имеют различные размеры тел качения, и, как следствие, различную нагрузочную способность.

По классам точности различают подшипники: класса 0 (*нормальной точности*); 6 (*повышенной*); 5 (*высокой*); 4 (*особо высокой*); 2 (*сверхвысокой*). От точности существенно зависит работоспособность подшипника, но одновременно с повышением точности возрастает и стоимость. Так, с переходом от класса 0 к классу 2 относительная стоимость подшипника повышается примерно в 10 раз. Поэтому использовать высокоточные подшипники в преобразователях движения ММ рекомендуется *в обоснованных случаях*.

3.3. Методика расчета подшипников качения

3.3.1. Исходные данные для расчета

В результате расчета передач и конструирования валов (см. раздел 4) редуктора определены следующие данные, использующиеся как исходные при расчете подшипников:

- расчетные схемы валов с внешними нагрузками и реакциями опор;
- диаметры опорных поверхностей валов;
- частоты вращения валов;
- срок службы ММ;
- нагрузочная диаграмма (циклограмма);
- особые требования (например, максимальные допустимые значения кинематической погрешности и мертвого хода).

Кроме указанных, из технического задания на редуктор могут следовать дополнительные требования, например, максимальные допустимые габаритные размеры ММ, наличие и кратность динамических нагрузок и т. д.

3.3.2. Предварительный выбор подшипников

Подшипники предварительно назначают по *виду передачи, функции вала* в редукторе и *диаметру опорных поверхностей* $d_{\text{п}}$.

Валы цилиндрических зубчатых передач, как правило, устанавливают на шариковых радиальных подшипниках. Для конических и червячных передач необходимы радиально-упорные подшипники; в большинстве случаев в преоб-

разователях движения ММ применяют роликовые радиально-упорные конические подшипники. В кулачковых генераторах волновых передач используют гибкие шариковые подшипники. В тех случаях, когда на вал действуют значительные осевые силы, в подшипниковые узлы включают упорные подшипники.

Для установки быстроходного и промежуточного валов трехосного цилиндрического редуктора могут быть рекомендованы подшипники средней серии, тихоходного вала – легкой. В соосном цилиндрическом редукторе, как правило, опоры всех валов требуют подшипников средней или тяжелой серий. Обычно в обеих опорах вала располагают одинаковые подшипники.

Для валов червяков и шестерен конических передач целесообразно предварительно назначить роликовые радиально-упорные конические подшипники средней серии. Следует иметь в виду, что в передачах с постоянным направлением осевой силы менее нагруженный подшипник часто принимают более легкой серии. Опоры валов червячных колес в большинстве случаев ставят на подшипники легкой серии.

По приведенным выше рекомендациям и значению диаметра d_n выбирают подшипники и выписывают из соответствующего стандарта их основные характеристики.

Предварительно принятые подшипники требуют проверки. Поскольку в подавляющем большинстве преобразователей движения ММ валы вращаются с частотами более 1 об/мин, то далее рассматривается проверка *по динамической грузоподъемности*.

3.3.3. Проверочный расчет подшипников по динамической грузоподъемности

3.3.3.1. Шариковые радиальные подшипники

Вал установлен в двух опорах – A и B , радиальные реакции опор – соответственно R_A и R_B , осевая реакция опоры A – R_{Aa} .

Определяют отношения

$$\frac{R_{Aa}}{VR_A}; \quad (3.1)$$

$$\frac{R_{Aa}}{C_{0r}}, \quad (3.2)$$

где V – коэффициент вращения ($V = 1$ – при вращающемся внутреннем кольце; $V = 1,2$ – при вращающемся наружном кольце подшипника); C_{0r} – табличная статическая грузоподъемность подшипника, Н.

По значению (3.2) и табл. 3.1 устанавливают коэффициент влияния осевого нагружения e .

Таблица 3.1

Коэффициенты e и Y для шариковых радиальных однорядных подшипников

R_{Aa}/C_{0r}	0,014	0,028	0,056	0,084	0,110	0,170	0,280	0,420	0,560
e	0,19	0,22	0,26	0,28	0,30	0,34	0,38	0,42	0,44
Y	2,30	1,99	1,71	1,55	1,45	1,31	1,15	1,04	1,00

Сравнение величин (3.1) и e показывает *значимость осевой силы*. Если $\frac{R_{Aa}}{VR_A} \leq e$, то в дальнейшем осевую составляющую реакции опоры A не учитывают и считают подшипник нагруженным только радиально.

Следующим шагом определяют *эквивалентные нагрузки* на подшипники.

Простейшим случаем нагружения преобразователя движения является *постоянный режим*, при котором величины реакций опор не изменяются со временем. Пусть в опоре A учет осевой реакции необходим. Тогда эквивалентные нагрузки на подшипники равны

$$\begin{aligned} P_{\Sigma A} &= (VXR_A + YR_{Aa})K_{\Sigma}K_T; \\ P_{\Sigma B} &= VR_B K_{\Sigma}K_T, \end{aligned} \quad (3.3)$$

где $X = 0,56$ – коэффициент радиальной нагрузки; Y – коэффициент осевой нагрузки (см. табл. 3.1); K_6 – коэффициент безопасности (табл. 3.2); K_T – температурный коэффициент (при рабочей температуре подшипника до $125\text{ }^{\circ}\text{C}$ $K_T = 1$).

Если же осевую реакцию учитывать не нужно, то эквивалентную нагрузку на подшипник A определяют из выражения

$$P_{\text{э}A} = VR_A K_6 K_T. \quad (3.4)$$

Преобразователи движения ММ и роботов часто предназначены для выполнения вполне определенных операций, характеризующихся переменными нагрузками, скоростями движения рабочего органа и продолжительностью. В таких случаях для минимизации массы и размеров ММ необходимо учитывать *переменный характер режима нагружения*.

Учет режима нагружения производится при вычислении *приведенной эквивалентной нагрузки* на подшипник за цикл $P_{\text{эЦ}}$.

Пусть в течение цикла длительностью $t_{\text{Ц}}$ эквивалентная нагрузка на подшипник изменяется линейно от $P_{\text{эmin}}$ до $P_{\text{эmax}}$, а частота вращения вала $n = \text{const}$. Тогда приведенная эквивалентная нагрузка равна

$$P_{\text{эЦ}} = \frac{P_{\text{эmin}} + 2P_{\text{эmax}}}{3}. \quad (3.5)$$

В более сложном случае, когда цикл состоит из k участков с различной нагрузкой на подшипник, приведенная эквивалентная нагрузка равна

$$P_{\text{эЦ}} = \sqrt[3]{\frac{\sum_{i=1}^k (P_{\text{э}i}^3 t_i n)}{t_{\text{Ц}}}}, \quad (3.6)$$

где $P_{\text{э}i}$ – эквивалентная нагрузка на i -ом участке; t_i – длительность i -ого участка.

В самом общем случае, когда в зависимости от участка циклограммы изменяется не только нагрузка, но и частота вращения вала, приведенная эквивалентная нагрузка равна

$$P_{\text{эЦ}} = \sqrt[3]{\frac{\sum_{i=1}^k (P_{\text{э}i}^3 t_i n_i)}{\sum_{i=1}^k (t_i n_i)}}, \quad (3.7)$$

где n_i – частота вращения вала на i -ом участке циклограммы.

Затем находят *требуемую динамическую грузоподъемность* подшипников по формулам:

для постоянного режима нагружения

$$\begin{aligned} C_{\text{тр}A} &= P_{\text{э}A} \sqrt[3]{L \cdot 10^{-6}}; \\ C_{\text{тр}B} &= P_{\text{э}B} \sqrt[3]{L \cdot 10^{-6}}; \end{aligned} \quad (3.8)$$

для переменного режима нагружения

$$\begin{aligned} C_{\text{тр}A} &= P_{\text{эЦ}A} \sqrt[3]{L \cdot 10^{-6}}; \\ C_{\text{тр}B} &= P_{\text{эЦ}B} \sqrt[3]{L \cdot 10^{-6}}, \end{aligned} \quad (3.9)$$

где L – число оборотов вала за срок службы ММ.

Вид выражения для вычисления L зависит от того, как в техническом задании указан срок службы ММ. Если оговорен календарный срок $T_{\text{сл}}$, лет, то число оборотов вала за $T_{\text{сл}}$ вычисляют следующим образом: для первого и второго из рассмотренных случаев

$$L = 60T_{\text{сл}} n_{\text{рд}} n_{\text{см}} t_{\text{см}} n; \quad (3.10)$$

для третьего случая

$$L = 60T_{\text{сл}} n_{\text{рд}} n_{\text{см}} t_{\text{см}} \sum_{i=1}^k \frac{t_i n_i}{t_{\text{ц}}}, \quad (3.11)$$

где $n_{\text{рд}}$ – число рабочих дней в году; $n_{\text{см}}$ – число рабочих смен в сутки; $t_{\text{см}}$ – число рабочих часов в смену.

В (3.10) и (3.11) $t_{\text{ц}}$ и t_i – в минутах.

Если же задан фонд рабочего времени $T_{\text{раб}}$, то (3.10) и (3.11) соответственно преобразуются в формулы

$$L = 60T_{\text{раб}} n; \quad (3.12)$$

$$L = 60T_{\text{раб}} \sum_{i=1}^k \frac{t_i n_i}{t_{\text{ц}}}. \quad (3.13)$$

Затем сравнивают бóльшую из требуемых динамических грузоподъемностей подшипников с табличной динамической грузоподъемностью $C_{\text{табл}}$ предварительно принятого подшипника. Подшипник проработает заданный срок, если $C_{\text{тр}} \leq C_{\text{табл}}$.

Особо следует рассмотреть проверку подшипников генераторов волн волновой передачи.

В процессе расчета передачи (см. п. 2.7.5) в соответствии с величиной делительного диаметра d_1 гибкого колеса был принят гибкий подшипник кулачкового генератора или подшипники шариковые радиальные дискового генератора. Требуемая динамическая грузоподъемность подшипника равна

$$C_{r\text{тр}} = 0,01P_{\text{эЦ}} \frac{\sqrt[3]{60T_{\text{раб}}n_{\text{п}}}}{K_L}, \quad (3.14)$$

где $P_{\text{эЦ}}$ – определяют по формуле (3.7) с подстановкой в нее $P_{\text{э}i}$, найденных по (3.15); $n_{\text{п}}$ – эквивалентная частота вращения подшипника генератора волн (формула (3.16)); K_L – коэффициент, принимаемый по табл. 2.30.

Величину эквивалентной нагрузки на i -ом участке находят по выражению

$$P_{\text{э}i} = 0,6 \frac{T_{\text{т}i}}{d_1} V K_6 K_T, \quad (3.15)$$

где $T_{\text{т}i}$ – крутящий момент на тихоходном валу на i -ом участке; $V = 1,2$; K_6 – принимают в зависимости от вида генератора волн ($K_6 = 1,1$ – для кулачкового генератора; $K_6 = 1,3$ – для дискового генератора); K_T – принимают в зависимости от температуры подшипника ($K_T = 1$ – до 100°C включительно; $K_T = 1 \dots 1,05$ – от 100°C до 125°C ; $K_T = 1,05 \dots 1,4$ – от 125°C до 250°C).

Эквивалентная частота вращения подшипника равна

$$n_{\text{п}} = \sum_{i=1}^k \frac{t_i n_{\text{т}i}}{t_{\text{Ц}}}, \quad (3.1)$$

а $n_{\text{т}i}$ определяют следующим образом: для кулачкового генератора (рис. 2.16) $n_{\text{т}i} = n_{1i}$; для дискового генератора (рис. 2.17) с подвижным гибким зубчатым колесом

$$n_{\text{т}i} = \frac{d_1(n_{3i} - n_{1i})}{D_{\text{д}}}; \quad (3.17)$$

для дискового генератора с подвижным жестким зубчатым колесом

$$n_{\text{ш}} = \frac{d_1(n_{3i} - n_{2i})}{D_{\text{д}}}; \quad (3.18)$$

Полученное значение требуемой динамической грузоподъемности не должно превышать расчетную грузоподъемность, которую для гибкого подшипника находят по формулам:

при диаметре шарика $d_{\text{ш}} \leq 25,4$ мм

$$C = f_c (j \cos \gamma)^{0,7} z_{\text{ш}}^{0,67} d_{\text{ш}}^{1,8}; \quad (3.19)$$

при диаметре шарика $d_{\text{ш}} > 25,4$ мм

$$C = 3,647 f_c (j \cos \gamma)^{0,7} z_{\text{ш}}^{0,67} d_{\text{ш}}^{1,4}, \quad (3.20)$$

где $f_c = 5 \dots 5,2$ – коэффициент динамической грузоподъемности; j – число рядов шариков в подшипнике (обычно $j = 1$); γ – угол контакта тел качения с кольцами; $z_{\text{ш}}$ – количество шариков в ряду.

Стандартные $z_{\text{ш}}$ и $d_{\text{ш}}$ см. в табл. 2.27.

Осевая нагрузка на гибкий подшипник равна 0,1 радиальной, поэтому

$$\gamma = \arctg 0,1 = 5,71^\circ = 5^\circ 43', \quad (3.21)$$

и формулы (3.19) и (3.20) для $j = 1$ принимают вид

$$C = 0,996 f_c z_{\text{ш}}^{0,67} d_{\text{ш}}^{1,8} \approx f_c z_{\text{ш}}^{0,67} d_{\text{ш}}^{1,8}; \quad (3.22)$$

$$C = 3,63 f_c z_{\text{ш}}^{0,67} d_{\text{ш}}^{1,4}. \quad (3.23)$$

Расчетные динамические грузоподъемности шариковых радиальных подшипников дисковых генераторов волн указаны в стандарте на подшипники.

При выполнении условия $C_{\text{тр}} \leq C$ принятый подшипник будет обладать заданной долговечностью $T_{\text{раб}}$.

Может быть также использован другой способ оценки долговечности гибкого подшипника.

Определяют эквивалентный крутящий момент на тихоходном валу за рабочий цикл

$$T_{\text{э}} = \sum_{i=1}^k \frac{T_{\text{т}i} t_i n_{\text{ш}}}{t_{\text{ц}}}. \quad (3.24)$$

после чего находят расчетную долговечность подшипника по формуле

$$L_h = \frac{n_{\text{max}} T_{\text{max}}}{n_{\text{п}} T_{\text{э}}} \cdot 10^4, \text{ ч}, \quad (3.25)$$

где n_{max} — предельная частота вращения для подшипника по табл. 2.27; T_{max} — допустимый крутящий момент на тихоходном валу (табл. 3.2).

3.3.3.2. Радиально-упорные подшипники

В радиально-упорных подшипниках контактные линии наклонены к оси вала на угол α , что при радиальном нагружении приводит к появлению *внутренних осевых сил* S (рис. 3.1).

Значения S определяют так:

- для шариковых подшипников

$$S = eR; \quad (3.26)$$

- для роликовых подшипников

$$S = 0,83eR, \quad (3.27)$$

где e – параметр осевой нагрузки (по каталогу).

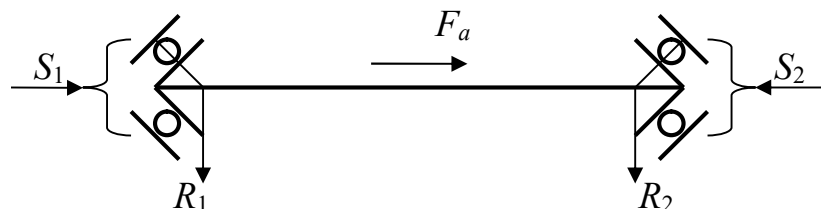


Рис. 3.1. Схема вала на радиально-упорных подшипниках (F_a – внешняя осевая сила)

Осевые нагрузки на подшипники вычисляют по формулам, приведенным в табл. 3.3.

Эквивалентную динамическую нагрузку на роликовый подшипник следует определять по формулам:

$$\begin{aligned} C_{r\text{тр}} &= P_{\text{э}} \sqrt[3,33]{L \cdot 10^{-6}}; \\ C_{r\text{тр}} &= P_{\text{эЦ}} \sqrt[3,33]{L \cdot 10^{-6}}. \end{aligned} \quad (3.28)$$

В остальном методика проверки аналогична приведенной в подпункте 3.3.3.1.

Таблица 3.2

Допустимый крутящий момент на тихоходном валу волновой передачи $T_{\max}$, Нм

Диаметр наружного кольца D , мм	Передаточное число u	Допустимый крутящий момент $T_{\max}$
100	80	180
	100	200
	125	224
	160	250
	200 и более	280
120	80	355
	100	400
	125	450
	160	500
	200 и более	560
160	80	710
	100	800
	125	900
	160 и более	1000
200	80	1400
	100	1600
	125	1800
	160 и более	2000
240	80	2800
	100	3150
	125 и более	3550
320	80	5600
	100 и более	6300

Таблица 3.3

Расчет осевых нагрузок на подшипники вала по рис. 3.1

Условия нагружения	Осевые нагрузки
$S_1 > S_2; F_a > 0$	$F_{a1} = S_1;$
$S_1 < S_2; F_a > S_2 - S_1$	$F_{a2} = S_1 + F_a$
$S_1 < S_2; F_a < S_2 - S_1$	$F_{a1} = S_2 - F_a; F_{a2} = S_2$

Контрольные вопросы

1. Дайте сравнительную характеристику подшипников скольжения и подшипников качения.

2. Перечислите разновидности подшипников по виду тел качения.
3. Перечислите разновидности подшипников по направлению воспринимаемой нагрузки.
4. Что является причиной возникновения осевой силы от радиальной нагрузки в радиально-упорном подшипнике?
5. Какую функцию в подшипнике качения выполняет сепаратор?
6. Что такое статическая грузоподъёмность и динамическая грузоподъёмность подшипника?
7. Опишите порядок проверки на долговечность шарикового радиального подшипника.

4. ВАЛЫ И ОСИ

4.1. Общие сведения

Валы и оси служат для размещения на них вращающихся деталей: зубчатых колес, шкивов, барабанов и т.п. Отличие вала от оси состоит в том, что он передает крутящий момент от одной детали к другой, а ось не передает. *Вал* всегда *вращается*, а *ось* может быть как *вращающейся*, так и *не вращающейся*.

Различают валы *прямые*, *коленчатые* и *гибкие*. В преобразователях движения ММ, как правило, применяются прямые валы. Коленчатые и гибкие валы относятся к специальным деталям и далее рассматриваться не будут.

По наличию ступеней валы делятся на *гладкие* и *ступенчатые*. Наличие ступеней связано с установкой на валу деталей и самого вала в опорах. В некоторых случаях выполнение вала или оси ступенчатой формы позволяет существенно уменьшить их массу.

Валы изготавливают *сплошными* или *полыми*. Полость либо уменьшает массу вала, либо позволяет пропустить через вал другую деталь, подвести масло к контактирующим поверхностям и т.п.

Для изготовления валов и осей применяют преимущественно *углеродистые* и *легированные стали*, предусматривающие все возможные виды упрочнения.

Далее приводится методика расчета вала преобразователя движения ММ.

4.2. Методика расчета валов

4.2.1. Исходные данные

Размеры устанавливаемых на вал элементов (зубчатых и червячных колес, посадочные диаметры подшипников и т.п.).

Значения нагрузок на эти элементы. Передаваемый валом крутящий момент.

Частота вращения вала.

Циклограмма нагружения и срок службы ММ.

Дополнительные требования (ориентировочные габаритные размеры, тип подшипников и пр.).

4.2.2. Проектировочный расчет

Определяют *характерный диаметр* вала

$$d = 10^3 \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}, \quad (4.1)$$

где T – передаваемый валом крутящий момент, Нм; $[\tau] = 20$ МПа – уменьшенное допускаемое касательное напряжение.

Для быстроходных и тихоходных валов d – диаметр выходного конца, его значение следует принять ближайшее по ГОСТ 12080 или ГОСТ 12081 к полученному по (4.1).

Для промежуточных валов d – диаметр ступеньки под зубчатым (или червячным) колесом, его значение следует принять ближайшее по ряду $Ra40$ к полученному по (4.1).

Диаметры остальных ступенек вала назначают с учетом величины характерного диаметра конструктивно, принимая во внимание требования технологии изготовления и сборки, ряд номинальных размеров, вероятные размеры подшипников и известные размеры сопряженных с валом деталей.

4.2.3. Разработка расчетной схемы

Расчетная схема представляет собой схематичное изображение вала в виде двухопорной балки. Нагрузки показывают в виде сосредоточенных сил и моментов. При необходимости балку снабжают пометками с указанием диаметров ступенек.

Быстроходный вал преобразователя движения ММ соединяют с валом двигателя без компенсирующей муфты, поэтому консольная нагрузка на его выходной конец отсутствует. Часто шестерню быстроходной ступени редуктора

насаживают прямо на вал двигателя, в результате чего необходимость в быстроходном вале отпадает.

На выходной конец тихоходного вала преобразователя движения ММ общего назначения может действовать *консольная нагрузка*, которую учитывают в виде силы, определяемой по следующим формулам:

для одноступенчатого цилиндрического редуктора

$$F_k = 125\sqrt{T_T}, \text{ Н}; \quad (4.2)$$

для двухступенчатого цилиндрического редуктора и для червячного редуктора

$$F_k = 250\sqrt{T_T}, \text{ Н}, \quad (4.3)$$

где T_T – в ньютонметрах.

Длины ступенек при разработке расчетной схемы назначают с учетом размеров деталей, ряда номинальных размеров, а также соотношений, принятых в практике конструирования.

4.2.4. Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов в поперечных сечениях вала

Данный пункт расчета подробно рассматривается в курсе «Сопротивление материалов».

4.2.5. Проверка вала на усталостную прочность

Методика проверки достаточно полно изложена в учебной литературе. Здесь же остановимся на нижеследующем отличии проверки вала преобразователя движения ММ от проверки вала редуктора общего назначения.

Разрабатывая преобразователь движения ММ, техническое задание на который содержит требование *обеспечения минимальной массы*, конструктор обязан решить вопрос о возможности и целесообразности корректировки диаметров ступенек вала по результатам проверки.

Пусть в опасном сечении вала диаметром d_{oc} запас усталостной прочности больше допускаемого, т.е. $s > [s]$. Тогда скорректированное значение диаметра достаточно точно может быть определено по формуле

$$d'_{oc} \approx d_{oc} \sqrt[3]{\frac{[s]}{s}}. \quad (4.4)$$

Допускаемый запас прочности, рекомендуемый технической литературой, $[s] = 1,6 \dots 2,1$, но при повышенных требованиях к жесткости следует принимать $[s] = 2,5 \dots 3$. В случае, когда к ММ предъявляются высокие требования в части точности, желательно обеспечить $[s] = 2,5$. В силу различных причин (минимизация массогабаритных показателей, определенная компоновка преобразователя движения и т. д.) $[s]$ может быть понижен до $[s] = 1,6$, но тогда появляется опасность возникновения слишком большой погрешности в передаче из-за деформации вала.

Изменение диаметра одного участка при сохранении принятого соотношения диаметров повлечет за собой соответствующее уменьшение диаметров остальных участков, в том числе – под подшипниками. На предыдущем этапе (подразд. 3.3) принятые предварительно подшипники были проверены по динамической грузоподъемности, их серия, а, возможно, и тип были подобраны таким образом, чтобы максимально приблизить $C_{гр}$ к C_r . Корректировка же диаметров вала делает эти подшипники непригодными, поэтому следует заново назначить подшипники и выполнить их проверку.

Контрольные вопросы

1. В чём отличие вала от оси?
2. Перечислите разновидности валов.
3. С какой целью на валах механических передач выполняют ступеньки?
4. Поясните формулу: $F_k = 125\sqrt{T_t}$.
5. Перечислите пункты методики расчёта вала.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В учебном пособии представлены конструкции и методы расчёта соединений, передач, подшипников и валов, наиболее часто применяющихся в механической составляющей мехатронных модулей. Правильностью проектирования перечисленных компонентов определяется компактность и надёжность устройства в целом, поэтому задачу, на решение которой направлено учебное пособие, можно считать выполненной.

Необходимо подчеркнуть, однако, что разработка данного учебного материала не имела целью формирование исчерпывающих знаний в области проектирования механического оборудования. Раздел «Валы и оси» дан сокращённо, и для получения более полной информации учащимся следует обратиться к специальным источникам.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. – М.: Машиностроение, 1992.

Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений. – М.: Изд. центр «Академия», 2008.

Иванов М. П., Финогенов В. А. Детали машин: учебник для академического бакалавриата. – М.: Изд-во Юрайт, 2014.

Таугер В. М. Конструирование преобразователей движения мехатронных модулей: учеб. пособие. – Екатеринбург: Изд-во УрГУПС, 2006.

Таугер В. М. Техническая механика. Детали машин: учеб. пособие – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2018.

Таугер В. М. Конструирование мехатронных модулей: учеб. пособие. – М: Изд-во «Ай Пи Ар Медиа», 2022.

И. о. проректора по учебно-методической
работе _____



МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЕ СТУДЕНТОВ

Б1.В.04 ТЕХНОЛОГИИ ПРОГРАММИРОВАНИЯ МЕХАТРОННЫХ И РОБОТОТЕХНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ

Направление -

15.03.06 Мехатроника и робототехника

Профиль -

Мехатроника и робототехника промышленных производств

Одобрены на заседании кафедры

Информатики

(название кафедры)

Зав. кафедрой

Дружинин А.В.

(Фамилия И.О.)

Протокол № 1 от 19.09.2024

(Дата)

Рассмотрен методической комиссией
факультета

Горно-механического

(название факультета)

Председатель

Председатель

Осипов П.А..

(Фамилия И.О.)

Протокол № 2 от 18.10.2024

(Дата)

Екатеринбург

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1. АБСТРАКТНЫЕ ТИПЫ ДАННЫХ И ОБЪЕКТНО-ОРИЕНТИРОВАННОЕ ПРОГРАММИРОВАНИЕ	6
2.ПРИМЕРЫ АБСТРАКТНЫХ ТИПОВ ДАННЫХ.....	9
3. ОБЗОР СРЕДСТВ ОПИСАНИЯ КЛАССОВ	11
3.1. Классы и члены	11
3.2. Конструктор и деструктор.....	12
3.3. Встроенные (inline) функции.....	14
3.4. Класс vector	17
3.5. Перегрузка операторов	19
3.6. Указатель this.....	21
3.7.Дружественные функции-операции.....	22
3.8. Класс очередь que. Шаблон класса	22
3.9. Наследование. Производные классы	24
4. ОБРАБОТКА ИСКЛЮЧИТЕЛЬНЫХ СИТУАЦИЙ.....	27
4.1. Необходимость обработки исключений.....	27
4.2. Общие принципы обработки исключительных ситуаций в C++.....	29
4.3. Возбуждение ситуации	30
4.4. Обработка исключений	32
5. РЕАЛИЗАЦИЯ ПРИМЕРОВ	34
5.1. Класс полином	34
5.2. Класс таблица	36
6. ЗАДАНИЯ ДЛЯ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ.....	39
ЛИТЕРАТУРА	41

ВВЕДЕНИЕ

Язык C++ предоставляет гибкие и эффективные средства определения новых типов. Используя определения новых типов, отвечающих понятиям проблемной области (приложениям), программист может разбивать разрабатываемую программу на части, легко поддающиеся контролю.

Новый тип создается пользователем для определения понятия, которому среди встроенных типов нет соответствия. Гораздо легче понять программу, в которой создаются типы, отвечающие понятиям проблемной области. Хорошо определенные типы делают программу ясной и короткой. Кроме того, компилятор может обнаружить недопустимое использование данных.

Такой метод построения программ называют абстракцией данных. Информация о типах содержится в объектах, тип которых определяется пользователем. Программирование с применением объектов называют объектно-ориентированным [1,2].

Язык C++ является языком объектно-ориентированного программирования (ООП). Автор языка создавал его с целью поддержки абстракции данных и объектно-ориентированного программирования. Родоначальниками языков такого типа являются языки Smalltalk и Simula 67.

Объектно-ориентированный язык — это язык программирования, на котором программа задается описанием поведения совокупности взаимосвязанных объектов. Объектно-ориентированное программирование имеет дело с объектами.

Объектно-ориентированные языки включают следующие основные черты: инкапсуляция данных, полиморфизм, наследование.

Объекты могут включать закрытые (private) данные и правила их обработки, доступные только объекту, защищенные (protected), доступные объекту и его наследникам, а также общие (public) данные и правила, которые доступны объектам и модулям в других частях программы. Важной чертой ООП является наследование, то есть возможность создавать иерархическую последовательность объектов от более общих к более специфическим объектам.

Методические указания содержат четыре основных раздела.

В первом разделе обсуждается взаимосвязь абстрактных типов данных и объектно-ориентированного программирования.

Во втором разделе приводится список примеров, в которых вводится понятие, являющееся абстракцией.

В третьем разделе дается краткий обзор средств языка C++, необходимых для реализации абстрактного понятия, причем вводимые средства показываются на конкретных примерах. Для определения нового (пользовательского) типа вводится понятие класс. С понятием класс непосредственно связаны понятия конструктор и деструктор. В этом же разделе рассматриваются простейшие средства для реализации производных классов.

Четвертый раздел посвящен обработке исключительных ситуаций, возникающих в процессе работы программ.

Пятый раздел представляет собой реализацию конкретных абстрактных понятий, а именно, реализацию полинома и таблицы.

В шестом разделе представлены задания для практических занятий.

1. АБСТРАКТНЫЕ ТИПЫ ДАННЫХ И ОБЪЕКТНО-ОРИЕНТИРОВАННОЕ ПРОГРАММИРОВАНИЕ

В языках высокого уровня можно выделить следующие категории средств определения данных:

- встроенные типы данных (integer, real, character, boolean);
- средства структурирования составных объектов (array, record, union);
- средства определения новых типов данных – это абстракция данных;
- средства отображения иерархии типов данных.

Понятие абстрактного типа [1] пришло в программирование из математики. Абстрактный объект – это то, что является предметом математического рассуждения, состоящего из определений, допущений (или постулатов) и утверждений, выводимых из определений и допущений по общепонятным правилам логического вывода (например, хорошо знакомые математикам: множества, функции, последовательности и рекурсивные структуры).

Организация данных в языках программирования базируется на понятии *типа*. К особенностям понятия типа следует отнести следующие:

- 1) тип определяет класс значений, которые могут принимать переменная или выражение;
- 2) каждое значение принадлежит одному и только одному типу;
- 3) тип значения константы, переменной или выражения можно вывести либо из контекста, либо из вида самого операнда, не обращаясь к значениям, вычисляемым во время работы программы;
- 4) каждой операции соответствует некоторый фиксированный тип ее операндов и некоторый фиксированный тип результата;

5) для каждого типа свойства значений и элементарных операций над значениями задаются с помощью аксиом;

6) при работе с языком высокого уровня знание типа позволяет обнаруживать в программе бессмысленные конструкции и решать вопрос о методе представления данных и преобразования их в вычислительной машине.

Абстракция – это инструмент познавательной деятельности человека, позволяющий лучше отразить суть дела и приводящий к абстрактным понятиям. Поэтому имеет смысл говорить о средствах абстракции в языках программирования, которые сами являются средством понимания и построения алгоритмов и обмена мыслями и результатами между программистами.

Абстрактный тип данных в языках программирования – это определение некоторого понятия в виде класса объектов с некоторыми свойствами и операциями. Такое определение оформляется как специальная синтаксическая конструкция, которая называется *классом* в языке C++.

В определение абстрактного типа данных входят следующие четыре части.

1) Внешность, содержащая имя определяемого типа (понятия), имена операций с указанием типов их аргументов и значений.

2) Абстрактное описание операций и объектов, с которыми они работают, средствами некоторого языка спецификаций.

3) Конкретное описание операций и объектов средствами языка программирования.

4) Описание связи между (2) и (3), объясняющее, в каком смысле часть (3) корректно представляет часть (2).

Внешность – это видимая часть определения, его интерфейс. Отметим, что спецификация определяет то, что важно для пользователя. А для пользо-

вателя существенным является «поведение», то есть «то, что делается», а несущественным – «то, как это делается» [1].

Главное достоинство абстракции через спецификацию состоит в несущественности способа реализации, что позволяет изменять реализацию без внесения изменений в программу.

Основные особенности средства абстракции данных:

- 1) инкапсуляция описания и представления объектов определяемого типа и описания операций над объектами;
- 2) защита инкапсулированной информации, так что детали представления не доступны вне определения абстрактного типа.

Средства абстракции данных в языке C++ включают классы, механизм управления доступом, конструкторы и деструкторы, совместное использование операций (перегрузка операций), преобразование типов, полиморфизм, обработку исключительных ситуаций.

Средства отображения иерархии классов непосредственно связаны с объектно-ориентированным программированием, для поддержки которого в языке C++ введены производные классы и виртуальные функции.

2.ПРИМЕРЫ АБСТРАКТНЫХ ТИПОВ ДАННЫХ

Спецификация абстрактных типов данных может быть выполнена на специальном формализованном языке [1]. Приведем примеры абстрактных типов данных, используя неформальный язык.

Пример 1. Опишем понятие стек (stack). Стек представляет собой последовательность элементов некоторого типа, которая характеризуется свойством: "последний вошел – первый вышел" (Last In - First Out) и над которой выполняются следующие операции:

- создать стек;
- положить в стек;
- проверить, пуст ли стек;
- проверить, переполнен ли стек;
- взять элемент, находящийся в вершине стека, удаляя его из стека;
- показать элемент, находящийся в вершине стека, т.е. взять элемент, находящийся в вершине стека, не удаляя его из стека.

Пример 2. Опишем понятие очередь (Query). Очередь представляет собой последовательность элементов некоторого типа, которая характеризуется свойством: "первый вошел – первый вышел" (First In - First Out) и над которой выполняются следующие операции:

- создать очередь;
- послать в очередь;
- проверить, пуста ли очередь;
- проверить, переполнена ли очередь;
- взять элемент.

Пример 3. Опишем понятие вектор (vector). Вектор представляет собой последовательность из n элементов со следующими операциями:

- создать вектор с заданным количеством элементов;
- добавить вектор;
- вычесть вектор;
- присвоить вектор вектору;
- показать вектор.

Пример 4. Опишем понятие полином (polynom). Полином – это алгебраическое выражение вида

$$y = a_0 \cdot x^n + a_1 \cdot x^{n-1} + \dots + a_{n-1} \cdot x + a_n$$

Это значит, что полином определяется степенью n и последовательностью из $n+1$ коэффициентов. Над полиномом предусматриваются следующие операции:

- создать полином по заданной степени и коэффициентам;
- прибавить заданный полином;
- вычесть заданный полином;
- взять наибольшую степень полинома;
- взять коэффициент полинома при заданной степени;
- вычислить полином по заданному значению аргумента;
- выдать полином.

Пример 5. Опишем понятие таблицы. Таблица – это последовательность элементов заданной структуры со следующими операциями:

- создать таблицу с заданным количеством элементов;
- выбрать элементы таблицы по условию;
- сортировать таблицу по различным полям;
- показать таблицу.

3. ОБЗОР СРЕДСТВ ОПИСАНИЯ КЛАССОВ

В определении нового типа главное – отделить внешность, которая существенна для его правильного использования, от конкретной реализации, связанной с форматом данных для хранения объекта типа и операций над объектом. Доступ к таким типам ограничен заданным множеством операций (функциями доступа).

Средством определения нового типа в C++ является понятие класса.

3.1. Классы и члены

Класс – это определяемый пользователем тип. Класс специфицирует данные, необходимые для представления объекта этого типа, и множество операций для работы с объектами.

Определение класса имеет две части: закрытую часть (*private*), содержащую информацию для разработчика, и открытую часть (*public*), являющуюся интерфейсом для пользователя.

Доступ к объектам класса ограничивается множеством функций, которые описываются в интерфейсной части класса. Такие функции называются *функциями – членами*. Пользователь может обращаться только к этим функциям.

Опишем тип стек (*stack*) (пример 1 в разделе 2). Стек будем располагать в динамической памяти. Поэтому элемент стека – это структура, состоящая из информационной части и ссылки на следующий элемент.

```
class STACK
{ private:
    struct sp
```

```

        {   int inf;
            struct sp *next;
        };

        sp *s;
    public:
    CREATE();           //  создать стек
    int top();          //  показать элемент
    push(int x);        //  добавить элемент
    int pop();          //  взять элемент
    int empty();        //  проверить, пуст ли стек
    int full();         //  проверить, переполнен ли стек
};

```

Для того чтобы пользоваться объектом стек, его нужно описать:

```
STACK  st;
```

Объект `st` создаётся и инициализируется функцией-членом `CREATE()`, специально описанной для этой цели. При этом пользователь должен не забыть вызвать функцию `CREATE()`:

```
st.CREATE();
```

Но в языке C++ есть более удобный подход, а именно, определяется специальная функция, предназначенная для инициализации объекта. Эта функции называется *конструктором*.

3.2. Конструктор и деструктор

Конструктор – это предписание, как создавать значение данного типа. Конструктор распознается по тому, что имеет то же имя, что и сам класс. Поэтому в примере роль операции создать стек `CREATE()` выполняет специальная функция `STACK()`. Функция вызывается автоматически при объявлении объекта типа `STACK`.

Определяемый пользователем тип всегда имеет конструктор, так как необходимы выделение памяти и инициализация объектов.

Для обеспечения уничтожения объектов используется специальная функция класса, называемая *деструктором*. Когда закончена работа с объектом, автоматически вызывается деструктор.

Деструктор имеет такое же имя, как и класс, только перед ним ставится знак тильды (~).

Для класса `STACK` деструктором является `~STACK()`.

Опишем объект стек с использованием конструктора и деструктора, а также выполним реализацию функций-членов.

Вариант 1.

```
class STACK
{ private:
    struct sp
    {   int inf;
        struct sp *next;
    };
    sp *s;
public:
    STACK() { s=0; }
    ~ STACK()
    { while (s!=0) delete s; }
    int top()
    { return s->inf;
    }

    push(int x)
    { sp *p;
      p=new sp;  p->inf=x; p->next=s;
      s=p;
    }

    int pop()
    { sp *p;  p=s;
      int r=p->inf; s=p->next;
      delete p;
      return r;
    }
    int empty()
```

```

        { return s==0;
        }
int full()
{   sp *p;
    p=new sp;
    if (p!=0)
        { delete p; return 1; }
    else return 0;
}
};

```

3.3. Встроенные (inline) функции

Функции-члены, реализованные в классе, являются встроенными (inline). Это значит, что после компиляции в объектном коде программы пользователя вместо вызовов функций-членов будут подставлены уже преобразованные тела функций, т.е. произойдёт макроподстановка. Другими словами нет затрат на вызов функции.

Удобно реализацию функций-членов выполнять вне класса. Но в этом случае описатель inline должен быть указан явно. Следует отметить, что описатель inline эффективно использовать для коротких операций (таких, как в нашем случае со стеком).

Для того чтобы вне класса был доступ к членам класса, используется операция :: разрешения области видимости. Операнд в левой части операции :: должен быть именем класса.

Вариант 2.

```

class STACK
{   private:
    struct sp
    {   int inf;
        struct sp *next;
    };
    sp *s;

```

```

    public:
    STACK()    { s=0;}
    ~STACK()
        { if (s!=0) delete s;}
    int top();
    push(int x);
    int pop();
    int empty();
    int full();
};

inline int STACK :: top()
{ return s->inf;
}

STACK :: push(int x)
{ sp *p;
  p=new sp;  p->inf=x; p->next=s;
  s=p;
}

inline int STACK :: pop()
{ sp *p;
  p=s;
  int r=p->inf;s=p->next;
  delete p;
  return r;
}

inline int STACK :: empty()
{ return s == 0;
};

inline int STACK :: full()
{ sp *p;
  p=new sp;
  if (p!=0)
      { delete p; return 1; }
  else return 0;
};

```

Конструктор и деструктор тоже можно определять вне класса.

Следует отметить, что конструктор не может иметь тип возвращаемого значения. Нельзя вызывать функцию–конструктор в явном виде.

Приведем программу, в которой используется класс стек для решения следующей задачи: проверить правильность расстановки круглых скобок в арифметическом выражении.

Алгоритм анализа скобок заключается в следующем:

- если встретилась левая скобка, то она заносится в стек;
- если встретилась правая скобка, то она выталкивает из стека левую скобку в случае, если стек оказался не пуст, иначе устанавливается ошибочная ситуация;
- если по окончании просмотра арифметического выражения стек пуст, то проверка прошла успешно, иначе устанавливается ошибочная ситуация.

Будем предполагать, что класс STACK находится в заголовочном файле stack.h. Описание этого класса соответствует варианту 1 или варианту 2 с той лишь разницей, что информация в стеке будет символьного типа.

Программа:

```
#include <stdio.h>
#include <conio.h>
#include <iostream.h>
#include <string.h>
#include <stdlib.h>
#include "stack.h"
void main()
{ STACK a;
  char x;
  int n, i, B;
  char *s;
  cout << "\n vvod  str";
  cin >> s;
  n=strlen(s);
  i=0;  B=1;
  while (B && (i<n))
```

```

    {   if (s[i]=='(')   a.push(s[i]);
        if (s[i]==')')
            if (a.empty()) B=0; else x=a.pop();
        i++;
    }
    if ((B) && (i==n) && (a.empty()))   cout <<"\n yes";
    else cout <<"\n no";
    getch();
}

```

3.4. Класс vector

Конструктор аналогично другим функциям может иметь параметры. Кроме того, класс может иметь несколько конструкторов.

Рассмотрим класс vector с точки зрения использования различных конструкторов.

Когда объект создается, бывает необходимо присваивать элементам объекта конкретные значения. Это достигается передачей значений в качестве параметров. В классе STACK использовался конструктор без параметра. Конструктор без параметра называется конструктором по умолчанию, конструктор с параметром называется конструктором инициализации. Конструктор с параметром, который имеет тип класса называется копирующим конструктором (*copу-конструктор*). В классе vector используются конструкторы с одним параметром, двумя параметрами и *copу-конструктор*.

```

class vector
{ private:
    int *v;   int s;
public:
    vector(int s1)
        { s=s1;   v=new int[s];   }
    vector(int _n,int *n);
    vector(const vector &y);

```

```

        ~vector()
        { delete [ ]v; };
    void    vv_vect();
    void show();
};

vector::vector(int s1,int *n)
{ s=s1;
  v=new  int[s];
  for(int i=0;i<s;i++)
      v[i]=n[i];
};

vector::vector(const vector &y)
{ s=y.s;
  v=new  int[s];
  for(int i=0;i<s;i++)
      v[i]=y.v[i];
}

void vector::vv_vect()
{ cout<<"\nVvod vectora\n";
  for (int i=0;i<s;i++)
      cin>>v[i];
  cout<<"\nVector vveden\n";
};

void vector::show()
{  for (int i=0;i<s;i++)
      cout<<v[i]<<" ";
};

```

Приведём примеры описания объекта класса vector.

Описание: vector a(n);

К моменту этого описания значение n должно быть определено. Автоматически будет вызван конструктор

vector(int s1);

и вектору a будет выделена память для n значений целого типа.

Описание: `vector d(m,y);`

Автоматически будет вызван конструктор

`vector(int s1,int *n)`

и в этом случае вектору `d` будет выделена память для `m` значений целого типа и скопированы `n` значений из области `y`.

Описание: `vector c(a);`

Автоматически будет вызван *copy-конструктор*

`vector(vector &y)`

и элементам вектора `c` будут присвоены значения элементов вектора `a`.

Приведем фрагменты использования класса `vector`.

```
int n,m;
int y[]={6,3,6,5,9};
cout <<"\n введите n,m " <<" ";
cin >> n >> m;
vector a(n);
a.vv_vect();
a.show();
```

```
vector d(m,y);
d.show();
vector c(a);
a.show();
```

3.5. Перегрузка операторов

Определим в классе `vector` операторы (операции): добавление вектора (символ `+`), вычитание вектора (символ `-`) и присваивание вектора (символ `=`).

```
class vector
{ private:
    int *v;int s;
  public:
```

```

vector(int s1)
{ s=s1;   v=new int[s];
  }
vector(int _n,int *n);
vector( vector &y);
~vector()
{ delete []v; };
void vv_vect();
void show();
vector operator+(vector n);
vector operator-(vector n);
vector operator=(vector n);

};

```

Вне класса определим реализацию введённых операторов.

```

vector vector::operator+(vector n)
{
  vector t(s);
  for (int i=0;i<s;i++) t.v[i]=v[i]+n.v[i];
  return t;
};

```

```

vector vector::operator-(vector n)
{
  vector t(s);
  for (int i=0;i<s;i++) t.v[i]=v[i]-n.v[i];
  return t;
};

```

```

vector vector::operator=(vector n)
{
  if (n.s<s) s=n.s;
  for (int i=0;i<s;i++) v[i]=n.v[i];
  return *this;
};

```

Приведём фрагмент программы, использующий описанные операторы.

```
a=a-d;
cout<<"\n vect a=a-d  "<<" " ;  a.show();
a=a+d;
cout<<"\n vect a=a+d  "<<" " ;  a.show();
```

Возможно, что для объекта `vector` естественней было бы использовать вызовы функций, а именно, для операции вычесть `a.minus(d)`, добавить `a.add(d)`.

3.6. Указатель `this`

Каждой функции–члену передается указатель на объект, для которого она вызвана. Таким указателем является служебное слово `this`. Доступ к объекту внутри функции – члена производится с помощью этого указателя `this`.

Служебное слово `this` используется при перегрузке операций.

Операции сложения и вычитания реализуем, используя указатель `this`:

```
vector vector :: operator+(vector n)
{ if (n.s<s)  s=n.s;
  for (int i=0;i<s;i++) v[i]= v[i]+n.v[i];
  return *this;
};
vector vector :: operator-(vector n)
{
  if (n.s<s)  s=n.s;
  for (int i=0;i<s;i++) v[i]=v[i]-n.v[i];
  return *this;
};
```

3.7. Дружественные функции-операции

Функции-операции могут быть членами класса или дружественными функциями класса. При объявлении дружественной функции должны передаваться два параметра для бинарных операций и один для унарных операций. Дружественными функциями не могут перегружаться операции присваивания `=`, индексирования `[ ]`, а также `()` и `->`.

Рассмотрим перегрузку операции сложения `+` для класса `vector` с помощью дружественной функции. Описание в классе будет иметь вид:

```
friend vector operator + (vector v1, vector v2);
```

Реализация этой операции вне класса:

```
vector operator + (vector v1, vector v2)
{
    int s;
    if (v1.s < v2.s)    s = v1.s ;    else s = v2.s;
    vector t(s);
    for (int i = 0; i < s; i++) t.v[i] = v1.v[i] + v2.v[i];
    return t;
}
```

3.8. Класс очередь `que`. Шаблон класса

Средством реализации полиморфизма в языке C++ является шаблон класса. На примере объекта очереди покажем использование шаблона класса: `template <class T>`.

Это описание указывает на то, что описывается параметризованный тип, имеющий параметром тип `T`.

```
template <class T>
```

```

class QUE
{
private:
    struct link
    {
        T inf;
        link *next;
    };
    link *start,*end;
public:
    QUE ();
    ~QUE ();
    void add(T elem);
    T get();
    int empty();
};

```

Приведем реализацию введенных операций.

```

template <class T>
QUE <T>:: QUE ()
{
    start=end=0;
};

template <class T>
void QUE <T> :: add(T elem)
{
    link *p;
    p=new link;
    p->inf=elem;
    p->next=0;
    if (start==0 && end==0) start=p;
    else end->next=p;
    end=p;
};

template <class T>
T QUE <T> :: get()
{
    link *p;
    T buf;
    p=start;
    buf=p->inf;
    start=start->next;
    delete p;
    return buf;
};

template <class T>
QUE <T>::~~ QUE ()

```

```

{ link *p;
  while (start!=0)
  {
    p=start;
    start=start->next;
    delete p;
  };
};

```

Приведем фрагменты программы, использующие класс очередь.

```

QUE <int> ocher;
int x;
scanf ("%d", &x);
ocher.add(x);
printf ("%d\n", ocher.get());
.....
QUE <float> ocher1;
int m;
float y;
scanf ("%f", &y);
ocher1.add(y);
printf ("%f\n", ocher1.get());

```

Аналогично можно описать параметризованный класс стек или класс вектор.

3.9. Наследование. Производные классы

Наследование является важной особенностью объектно-ориентированных языков. Для того чтобы отобразить иерархические связи, выражающие общность между классами, вводится понятие производного класса.

В языке C++ наследуемый класс называют базовым классом, наследующий класс – производным классом. Производный класс наследует свой-

ства базового класса. Поэтому отношение базовый–производный между классами называется наследованием.

Покажем наследование классов на примере объекта очередь. Пусть нам нужно над последовательностью элементов очереди выполнить дополнительно следующую операцию: определить, есть ли среди элементов нулевые. Основные операции над объектом определены в классе QUE. Это операции: добавить элемент

```
void add(T elem);
```

и взять элемент

```
T get();
```

Для простоты опишем класс очередь QUERY без использования шаблона класса.

```
class QUERY
{ private:
  struct link
  { int inf;
    link *next;
  };
  link *start,*end;
public:
  QUERY ();
  ~QUERY ();
  void add(int elem);
  int get();
  int empty();
};
```

Для реализации новой операции можно ввести производный класс, ссылаясь на класс QUERY как базовый. Назовем производный класс QUE_0.

```
class QUE_0 : public QUERY
{ public:
  int def_0 ();
};
```

Вне класса опишем новую операцию:

```

int QUE_0 ::def_0 ()
{ link *p=start;
  while (p!= end)  and  (p->inf !=0 )
    p=p->next;
  if (p->inf == 0 ) return 1;
  else return 0;
}

```

Когда один класс наследует другой класс, все элементы, определенные как private в базовом классе, не имеют доступа в производном классе.

Для того чтобы в классе QUE_0 был доступ к данным класса QUERY, необходимо использовать доступ protected. Описание класса QUERY будет иметь вид:

```

class QUERY
{ protected:
  struct link
  { int inf;
    link *next;
  };
  link *start,*end;

public:
  QUERY();
  ~QUERY();
  void add(int elem);
  int get();
  int empty();
};

```

В нашем примере конструктор базового класса представлен без параметра. В этом случае производный класс может не иметь конструктор.

4. ОБРАБОТКА ИСКЛЮЧИТЕЛЬНЫХ СИТУАЦИЙ

4.1. Необходимость обработки исключений

Во время своей работы программа иногда сталкивается с нештатными ситуациями. Например, вызванный метод некоторого объекта может обнаружить у себя внутренние проблемы (неверные значения полей, в результате чего может произойти, например, деление на ноль) или найти ошибки в других объектах или входных данных. Следовательно, необходим некоторый механизм обнаружения и обработки нештатных ситуаций (исключений) в программе.

Когда программа конструируется из отдельных модулей и особенно когда эти модули находятся в независимо разработанных библиотеках, обработка ошибок должна быть разделена на две части:

- 1) генерация информации о возникновении ошибочной ситуации, которая не может быть разрешена локально;
- 2) обработка ошибок, обнаруженных в других местах.

Автор библиотеки может обнаружить ошибки времени выполнения, но, как правило, не знает, что делать в этом случае. Пользователь библиотеки может знать, как поступить в случае возникновения ошибок, но не в состоянии их обнаружить (иначе их поиск не перепоручался бы библиотеке). Для помощи в решении подобных проблем в языке C++ введено понятие *исключения*. Фундаментальная идея состоит в том, что функция (метод), обнаружившая проблему, но не знающая, как ее решать, *возбуждает* (throw) исключение в надежде, что вызвавшая её функция (прямо или косвенно) может решить проблему. В функции, которая хочет решать проблемы данного типа, можно указать, что она *перехватывает* (catch) такие исключения.

Такой стиль обработка ошибок предпочтительнее многих традиционных методов. Рассмотрим альтернативы. При обнаружении проблемы, которая не может быть решена локально, программа может:

- а) прекратить выполнение,
- б) вернуть специальное «ошибочное» значение,
- в) вернуть какое-то допустимое значение и оставить программу в ненормальном состоянии,
- г) вызвать функцию, предназначенную для обработки ошибки.

Вариант а) – прекратить выполнение – это то, что происходит по умолчанию, когда не перехватывается исключение. Библиотечная функция, безусловно завершающая выполнение, не может использоваться в программе, первое требование к которой – надежность.

Вариант б) – вернуть специальное «ошибочное» значение – не всегда выполним, т.к. часто просто нет приемлемого ошибочного значения (например, при возврате целого любое из них может быть приемлемо). Даже когда такой подход применим, он часто неудобен, потому что он вынуждает программиста каждый раз проверять результат на ошибочное значение. Это легко может увеличить размер программы.

Вариант в) – вернуть допустимое значение и оставить программу в ненормальном состоянии – имеет тот недостаток, что вызывающая функция может не заметить, что программа находится в ненормальном состоянии. Например, многие стандартные функции библиотеки C устанавливают значение глобальной переменной `errno` для индикации ошибки. Однако программы в большинстве случаев не проверяют эту переменную достаточно систематически, чтобы избежать последующих ошибок. Более того, использование глобальных переменных для записи информации об ошибках работает неудовлетворительно при наличии параллельных процессов.

Вариант г) – вызвать функцию, предназначенную для обработки ошибки – возлагает на вызванную функцию решение проблемы одним из перечисленных выше способов.

Механизм обработки исключений предоставляет альтернативу традиционным методам. Он позволяет отделить код обработки ошибок от собственного кода алгоритма, делая программу более понятной и более «чистой». В результате получаем более регулярный способ обработки ошибок, что упрощает взаимодействие между отдельно написанными фрагментами программы.

4.2. Общие принципы обработки исключительных ситуаций в C++

Механизм обработки ситуаций дает способ передачи управления из точки выполнения программы в расположенную выше по управлению точку, в которой определен *обработчик исключений* (exception handler). Главная идея состоит в том, что функция, сталкивающаяся с неразрешимой проблемой, объявит исключительную ситуацию, в надежде на то, что вызвавшая ее (прямо или косвенно) функция может решить проблему. Обработчик ситуации будет вызван только в случае исполнения *выражения-возбуждения-ситуации* внутри так называемого *блока-с-контролем* или в функциях, вызванных из этого блока. В C++ синтаксис возбуждения ситуации выглядит следующим образом:

выражение-возбуждения-ситуации:

throw выражение

Выражение-возбуждения-ситуации в C++ является выражением некоторого типа. *Выражение-возбуждения-ситуации* иногда еще называют точкой возникновения (возбуждения) ситуации (throw-point). О части програм-

мы, в которой исполнилось *выражение-возбуждения-ситуации*, говорят, что в ней возникла ситуация (она возбудила ситуацию).

Рассмотрим, каким образом в C++ можно определить и обработать ошибки диапазона, возникающие в классе Vector.

```
class Vector {
    int* p;
    int* sz;
public:
    class Range { }; // класс ситуаций

    int& operator[] (int i);
    // . . .
};
```

Объекты класса Range предназначены для использования в качестве исключений и возбуждать последние следующим образом:

```
int& Vector::operator[] (int i)
{
    if (0<=i && i<sz) return p[i];
    throw Range();
}
```

В общем случае исключения новых типов следует создавать тогда, когда программист хочет обрабатывать ошибки одного типа и пропускать ошибки других типов.

4.3. Возбуждение ситуации

При возбуждении ситуации управление передается на один из обработчиков ситуации. При этом посылается объект, и тип этого объекта определяет, какой обработчик может перехватить данную ситуацию.

Например, ситуация

```
throw "Help!";
```

может быть перехвачена некоторым обработчиком типа `char*`:

```
try {  
    // . . .  
} catch (const char* p) {  
    // здесь реакция на ситуацию типа символьной строки  
}
```

а ситуация

```
class Overflow {  
    // . . .  
public: Overflow(char, double, double);  
};  
void f(double x) {  
    // . . .  
    throw Overflow('+', x, 3.45e107);  
}
```

может быть перехвачена обработчиком

```
try {  
    // . . .  
    f(1.2);  
    // . . .  
} catch (Overflow& oo) {  
    // здесь обработчик ситуации типа Overflow  
}
```

При возникновении ситуации управление передается на ближайший обработчик соответствующего типа; "ближайший" – тот, в чей *блок-с-контролем* управление попало в последний раз; "соответствующий тип" определяется ниже.

Выражение-возбуждения-ситуации создает временный объект, тип которого статически определяется операндом операции `throw`, и затем инициализирует им переменную, указанную в описании обработчика.

В C++ *выражение-возбуждения-ситуации* без операнда повторно возбуждает обрабатываемую ситуацию. *Выражение-возбуждения-ситуации* без операнда может появиться только в обработчике исключения или в функции, явно или неявно вызванной из него. Например, код, который нужно выполнить при возникновении какой-либо ситуации, не обрабатывая ее полностью, мог бы быть написан так:

```
try {  
    // . . .  
}  
catch (...) { // перехват ситуации  
               // частичная обработка ситуации  
    throw;  
// передача ситуации некоторому другому обработчику  
}
```

4.4. Обработка исключений

Функция, нуждающаяся в обнаружении возбужденной ситуации, должна поместить вызов функции в *блок-с-контролем* с реакцией на ситуацию. Такой блок имеет следующий синтаксис в C++:

блок-с-контролем:

```
try { ... }  
catch (объявлении-ситуации 1) { реакция 1 }  
catch (объявлении-ситуации 2) { реакция 2 }  
catch (...) { реакция n }
```

Например:

```
void f(Vector& v)
{
    // . . .
    try
    {
        do_something(v);
    }
    catch (Vector::Range)
    {
        // реакция на исключение типа Vector::Range
        // так как do_something() вызвало ситуацию,
        // делаем что-то другое,
        // попадаем сюда только, если обращение к
        // do_something() приводит
        // к вызову Vector::operator[](i) с плохим
        // индексом
    }
    // . . .
}
```

Конструкция

```
catch (/* . . . */) { }
```

представляет собой обработчик ситуации. Он может использоваться только сразу за *блоком-с-контролем* или непосредственно за другим обработчиком (если есть несколько обработчиков разных типов).

Многоточие (. . .) в *объявлении-ситуации* дает отождествление для любой ситуации. Обработчик с многоточием, если он есть, должен быть последним в своем *блоке-с-контролем*.

5. РЕАЛИЗАЦИЯ ПРИМЕРОВ

5.1. Класс полином

```
class stp          // Базовый класс
{ protected:
  int n;
  stp(){};
  stp(int st)
    {n=st;}
};
```

Класс полином `poli` является производным классом.

```
class poli: public stp
{ public:
  int *a;
  poli(){};
  poli(int s){ n=s;};
  ~poli()    { delete []a;};
  void cr_poli();
  poli(poli &y);
  int operator()(int );
  friend poli  operator+ (poli  bb, poli cc);
  poli & operator= (poli bb);
  void prosm();
};

poli & poli:: operator= (poli bb)
{ n=bb.n;
  for (int i=0;i<=n;i=i+1) a[i]=bb.a[i];
  return *this;
};

poli::poli(poli &y)
{ n=y.n;  a=new int[n+1];
  for(int i=0;i<=n;i++)
    a[i]=y.a[i];
};
```



```

void poli::cr_poli()
{ a=new int[n+1];
  cout<<"ВВЕДИТЕ КОЭФ-ТЫ "<<n;
  for (int i=0;i<=n;i++)
    cin>>a[i];
}

int poli:: operator()(int x)
{ int k=n;
  float r;
  r=a[0];
  for (int i=1;i<=k;i=i+1)
    r=r*x+a[i];
  return r;
}

poli operator+ (poli bb, poli cc)
{ int i,k,l;
  k=bb.n; l=cc.n;
  if (k>=l)
  { poli r(k);
    for (i=0;i<=k;i++) r.a[i]=bb.a[i];
    for (i=0;i<=l;i++)
      r.a[k-l+i]=r.a[k-l+i]+cc.a[i];
    return r;
  };
  poli t(l);
  for (i=0;i<=l;i++) t.a[i]=cc.a[i];
  for (i=0;i<=k;i++)
    t.a[l-k+i]=t.a[l-k+i]+bb.a[i];
  return t;
}

void poli:: prosm()
{ int i;
  for (i=0;i<=n;i++)
    cout <<a[i]<<" ";
  cout<<"\n";
} ;

```

5.2. Класс таблица

```
class zap          // Базовый класс
{ protected:
    char fio[31];
    char pr[10];
    int a1;
public:
    zap(){};
    zap(zap &z)
    { strcpy(fio,z.fio);
      strcpy(pr,z.pr);    a1=z.a1;
    };
    int get(){ return a1;};
    char* get_f()
        { char *s; s=strdup(fio);
          return s;
        };
    void input();
    void output();
};

class table : public zap
{ public:
    zap *a;  int n;
    table(){};
    table(int s){ n=s;};
    ~table()    { delete []a;};
    void cr_table();
    void sort(int t);
    void sort(char t);
    void show();
};

void zap::input()
{  cout<<"\nVvod fio\n";      cin>>fio;
   cout<<"\nVvod pred\n";     cin>>pr;
   cout<<"\nVvod ball\n";     cin>>a1;
};

void zap::output()
{ cout<< fio <<" " <<pr<<" " <<a1<<" ";
```

```

};
void table :: cr_table()
{ a=new zap [n];
  for(int i=0;i<n;i++)
    a[i].input();
  cout <<"\n таблица создана \n";
};
void table :: show()
{ int i;
  for(i=0;i<n;i++)
  { a[i].output();
    cout <<"\n ";
  };
};
int SRAVN(int a,int b)
{ if(a>b) return 1;
  else return 0;
};
int SRAVN(char a[],char b[])
{ char *u,*v;
  u=strdup(a);v=strdup(b);
  if (strcmp(u,v)>0) return 1;
  else return 0;
};
void table :: sort(char t)
{ zap s; int i,j;
  for (i=n-1;i>0;i--)
  { int k=0;
    for (j=1;j<i;j++)
      if (SRAVN(a[j].get_f(),a[k].get_f())) k=j;
    s=a[k];a[k]=a[i];a[i]=s;
  }
};
void table :: sort(int t)
{ zap s;
  int i,j;
  for (i=n-1;i>0;i--)
  { int k=0;
    for (j=1;j<i;j++)
      if (SRAVN(a[j].get(),a[k].get())) k=j;
    s=a[k];a[k]=a[i];a[i]=s;
  }
};

```

}

6. ЗАДАНИЯ ДЛЯ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ

1) Описать класс «Дробное число со знаком». Число должно быть представлено двумя полями: целая часть – длинное целое число со знаком, дробная часть – беззнаковое короткое целое число. Реализовать арифметические операции сложения, вычитания, умножения, деления и операцию сравнения дробных чисел. Написать текст программы на языке C++, демонстрирующей функционал объектов, порожденных от класса.

2) Описать класс «Деньги» для работы с денежными суммами. Денежная сумма должна быть представлена двумя полями: длинное целое число для рублей и беззнаковое короткое целое число – для копеек. Дробная часть денежной суммы (копейки) при выводе на экран должна быть отделена от целой части запятой. Реализовать сложение сумм, вычитание сумм, деление сумм, деление суммы на дробное число, умножение суммы на дробное число, операцию сравнения сумм и преобразование денежной суммы в символьную строку. Написать текст программы на языке C++, демонстрирующей функционал объектов, порожденных от класса.

3) Описать класс «Трапеция», поля класса – координаты четырех точек на плоскости: координаты – числа с плавающей запятой. Предусмотреть в классе конструктор и методы: проверка, является ли фигура, образованная четырьмя точками трапецией; проверка, является ли фигура, образованная четырьмя точками равнобедренной трапецией, вычисление длины каждой стороны, вычисление периметра трапеции, вычисление площади трапеции. Написать текст программы на языке C++, демонстрирующей функционал объекта, порожденного от класса.

4) Описать класс «Комплексное число», поля класса - действительная и мнимая части комплексного числа являются числами с плавающей запятой и находятся в закрытом разделе класса. Предусмотреть в классе конструктор и методы: присваивание комплексному числу значения, сложение комплексных чисел, вычитание комплексных чисел, умножение комплексных чисел, деление комплексных чисел и преобразование комплексного числа в символьную строку. Написать текст программы на языке C++, демонстрирующей функционал объектов, порожденных от класса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Невская, Е.С. Искусство программирования [Текст]: Учеб. пособие для вузов / Е.С. Невская, А.А. Чекулаева, М.И. Чердынцева – Москва: Вузov-ская книга, 2002. - 207 с.
2. Страуструп, Б. Язык программирования C++ для профессионалов [Текст] / Б. Страуструп. – Москва: Интернет-Университет Информационных Технологий, 2006. – 568 с.

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»



И. о. проректора по учебно-методической работе _____
УТВЕРЖДАЮ В. В. Зубов

**Методические указания
к выполнению лабораторных работ
Часть 1**

**Б1.В.05 МИКРОПРОЦЕССОРНАЯ ТЕХНИКА В МЕХАТРОНИКЕ И
РОБОТОТЕХНИКЕ**

Направление -

15.03.06 Мехатроника и робототехника

Профиль -

Мехатроника и робототехника промышленных производств

Одобрены на заседании кафедры

Технической механики

(название кафедры)

Зав. кафедрой

_____ (подпись)

Волков Е. Б.

(Фамилия И.О.)

Протокол № 1 от 13.09.2024

(Дата)

Рассмотрены методической комиссией
факультета

Горно-механического

(название факультета)

Председатель

_____ (подпись)

Осипов П.А.

(Фамилия И.О.)

Протокол № 2 от 18.10.2024

(Дата)

Екатеринбург

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. ОБЩЕЕ ОПИСАНИЕ СТЕНДА	4
1.1 Назначение стенда	4
1.2 Состав	5
1.3 Технические характеристики стенда	5
2. ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ.....	6
2.1 Работа №1. Изучение контроллера ОВЕН ПЛК-160.....	6
2.2 Работа №2. Основы работы со SCADA-системой.....	42

1. ОБЩЕЕ ОПИСАНИЕ СТЕНДА

1.1 Назначение стенда

Лабораторный стенд предназначен для изучения программируемого логического контроллера с объектом управления в виде мехатронного модуля – сборки деталей. Стенд позволяет изучить основы построения систем цикловой автоматики. Элементная база мехатронного модуля состоит из ленточного конвейера с электроприводом постоянного тока, модуля подачи базовых деталей, модулей подачи крышек из различного материала, пневматических толкателей и датчиков различного типа.

Внешний вид учебного комплекта представлен ниже (см. Рисунок 1).

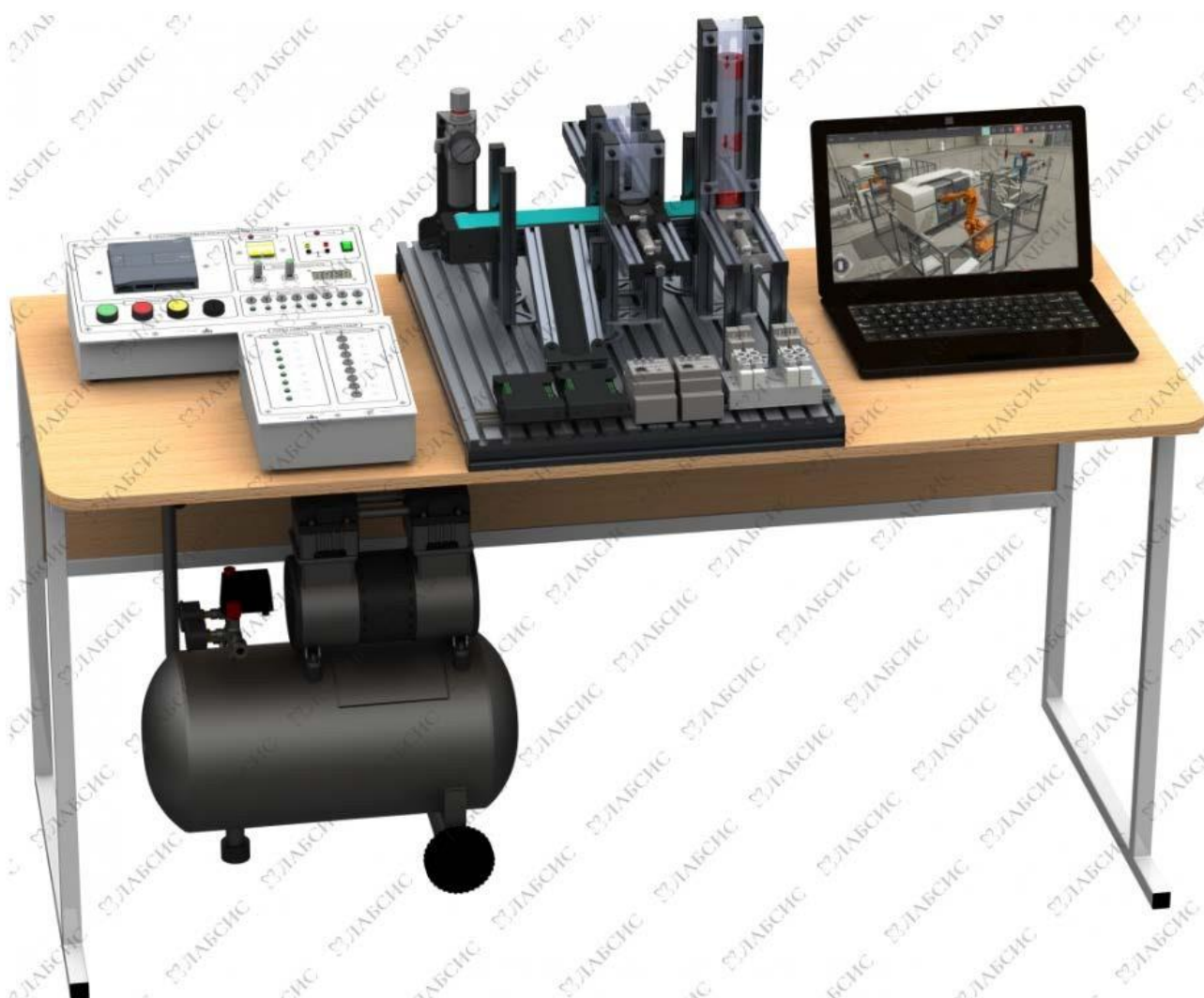


Рисунок 1 – Внешний вид стенда ММ-СБ-НН

1.2 Состав

Лабораторный стенд включает в себя следующие компоненты (см. Таблица 1).

Таблица 1

№	Наименование	Кол-во
1	Моноблок, содержащий: источник питания, программируемый логический контроллер, элементы индикации и управления	1 шт.
2	Мехатронный модуль сборки деталей	1 шт.
3	Модуль пульта симуляции	1 шт.
4	Компрессор	1 шт.
5	Ноутбук	1 шт.
7	Комплект кабелей и принадлежностей для проведения лабораторных работ	1 шт.
8	Техническое описание	1 шт.
9	Методические указания к проведению лабораторных работ	1 шт.

1.3 Технические характеристики стенда

Общие технические характеристики типового комплекта учебного оборудования представлены ниже (см. Таблица 2).

Таблица 2

Параметр	Значение
Напряжение электропитания, В	220
Частота питающего напряжения, Гц	50
Потребляемая мощность, ВА	1600
Габаритные размеры, мм	480x600x650
Масса, кг	60 кг
Диапазон рабочих температур	+10...+35 °С
Относительная влажность воздуха, не более	80%

2. ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ

2.1 Работа №1. Изучение контроллера ОВЕН ПЛК-160

Цель работы

Научиться составлять простейшие программы на программируемом логическом контроллере ОВЕН

Порядок работы

1. Изучить необходимый теоретический материал.
2. Ознакомиться с конструкцией и назначением элементов лабораторного стенда «Промышленные датчики давления».
3. Подготовить стенд к проведению лабораторной работы.
4. Изучить назначение, технические характеристики ОВЕН ПЛК-160.
5. Изучить основы системы команд и принципы программирования контроллера.
6. Дома при подготовке к работе:
 - выполнить синтез системы автоматизации согласно варианту;
 - составить программу на языке лестничных диаграмм.
7. В лаборатории:
 - освоить графическую среду программного обеспечения CODESYS;
 - набрать на компьютере подготовленную дома программу и откомпилировать ее;
 - ввести программу в контроллер и убедиться в правильности её работы.

Ход работы

В данной лабораторной работе программирование пользовательской задачи реализуется при помощи программного обеспечения CODESYS.

Обучающийся, в соответствии с поставленной задачей, разрабатывает алгоритм автоматизации управления объектом либо в виде логических уравнений, либо в виде схемы алгоритма. Входным, выходным сигналам и внутренним переменным (меркерам) присваиваются адреса в соответствии с конфигурационной таблицей.

Перед проведением лабораторной работы необходимо установить все элементы стенда в исходное состояние. Для этого при выключенном автоматическом выключателе QF1 «Сеть», расположенном на лицевой панели стенда:

- установить в выключенное состояние клавишный переключатель «Питание контроллера»;
- тумблеры блока дискретных входов I1 ... I8 перевести в нижнее положение, соответствующее состоянию «Выкл»;

– рукоятку потенциометра PR1 блока аналогового ввода/вывода перевести в крайнее положение против часовой стрелки;

После установки начальных условий необходимо подготовить к работе персональный компьютер и обеспечить его связь со стендом:

- включить персональный компьютер и дождаться загрузки операционной системы Windows;
- подать напряжение на стенд включением автоматического выключателя QF1 «Сеть»;
- подать напряжение на программируемый логический контроллер и датчики включением клавишного выключателя «Питание контроллера», дождаться загрузки ПЛК.

В комплексе используется программируемый логический контроллер ОВЕН ПЛК-160, внешний вид которого представлен на рис. 3. Описание основных элементов ПЛК представлено в таблице 1.

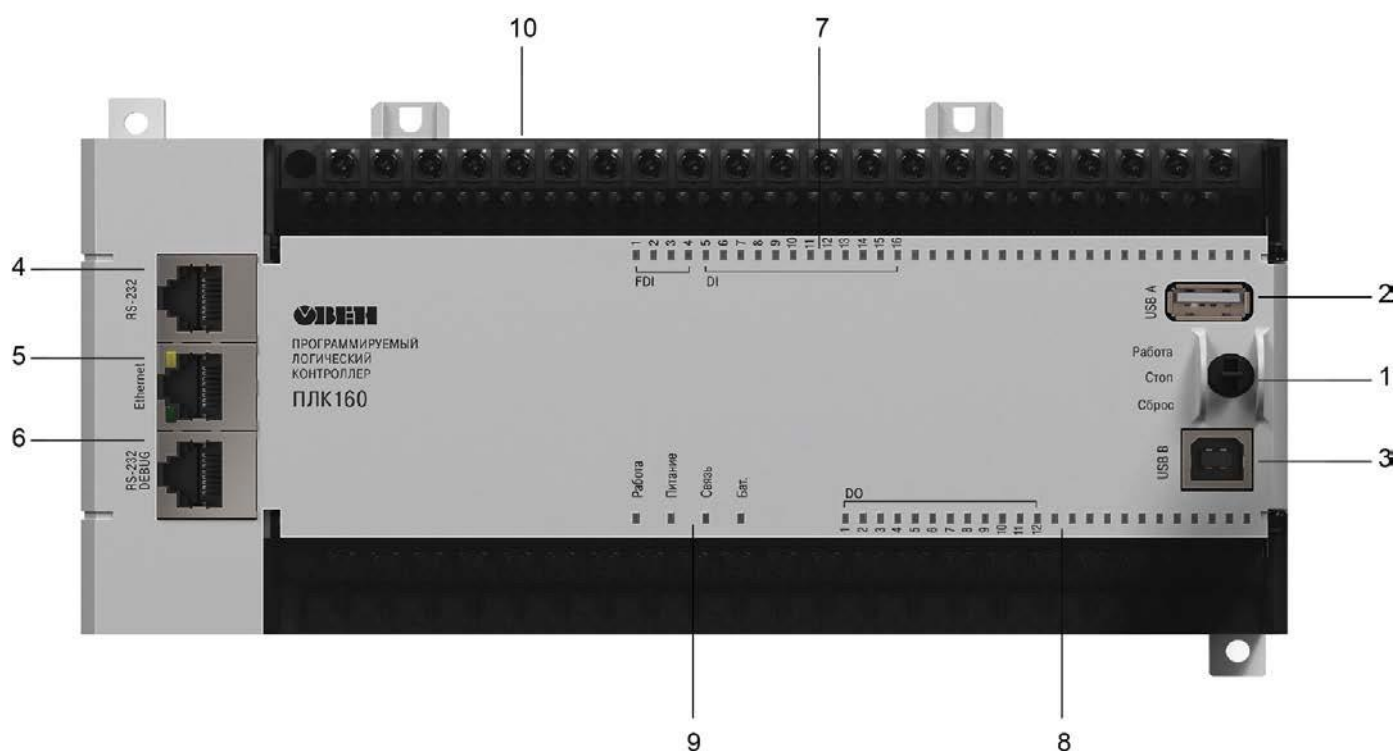


Рис. 3. Внешний вид ОВЕН ПЛК-160

Таблица 1

№ п/п	Элемент	Функциональное назначение
1	Переключатель работа/стоп/сброс	Положения переключателя определяют состояния прибора
2	USB-Host (Разъем USB Type-A)	Порт для подключения USB-flash накопителей
3	USB-Device (Разъем USB Type-B)	Порт для программирования
4	RS-232 Разъем RJ45	Последовательный интерфейс для подключения устройств
5	Ethernet Разъем RJ-45	Порт Ethernet 100 Base-T предназначен для подключения ПЛК в локальные сети, передачи данных и программирования
6	RS-232 Debug (Разъем RJ-45)	Последовательный интерфейс предназначен для подключения устройств и программирования
7	Светодиодные индикаторы состояния входов	FDI – обозначение для быстрых входов контроллера; DI – обычные дискретные входы
8	Светодиодные индикаторы состояния выходов	DO – обычные дискретные выходы
9	Светодиодные индикаторы состояния	Индикация состояния контроллера: «Работа», «Питание», «Связь», «Батарея»
10	Съемные клеммные колодки	Для подключения питания прибора, дискретных датчиков, исполнительных механизмов, аналоговых входов и выходов, интерфейсов RS-485 и клеммы встроенного источника постоянного напряжения 24 В

Описание состояний ПЛК, индицируемых светодиодами «Работа», «Питание», «Связь», «Батарея» представлены в табл. 2 и основные параметры в табл. 3.

Таблица 2

Индикатор	Состояние индикатора	Описание
«Работа»	Слабо светится	Ядро ОС еще не загрузилось после включения питания контроллера
	Мигает раз в 500 мс	Ядро ОС повреждено (не совпадает контрольная сумма)
	Мигает раз в 200 мс	Перегрузка центрального процессора
	Светится	Ядро ОС загружено успешно, программа CODESYS загрузилась и запустилась
	Не светится	Программа CODESYS не работает, остановлена или не загружена
«Питание»	Светится	Наличие питания у контроллера
	Не светится	Отсутствие питания у контроллера
«Связь»	Светится	Наличие связи с CODESYS
	Не светится	Отсутствие связи с CODESYS
«Бат.»	Светится	Необходимо заменить батарейку
	Не светится	Батарейка не требует замены

«FDI», «DI»	Светится	Соответствующий вход замкнут
	Не светится	Вход разомкнут
«DO»	Светится	Соответствующий выход замкнут
	Не светится	Выход разомкнут

Таблица 3

Параметр	Значение
Модель	ПЛК-160
Размеры, Ш x В x Г	208 x 110 x 83 мм
Потребляемая мощность, не более	45 ВА
Напряжение питания	от 90 до 264 В переменного тока (номинальное 120/230 В) частотой от 47 до 63 Гц (номинальное значение 50 Гц)
Встроенные цифровые входы/выходы	16 входов / 12 выходов
Встроенные аналоговые входы/выходы	8 входов / 4 выхода
Центральный процессор	RISC-процессор Texas Instruments Sitara AM1808
Объем оперативной памяти	Пользовательская программа 1 Мбайт, данные пользовательской программы 128 Кбайт, heap до 4 Мбайт в зависимости от использования ресурсов (сокеты, конфигурация и др.) (SDRAM), RAM-диск 8 Мбайт
Объем энергонезависимой памяти (FLASH)	6 Мбайт доступно для хранения файлов и архивов
Размер Retain-памяти (MRAM)	16 Кбайт
Количество сокетов	30
Время выполнения пустого цикла	Установленное по умолчанию (стабилизированное) – 1 мс (настраивается в окне «Конфигурация ПЛК (PLC Configuration) CODESYS». Настоятельно не рекомендуется устанавливать время цикла, равное 0 мс
Интерфейсы связи	RS-485, RS-232, RS-232 Debug, Ethernet 100 Base-T, USB-Device, USB-Host

Ниже представлены схемы подключения входных и выходных цепей ОВЕН ПЛК -160 (рис. 4).

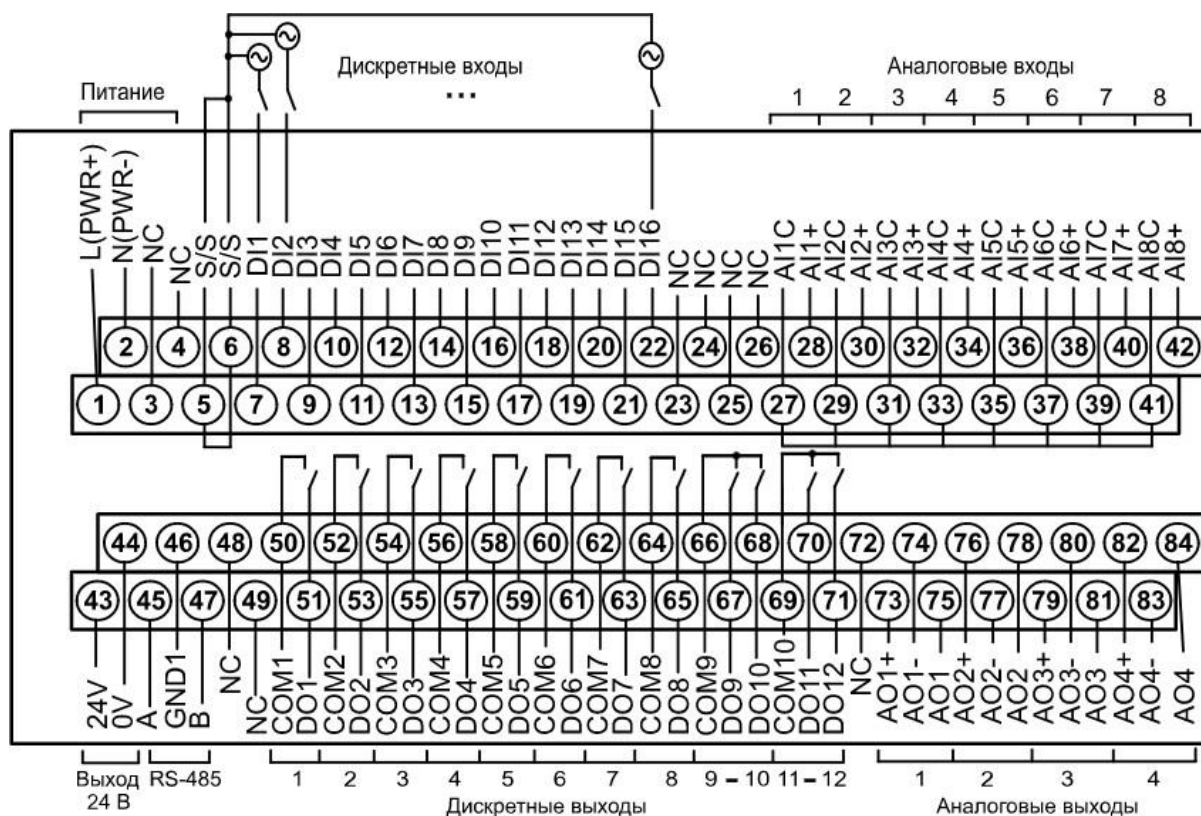


Рис. 4. Схемы подключения входных и выходных цепей контроллера ПЛК-160

Технические характеристики входных и выходных цепей контроллера представлены в табл.4.

Таблица 4

Параметр	Значение
Дискретные входы	
Количество входов из них быстродействующих	16 4 (DI1–DI4)
Тип входов по ГОСТ Р 52931	1 и 2
Напряжение питания дискретных входов	24 ± 3 В
Максимальный входной ток дискретного входа, не более	7 мА при питании 24 В, 8,5 мА при питании 27 В
Сигнал «логической единицы», соответствующий состоянию «Включено», дискретных входов для постоянного напряжения (ток в цепи)	От 15 до 30 В (ток от 3 до 15 мА)
Сигнал «логического нуля», соответствующий состоянию «Выключено», дискретных входов для постоянного напряжения (ток в цепи)	От минус 3 до 5 В (ток до 15 мА)

Минимальная длительность импульса, воспринимаемого дискретным входом:	
для обычных входов	1 мс
для быстродействующих	0,02 мс
Подключаемые входные устройства	Коммутационные устройства (контакты кнопок, выключателей, герконов, реле и т. п.),
	датчики, имеющие на выходе транзистор n-p-n или p-p-p типа с открытым коллектором,
	дискретные сигналы 24 ± 3 В
Аналоговые входы	
Количество аналоговых входов	8
Тип поддерживаемых унифицированных сигналов	Ток от 0 (4) до 20 мА, ток от 0 до 5 мА, напряжение от 0 до 10 В
Разрядность АЦП	14 бит
Входное сопротивление, не более:	
в режиме измерения тока	170 Ом
в режиме измерения напряжения, не менее	200 кОм
Период опроса одного входа	10 мс
Предел основной приведенной погрешности преобразования	$\pm 0,25$ %
Предел дополнительной приведенной погрешности преобразования на каждые 10 градусов изменения температуры	$\pm 0,05$ %
Дискретные выходы	
Количество релейных выходных каналов	12
Максимальный ток, коммутируемый контактами реле, не более	3 А (для переменного напряжения не более 250 В, частотой 50 Гц и $\cos \varphi > 0,4$ – нагрузка для категории использования AC-15 по ГОСТ IEC 60947-1), 3 А (для постоянного напряжения не более 30 В – нагрузка для категории использования DC-13 по ГОСТ IEC 60947-1)
Время переключения контактов реле из состояния «лог. 0» в «лог. 1» и обратно, не более	50 мс (выходы DO1–DO12)
Механический ресурс реле, не менее	300 000 циклов переключений при максимальной коммутируемой нагрузке, 500 000 циклов переключений при коммутации нагрузки менее половины от максимальной

Аналоговые выходы			
Количество аналоговых выходов	4		
Тип выходного сигнала	Универсальный, ток от 4 до 20 мА, напряжение от 0 до 10 В	Напряжение от 0 до 10 В	Ток от 4 до 20 мА
Сопротивление нагрузки	Не более 500 Ом для 4...20 мА, не менее 2000 Ом для 0...10 В	Не менее 2000 Ом	Не более 500 Ом
Предел основной приведенной погрешности ЦАП	$\pm 0,5 \%$		
Разрядность ЦАП	12 бит	10 бит	10 бит
Минимальный период обновления выходов	100 мс		
Питание аналоговых выходов, внешнее	24 $\pm$ 3 В, длина линии от источника питания не должна превышать 30 м		
Предел допускаемой дополнительной приведенной погрешности аналоговых выходов, вызванной изменением температуры окружающего воздуха от нормальной на каждые 10 °С изменения температуры	Не более 0,5 предела допускаемой основной приведенной погрешности		

Для более подробного изучения технических характеристик следует обратиться к технической документации на изучаемый программируемый логический контроллер.

Для имитации пульта оператора используется блок дискретного ввода, который содержит 8 двухпозиционных переключателей DI1 – DI8, подсоединенных ко входам ПЛК DI1 – DI8 соответственно.

Индикация включенного состояния выходных цепей ПЛК осуществляется за счет блока дискретного вывода, который содержит 8 светодиодов DO1 – DO8, подсоединенных к выходам ПЛК DO1 – DO8 соответственно.

Для включения питания модуля используется кнопка с фиксацией и подсветкой.

Основы программирования ПЛК

Для подготовки программ при проведении лабораторных работ служит среда программного обеспечения *CoDeSys*. Для запуска программы необходимо на рабочем столе *Windows* дважды щелкнуть курсором мыши по соответствующему ярлыку.

После этого откроется пустое окно программы *CoDeSys* (рис. 5), в котором можно создать новый проект или открыть уже созданный проект.

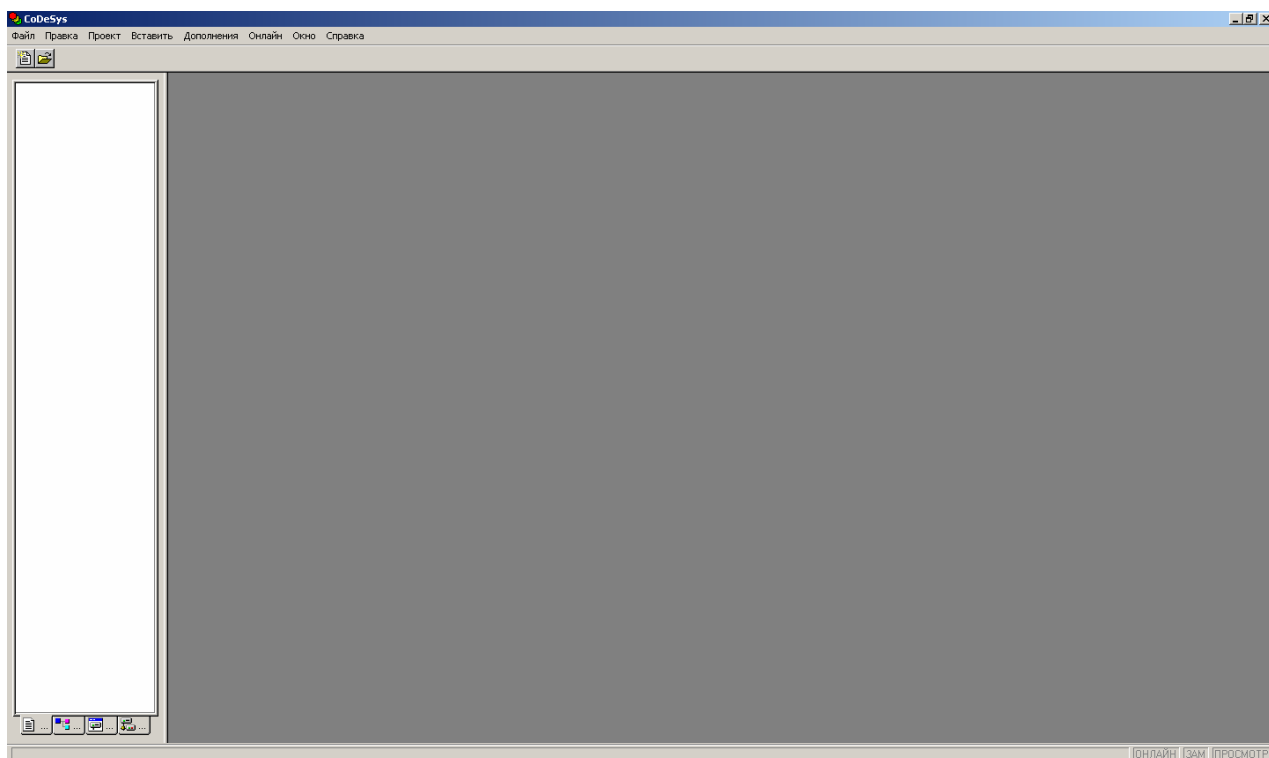


Рис. 5. Стартовое окно *CoDeSys*

Для создания нового проекта необходимо в выпадающем меню «Файл» выбрать пункт «Создать», после чего появится окно конфигурирования проекта «Настройка целевой платформы» (рис. 6). В выпадающем списке вариантов конфигурации (*target*-файлов) выбрать используемый в стенде контроллер ПЛК-160. *Target*-файл содержит информацию о ресурсах контроллера: количестве и типах входов и выходов, интерфейсов, памяти, дополнительных устройствах и т.д., с которыми работает программная среда *CoDeSys*. После выбора контроллера появится окно общих настроек выбранного ПЛК (рис. 7), в котором необходимо выставить те же параметры, которые представлены на рисунке. После завершения настройки необходимо нажать «ОК».

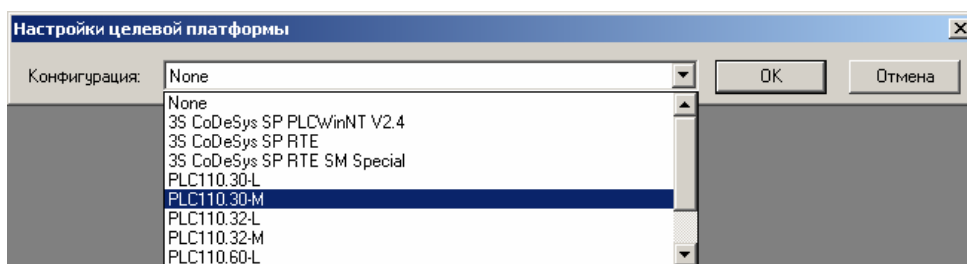


Рис. 6. Окно выбора контроллера

После конфигурирования проекта откроется окно настройки программных компонентов (POU) проекта (рис. 8), в котором выбирается имя и тип POU, а также язык реализации управляющей программы. После завершения настройки также необходимо нажать «OK».

CoDeSys поддерживает следующие программные компоненты (POU):

- 1) программный блок (PRG);
- 2) функциональный блок (FB);
- 3) функция (FC).

CoDeSys поддерживает следующие языки программирования:

- 1) текстовые: список инструкций (IL) и структурированный текст (ST);
- 2) графические: язык последовательных функциональных схем (SFC), язык функциональных блоковых диаграмм (FBD), язык релейных диаграмм (LD)

Кроме того, CoDeSys включает поддержку основанного на языке FBD редактора непрерывных функциональных схем (CFC).

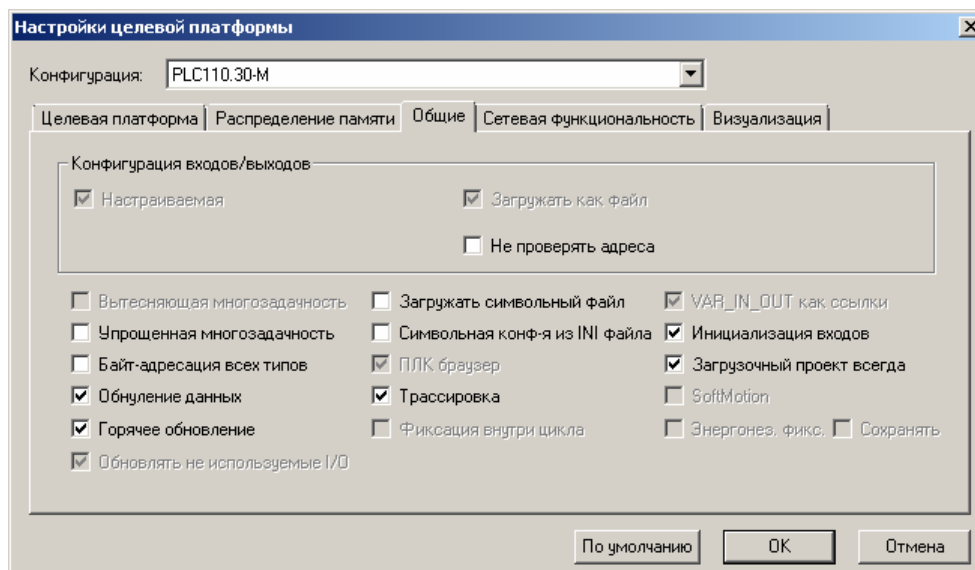


Рис. 7. Окно настройки параметров контроллера

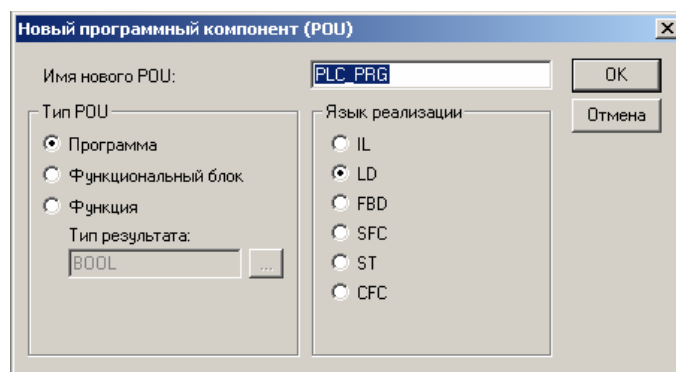


Рис. 8. Окно настройки *POU* проекта

В CoDeSys введено несколько языков для того, чтобы пользователь мог применить язык, наиболее удобный для него: программисты выбирают язык *IL* или *ST*, специалисты, имеющие опыт работы с релейной логикой, выбирают язык *LD*, специалисты по системам автоматического управления (САУ) и схемотехнике выбирают привычный для них язык *FBD*.

Выбор одного из шести языков определяется не только предпочтениями пользователя, но и смыслом решаемой задачи:

Если исходная задача формулируется в терминах последовательной обработки и передачи сигналов, то для нее проще и нагляднее использовать язык *FBD*. Если задача описывается как последовательность срабатываний контактов и реле, то для нее нагляднее всего будет язык *LD*. Для задач, которые изначально формулируются в виде сложного разветвленного алгоритма, удобнее будет язык *ST*.

В результате конфигурирования откроется рабочее окно программы (рис. 9).

Всю рабочую область программы можно условно разделить на несколько частей:

- I – окно менеджера проекта;
- II – область объявления переменных проекта;
- III – рабочая область;
- IV – панели инструментов;
- V – окно сообщений;
- VI – строка состояния.

В менеджере проекта все настройки проекта распределены по четырем закладкам:

1) Менеджер программных компонентов (*POU*). В данной закладке можно редактировать текущие или добавлять новые компоненты (программы, блоки, функции).

2) Менеджер данных. В данном окне есть возможность добавлять и редактировать уже созданные базы данных проекта.

3) Менеджер визуализаций. В этой закладке есть возможность управления (создание и редактирование свойств) экранов для системы визуализации.

4) Менеджер ресурсов ПЛК объединяет ряд меню, необходимых для конфигурирования свойств ПЛК: различные библиотеки, конфигураторы контроллера, задач и тревог, менеджеры библиотек и параметров и ряд других.

В рабочей области проекта производится непосредственно набор управляющей программы.

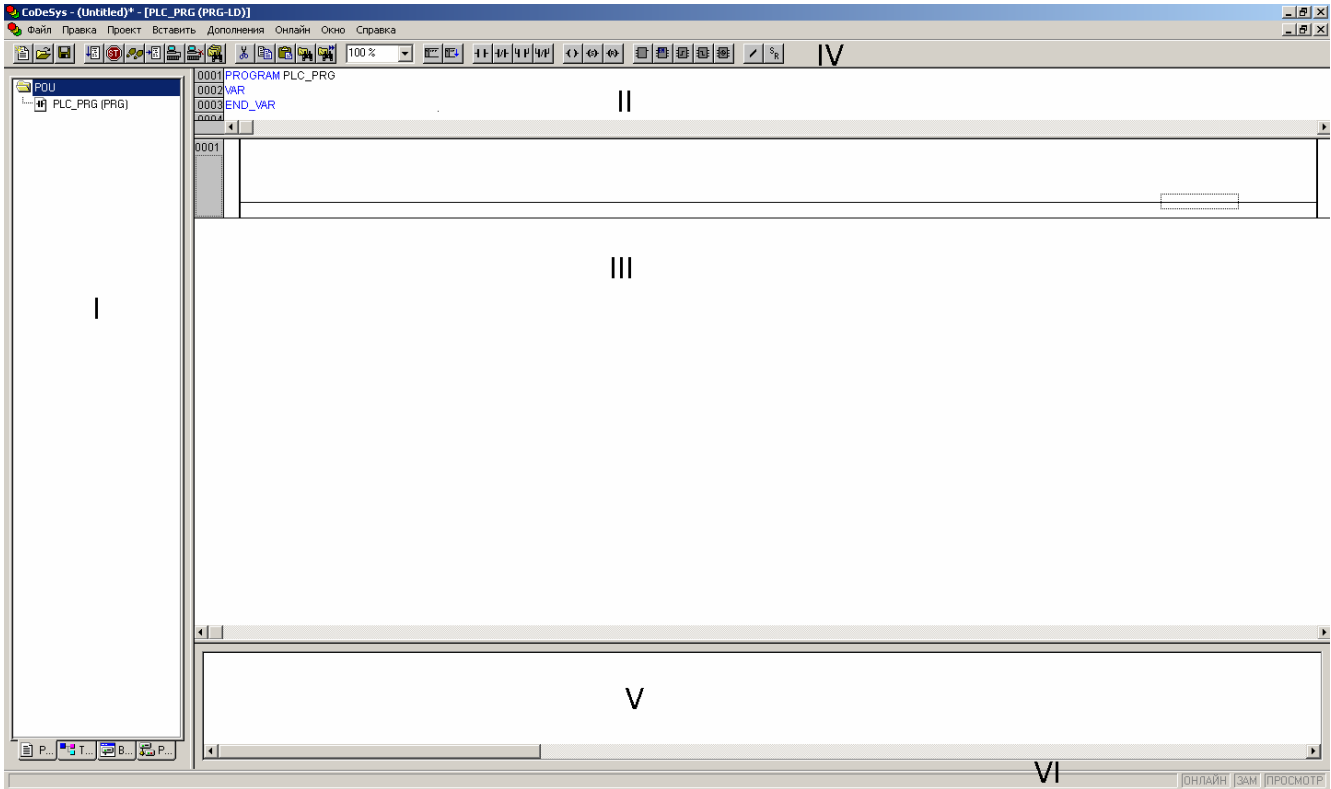


Рис. 9. Рабочее окно программы *CoDeSys 2.3*

Панель инструментов (рис. 10) используется для создания пользовательской управляющей программы, также компиляции, отладки и загрузки проекта в память ПЛК.



Рис. 10. Панель инструментов

При выборе в окне настроек различных языков программирования, например *LD*, *FBD* и *SFC*, панель инструментов принимает различный вид. В табл. 5 представлено краткое описание функций, доступ к которым осуществляется с панели инструментов при программировании на языке *LD*, а также представлены пиктограммы панели инструментов для других языков МЭК: *FBD* и *SFC*.

Таблица 5

Язык	№ п/п	Пиктограмма	Описание
LD	1		Вставка нового сегмента до текущего сегмента
	2		Вставка нового сегмента после текущего сегмента
	3		Вставка замыкающего контакта
	4		Вставка размыкающего контакта

Язык	№ п/п	Пиктограмма	Описание
	5		Вставка параллельного замыкающего контакта
	6		Вставка параллельного размыкающего контакта
	7		Вставка выходной катушки
	8		Установка состояния <i>SET</i> обмотки выходного реле
	9		Установка состояния <i>RESET</i> обмотки выходного реле
	10		Установка функционального блока
	11		Установка функционального блока со входом <i>EN</i>
	12		Установка детектора переднего фронта
	13		Установка детектора заднего фронта
	14		Установка таймера <i>TON</i>
	15		Установка инверсии
	16		Установка функции <i>SET/RESET</i> на обмотке выходного реле
FBD	1		Добавление входа в функциональный блок
	2		Добавление выхода из функционального блока
	3		Добавление элемента схемы (функционального блока)
	4		Присваивание
	5		Переход
	6		Возврат
	7		Инверсия
	8		<i>SET/RESET</i>
SFC	1		Шаг-переход (сверху)
	2		Шаг-переход (снизу)
	3		Альтернативная ветвь (справа)
	4		Альтернативная ветвь (слева)
	5		Параллельная ветвь (справа)
	6		Параллельная ветвь (слева)
	7		Безусловный переход
	8		Переход – безусловный переход
	9		Использовать МЭК-шаги

Далее в соответствии с поставленной задачей необходимо разработать алгоритм автоматизации управления объектом либо в виде логических уравнений, либо в виде схемы алгоритма.

Разработчик присваивает входным, выходным сигналам и внутренним переменным адреса в соответствии с конфигурацией контроллера.

Адресация контроллера имеет следующие особенности:

- прямое указание адреса дает способ непосредственного обращения к конкретной области памяти;
- использование области памяти через объявленную особым образом переменную (входную, выходную или локальную).

Прямой адрес образуется из префикса «%», префиксов области памяти и размера, одного или нескольких целых чисел, разделенных точкой.

Префиксы области памяти: *I* – входы, *Q* – выходы, *M* – память данных.

Префиксы размера: *X* – один бит, *B* – байт (8 бит), *W* – слово (16 бит), *D* – двойное слово (32 бит).

Примеры:

1) %QX7.5 и %Q7.5 – бит 7.5 в области выходов;

2) %IW215 – 215-е слово в области входов;

3) %QB7 – байт 7 в области выходов;

4) %MD48 – двойное слово в позиции памяти 48;

5) %IW2.5.7.1 – зависит от конфигурации ПЛК;

По умолчанию конфигурация ПЛК имеет вид, представленный в табл. 6.

Таблица 6

Входные сигналы				Выходные сигналы			
Адрес ПЛК	Адрес пользователя	Адрес ПЛК	Адрес пользователя	Адрес ПЛК	Адрес пользователя	Адрес ПЛК	Адрес пользователя
%IX0.0	I1	%IX1.0.6	I9	%QX2.0	Q1	%QX3.0.2	Q7
%IX0.1	I2	%IX1.0.7	I10	%QX2.1	Q2	%QX3.0.3	Q8
%IX1.0.0	I3	%IX1.1.0	I11	%QX2.2	Q3	%QX3.0.4	Q9
%IX1.0.1	I4	%IX1.1.1	I12	%QX2.3	Q4	%QX3.0.5	Q10
%IX1.0.2	I5	%IX1.1.2	I13	%QX3.0.0	Q5	%QX3.0.6	Q11
%IX1.0.3	I6	%IX1.1.3	I14	%QX3.0.1	Q6	%QX3.0.7	Q12
%IX1.0.4	I7	%IX1.1.4	I15				
%IX1.0.5	I8	%IX1.1.5	I16				

Ниже рассматривается пример программирования на языке *LD*.

При программировании на языке *LD* в виде релейно-контактной схемы программа разделяется на сегменты. Каждый сегмент представляет собой отдельную цепь, по которой может протекать ток. Шина питания находится слева (вертикальная линия). Таким образом, каждому логическому уравнению соответствует свой сегмент.

По умолчанию в блоке *PLC_PRG (PRG)* уже есть пустой шаблон сегмента. Для создания нового сегмента необходимо на панели инструментов нажать пиктограмму



«Цепь (Перед)» или



«Цепь (После)»

Рассмотрим ввод программы на языке лестничных диаграмм (*LD*) для реализации простого уравнения:

$$Q0 = I1 \cdot \bar{I2} + I3$$

В адресах контроллера это уравнение примет следующий вид:

$$\%QX\ 2.0 = \%IX\ 0.0 \cdot \%IX\ 0.1 + \%IX1.0.0$$

1) Установить в токовую цепь (сегмент) обмотку (рис. 11а). Для этого нажать на кнопку

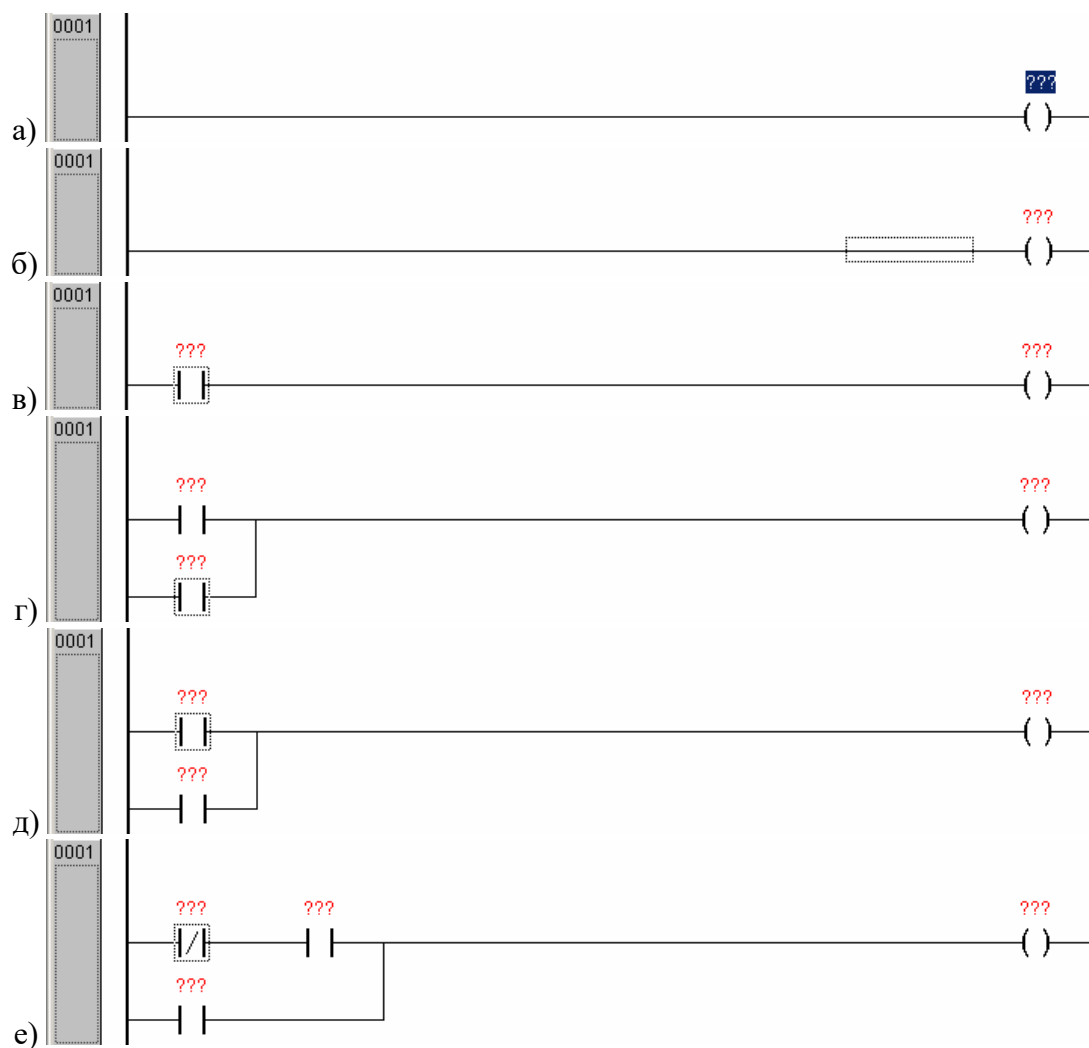


Рис. 11.

2) Щёлкнуть по тому месту (непосредственно по линии), куда нужно установить замыкающий (нормально открытый) контакт (рис. 11б).

3) Вставить замыкающий контакт, нажав на пиктограмму  (рис. 11в).

4) Вставить параллельный замыкающий контакт, нажав на пиктограмму  (рис. 11г).

5) Выделить место, куда необходимо поставить нормально замкнутый (размыкающий) контакт (рис. 11д).

6) Вставить размыкающий контакт, нажав на пиктограмму  (рис. 11е).

7) Теперь необходимо ввести адреса контактов. Для этого щёлкнуть по знакам ??? над контактом и ввести адрес (ввод адреса завершается нажатием клавиши «ENTER» рис. 12).



Рис. 12.

Для удобства пользователя при разработке программы доступна символьная адресация. Для этого предварительно необходимо в окне задания переменных проекта объявить переменные.

Для этого необходимо выбрать элемент на схеме, ввести имя переменной и нажать «ENTER». В открывшемся окне необходимо выбрать класс, тип, адрес переменной и нажать «OK» (рис. 13). После объявления всех входных и выходных переменных программа примет следующий вид (рис. 14), а окно задания переменных – рис. 15.

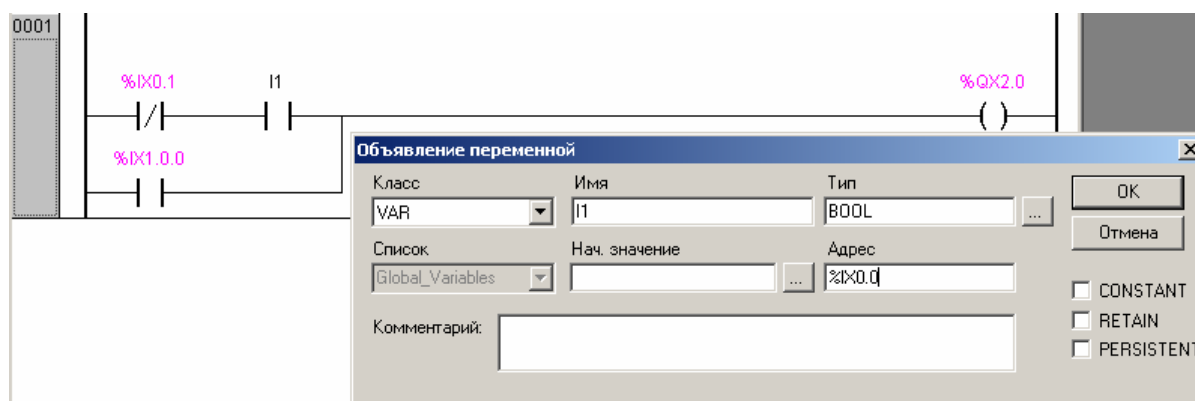


Рис. 13.



Рис. 14.

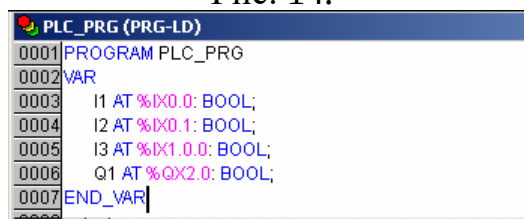


Рис. 15.

Для удаления какого-либо элемента программы необходимо его выделить и нажать на клавиатуре клавишу *Delete*. Для отмены предыдущего действия необходимо выбрать в меню «Правка» пункт «Отменить».

В случае некорректного ввода адреса или символического имени программа высвечивает некорректное обозначение красным цветом.

После ввода программы необходимо скомпилировать ее. Для этого в выпадающем меню «Проект» необходимо выбрать пункт «Компилировать», либо нажать «быструю» клавишу *F11*. Лог компиляции программы будет выведен в окно сообщений. Если программа набрана правильно (рис. 16а), то последняя строка будет вида: 0 ошибок, 0 предупреждений. В том случае, если в программе будут найдены ошибки (рис. 16б), то они будут выделены в логе красным цветом. Также в последней строке будет: *X* ошибок, *X* предупреждений. После исправления ошибок необходимо еще раз откомпилировать программу. После компиляции программа готова к загрузке в память ПЛК.

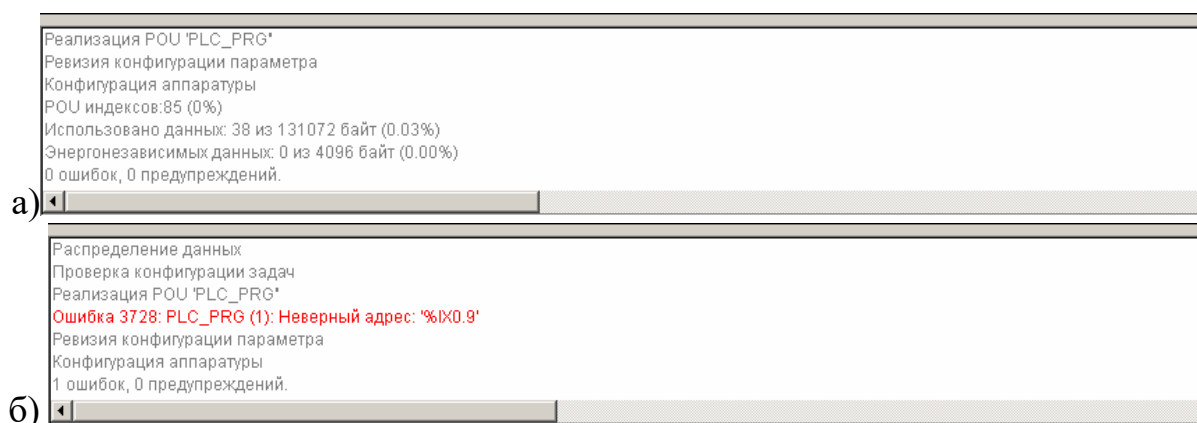


Рис. 16. Примеры сообщений при проведении компиляции пользовательской программы

Далее необходимо рассмотреть реализацию этого же логического уравнения ($Q0 = I1 \cdot \overline{I2} + I3$) на других языках:

1) **на языке инструкций (IL)** программа будет иметь достаточно простой и понятный вид:

LDN %IX1.0.0 (загрузить инверсный контакт)

AND %IX0.0 (загрузить контакт)

OR %IX0.1 (загрузить параллельный контакт)

ST %QX2.0 (результат выдать на обмотку)

2) разработка программы **на языке функциональных блоковых диаграмм (FBD)**

ведется в следующей последовательности:

- в свойствах проекта настроить язык программирования *FBD*;
- на панели инструментов левой клавишей мыши нажать пиктограмму . На рабочем поле в новом сегменте должно появиться изображение элемента (рис. 17а), В поле названия элемента указать тип элемента *AND* (И);
- около входов элемента указать адреса %IX0.0 и %IX0.1 сверху вниз соответственно;
- на входе, соответствующем адресу %IX0.1, нажать правую клавишу мыши и выбрать пункт «Инверсия» (рис. 17б);

- установить курсор на выходной части элемента И;
- левой клавишей мыши нажать пиктограмму . В поле названия элемента указать тип элемента *OR* (ИЛИ), напротив свободного входа указать адрес *%IX1.0.0* (рис. 17в);
- установить курсор на выходной части элемента *OR* (ИЛИ);
- левой клавишей мыши нажать пиктограмму . В сформированном выходе необходимо указать адрес *%QX2.0*. Программа примет итоговый вид (рис. 17г).

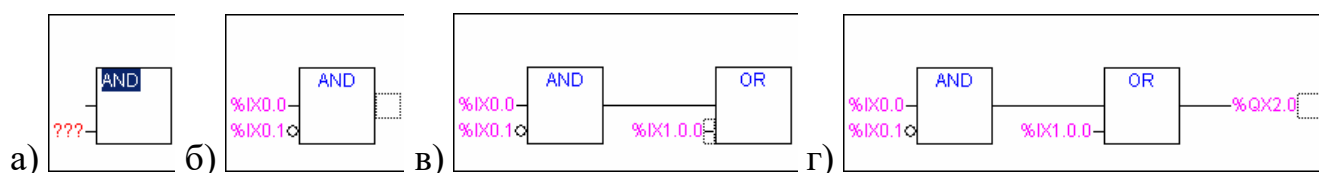


Рис. 17. Программа на языке *FBD*

Далее рассматривается вставка функции на примере создания следующей программы: если кратковременно включить тумблер *I1* (адрес *IX0.0*), то включится выход *Q1* (адрес *QX2.0*), если кратковременно включить тумблер *I2* (адрес *IX0.1*), то выход *Q1* выключится. Для этого воспользуемся функцией *SR*-триггера:

1) установить выходную обмотку с адресом *%QX2.0*, установить контакт с адресом *%IX0.0*;

2) установить курсор в новом сегменте.левой клавишей мыши на панели инструментов нажать пиктограмму . В появившемся окне (рис. 18а) в закладке «Стандартные функциональные блоки» раскрыть библиотеку «*STANDART*». В открывшемся перечне раскрыть закладку «*Bistable Function Blocks*», в которой выбрать функциональный блок *SR*, после чего нажать «ОК». В сегменте установится блок *SR*-триггера (рис. 18б);

3) в поле ??? над блоком вписать название блока *SR1*;

4) во входной цепи *RESET* на месте ??? установить адрес *%IX0.1*. Программа примет следующий вид (рис. 18в).

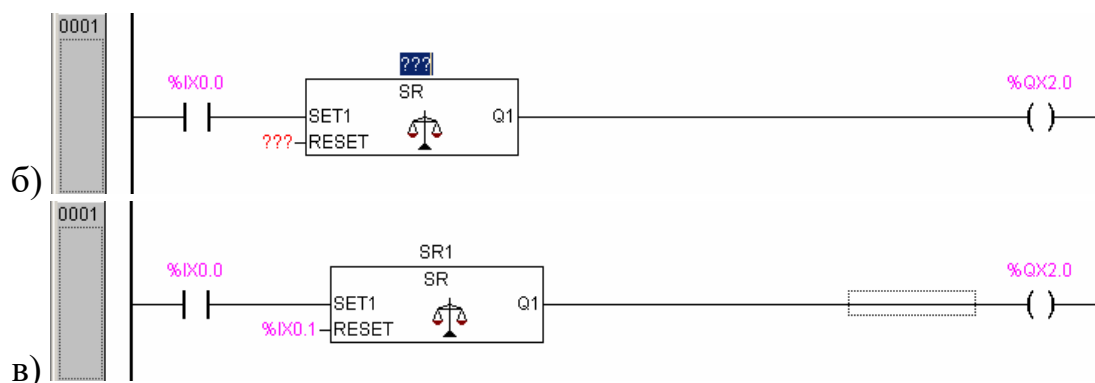
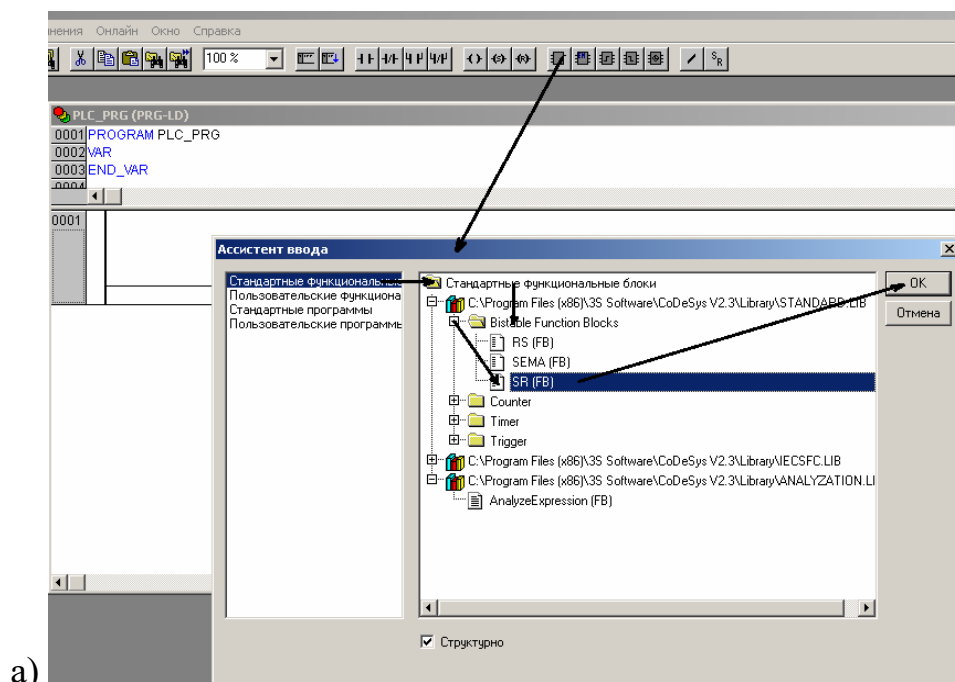


Рис. 18. Пример использования функциональных блоков в лестничных диаграммах

3. Для программирования контроллера ПЛК160 доступно 4 вида таймеров:

- таймер-формирователь импульса (TP);
- таймер с задержкой включения (TON);
- таймер с задержкой выключения (TOF);
- часы реального времени (RTC).

В табл. 7 представлены примеры реализации таймеров на языках IL и ST.

На рис. 19 представлено графическое изображение блоков таймеров, используемое в языке FBD. Блок, реализующий таймер, имеет следующие входы и выходы: IN – вход запуска, EN – вход разрешения, PT – уставка (заданное время), Q – выход (состояние таймера), ET – оставшееся время.

Для задания уставки времени используется идентификатор T#. Уставку времени можно задать в BCD-коде с использованием следующего синтаксиса:

T#AAAd_BBh_CCm_DDs_EEEms,

где AA = сутки, BB = часы, CC = минуты, DD = секунды и EEE = миллисекунды.

Таблица 7

	Пример объявления	Пример IL	Пример ST
TP	<i>TPInst: TP</i>	<i>CAL TPInst(IN := VarBOOL1, PT := T#5s) LD TPInst.Q ST VarBOOL2</i>	<i>TPInst(IN := VarBOOL1, PT:= T#5s); VarBOOL2 :=TPInst.Q</i>
TON	<i>TONInst: TON</i>	<i>CAL TONInst(IN := VarBOOL1, PT := T#5s) LD TONInst.Q ST VarBOOL2</i>	<i>TONInst(IN := VarBOOL1, PT:= T#5s)</i>
TOF	<i>TOFInst: TOF</i>	<i>CAL TOFInst(IN := VarBOOL1, PT := T#5s) LD TOFInst.Q ST VarBOOL2</i>	<i>TOFInst(IN := VarBOOL1, PT:= T#5s); VarBOOL2 :=TOFInst.Q</i>

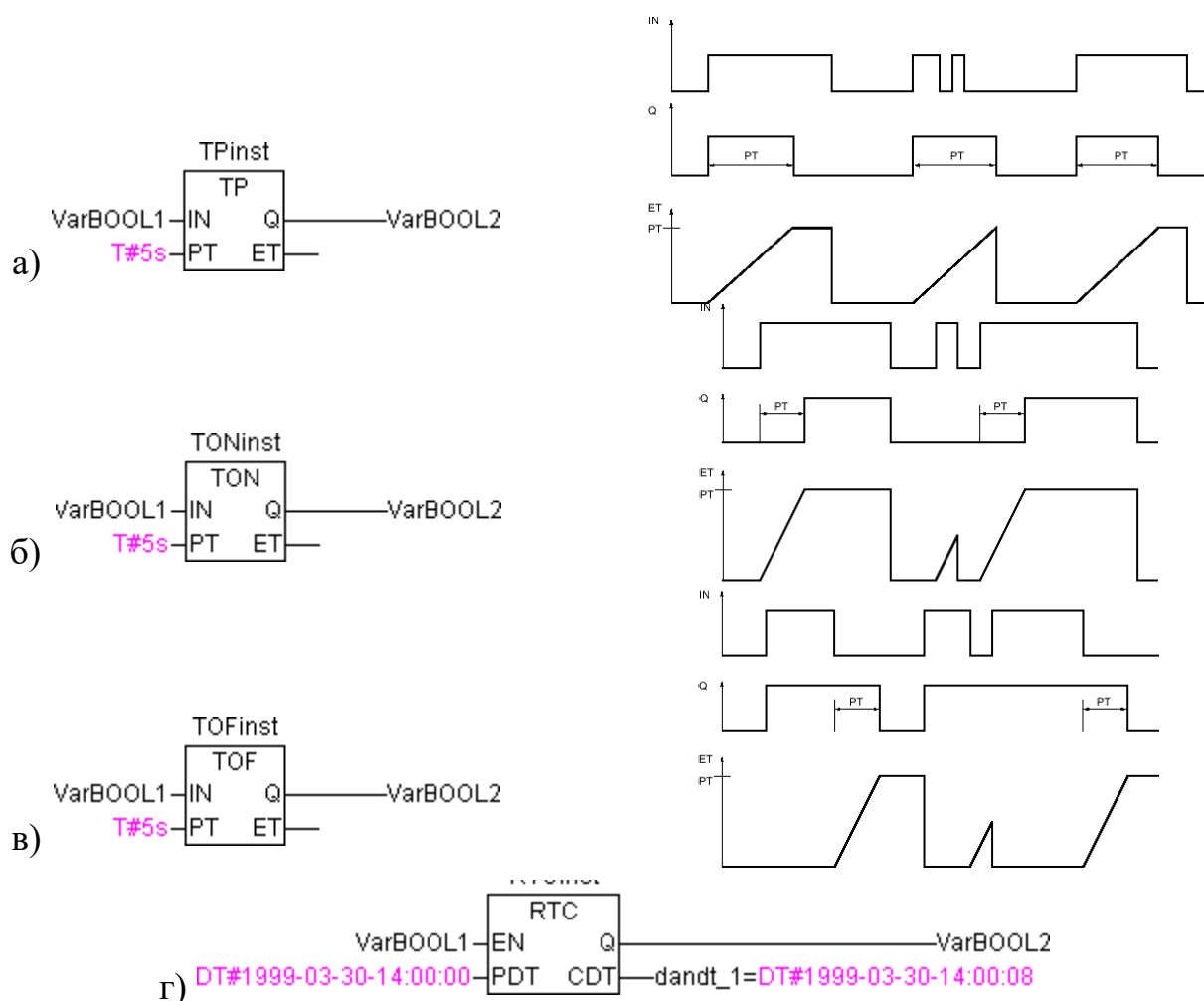


Рис. 19. Таймеры и их временные диаграммы работы

Каждый таймер использует структуру, хранящуюся в блоке данных, для сохранения данных о времени. При этом назначается блок данных, когда устанавливается команда таймера.

В режиме RUN текущее значение таймера уменьшается на одну единицу через интервал времени, установленный базой времени, до тех пор, пока значение времени не станет равным нулю, что соответствует срабатыванию таймера.

4. Для программирования контроллера ПЛК160 доступно 3 вида счетчиков:

- инкрементный (на сложение) счетчик (CTU);
- декрементный (на вычитание) счетчик (CTD);
- инкрементный/декрементный (реверсивный) счетчик (CTUD).

В табл. 8 представлены примеры реализации счетчиков на языках IL и ST. На рис. 20 представлено графическое изображение блоков счетчиков, используемое в языке FBD. Блок, реализующий счетчик, имеет следующие входы и выходы: CU – вход на сложение, CD – вход на вычитание, PV – задание (уставка) счетчика, RESET – вход сброса, LOAD – вход загрузки задания счетчика, Q, QU, QD – выход (состояние) счетчика, CV – текущее значение счетчика в двоичном формате.

Таблица 8

	Пример объявления	Пример IL	Пример ST
CTU	CTUInst: CTU	CAL CTUInst(CU := VarBOOL1, RESET := VarBOOL2, PV := VarINT1) LD CTUInst.Q ST VarBOOL3 LD CTUInst.CV ST VarINT2	CTUInst(CU:= VarBOOL1, RESET:=VarBOOL2 , PV:= VarINT1); VarBOOL3 := CTUInst.Q ; VarINT2 := CTUInst.CV
CTD	CTDInst: CTD	CAL CTDInst(CD := VarBOOL1, LOAD := VarBOOL2, PV := VarINT1) LD CTDInst.Q ST VarBOOL3 LD CTDInst.CV ST VarINT2	CTDInst(CD:= VarBOOL1, LOAD:=VarBOOL2 , PV:= VarINT1); VarBOOL3 := CTDInst.Q ; VarINT2 := CTDInst.CV
CTUD	CTUDInst : CUTD	CAL CTUDInst(CU:=VarBOOL2, RESET:=VarBOOL3, LOAD:=VarBOOL4, PV:=VarINT1) LD CTUDInst.Q ST VarBOOL5 LD CTUDInst.QD ST VarBOOL5 LD CTUInst.CV ST VarINT2	CTUDInst(CU := VarBOOL1, CU:= VarBOOL2, RESET := VarBOOL3, LOAD:=VarBOOL4 , PV:= VarINT1); VarBOOL5 := CTUDInst.QU ; VarBOOL6 := CTUDInst.QD ; VarINT2 := CTUDInst.CV

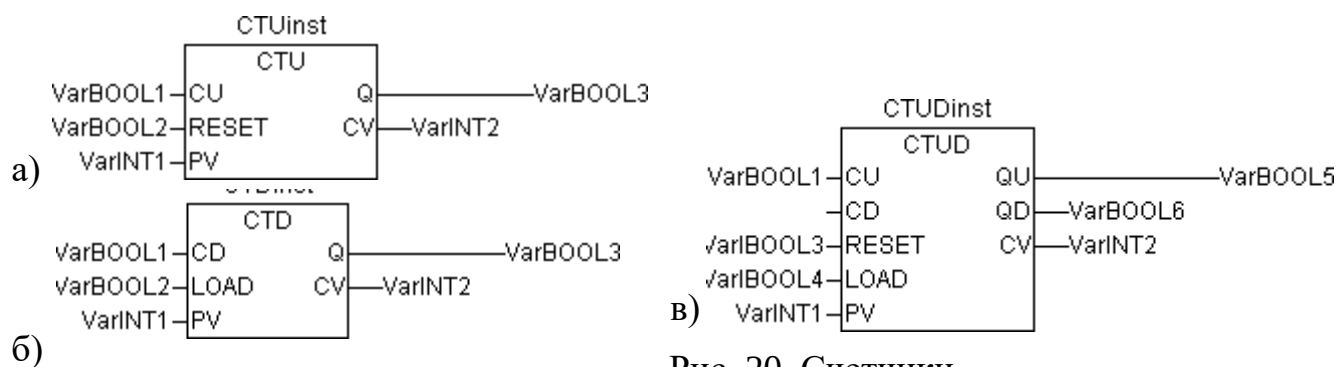


Рис. 20. Счетчики

Уставка счетчика задается либо константой в формате <значение>, либо из области памяти (I, Q, M). Нарастающим фронтом сигнала на входе LOAD в счетчик заносится уставка с входа PV. При нарастающем сигнале на входе CU значение счетчика увеличивается на «1». При нарастающем фронте сигнала на входе CD значение счетчика уменьшается на «1», если значение счетчика больше, чем «0». При нарастающем фронте сигнала на входе RESET счетчик сбрасывается (в счетчик записывается значение «0»).

Для реверсивного счетчика, если оба счетных входа имеют нарастающий фронт, то значение счетчика остается неизменным.

В счетчике CTU выход Q устанавливается в «1», когда значение CV достигает значения PV.

В счетчике CTD выход Q устанавливается в «1», когда значение CV достигает «0».

В счетчике CTUD выход QU устанавливается в «1», когда значение CV больше или равно значению PV, а выход QD – когда значение CV достигает «0».

5. Кроме таймеров и счетчиков в программируемом контроллере ОВЕН ПЛК160 используется стандартный набор операндов и функций, присущий всем контроллерам:

- логические;
- арифметические
- операции сдвига;
- операции сравнения и т.д.

6. Программирование функциональных блоков и функций

Среда разработки CoDeSys предусматривает возможность упростить программирование, если возникает необходимость в программировании управления однотипными технологическими операциями. Ниже рассматриваются, в качестве примера, испытания двигателей бензинового и дизельного. Испытания в принципе одинаковые, только аппараты (кнопки, датчики и устройства индикации) свои. В этом случае необходимо запрограммировать функциональный блок FB, который может многократно вызываться в программе

Например, создадим функциональный блок FB1, которому дадим символическое имя «ENGINE [двигатель]». При кратковременном появлении

команды «turn_on [включить]» двигатель должен включиться и сформировать сигнал «on [включен]».

При достижении фактической скорости «fact [факт]» заданного значения «preset [задание]» формируется сигнал «ready [готов]». Двигатель отключается по сигналу «turn_off [отключить]» или по сигналу «trouble [неисправность]».

Последовательность программирования сводится к следующему:

1) Создать новый проект, в котором создать три программных компонента POU: программный блок PLC_PRG, функциональный блок ENGINE и функция VENT (рис. 21);

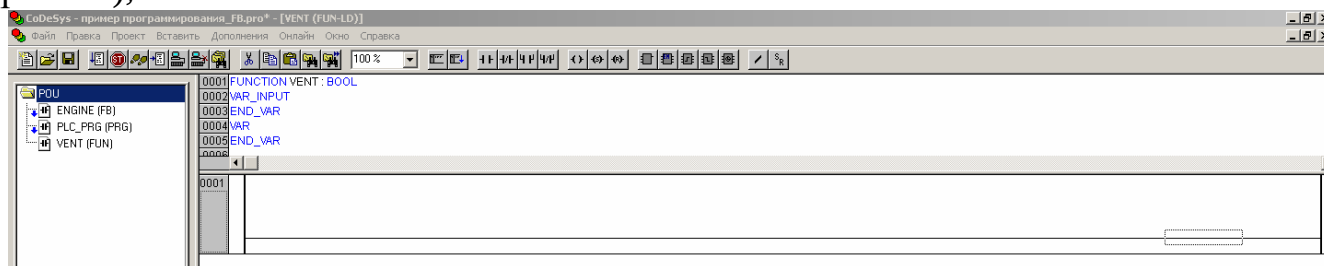


Рис. 21.

2) Объявить переменные для функционального блока *ENGINE* (рис. 22а):

```
FUNCTION_BLOCK
ENGINE
VAR_INPUT
```

```
    turn_on: BOOL;
    turn_off: BOOL;
    trouble: BOOL;
    fact: INT;
    preset: INT;
```

```
END_VAR
```

```
VAR_OUTPUT
```

```
    on: BOOL;
    ready: BOOL;
```

```
END_VAR
```

```
VAR
```

```
END_VAR
```

3) Объявить переменные для основной программы *PLC_PRG* (табл. 9 и рис. 22б).

4) Затем разрабатывается программа, управляющая включением и отключением двигателя, как было описано выше.

Таблица 9

Символическое имя	Адрес на модуле	Адрес ПЛК	Тип данных	Комментарии
Входные переменные				
turn_on_B	I1	%IX0.0	BOOL	Включить бензиновый
turn_off_B	I2	%IX0.1	BOOL	Отключить бензиновый
trouble_B	I3	%IX1.0.0	BOOL	Неисправность бензинового

Символическое имя	Адрес на модуле	Адрес ПЛК	Тип данных	Комментарии
<i>turn_on_D</i>	I4	%IX1.0.1	BOOL	Включить дизель
<i>turn_off_D</i>	I5	%IX1.0.2	BOOL	Отключить дизель
<i>trouble_D</i>	I6	%IX1.0.3	BOOL	Неисправность дизеля
Выходные переменные				
<i>on_B</i>	Q1	%QX2.0	BOOL	Бензиновый включен
<i>ready_B</i>	Q2	%QX2.1	BOOL	Заданная скорость достигнута
<i>vent_B</i>	Q3	%QX2.2	BOOL	Вентилятор бензинового включен
<i>on_D</i>	Q5	%QX3.0.0	BOOL	Дизель включен
<i>ready_D</i>	Q6	%QX3.0.1	BOOL	Заданная скорость достигнута
<i>vent_D</i>	Q7	%QX3.0.2	BOOL	Вентилятор дизеля включен
Промежуточные переменные				
<i>fact_B</i>		MW0	INT	Фактическая скорость бензинового двигателя
<i>fact_D</i>		MW2	INT	Фактическая скорость дизеля
Таймеры				
<i>tim_B</i>		TON		Таймер вентилятора бензинового
<i>tim_D</i>		TON		Таймер вентилятора дизеля

ENGINE (FB-LD)

```

0001 FUNCTION_BLOCK ENGINE
0002 VAR_INPUT
0003     turn_on: BOOL;
0004     turn_off: BOOL;
0005     trouble: BOOL;
0006     fact: INT;
0007     preset: INT;
0008 END_VAR
0009 VAR_OUTPUT
0010     on: BOOL;
0011     ready: BOOL;
0012 END_VAR
0013 VAR
0014 END_VAR
0015
```

а)

PLC_PRG (PRG-LD)

```

0001 PROGRAM PLC_PRG
0002 VAR
0003     turn_on_B AT %IX0.0: BOOL;
0004     turn_off_B AT %IX0.1: BOOL;
0005     trouble_B AT %IX1.0.0: BOOL;
0006     turn_on_D AT %IX1.0.1: BOOL;
0007     turn_off_D AT %IX1.0.2: BOOL;
0008     trouble_D AT %IX1.0.3: BOOL;
0009     on_B AT %QX2.0: BOOL;
0010     ready_B AT %QX2.1: BOOL;
0011     vent_B AT %QX2.2: BOOL;
0012     on_D AT %QX3.0.0: BOOL;
0013     ready_D AT %QX3.0.1: BOOL;
0014     vent_D AT %QX3.0.2: BOOL;
0015     tim_B: TON;
0016     tim_D: TON;
0017     fact_B AT %MW0: INT;
0018     fact_D AT %MW2: INT;
0019
0020 END_VAR
0021
```

б)

Рис. 22. Объявление переменных

Набранная программа на языке лестничных диаграмм имеет вид, представленный на рис. 23.

Созданный блок *ENGINE* должен управлять и контролировать работу бензинового и дизельного двигателей. Различные заданные скорости хранятся в отдельных ячейках памяти.

5) Далее необходимо запрограммировать вызов функционального блока в программном блоке. Для этого в сегменте программного блока необходимо установить курсор в заданном положении, на панели инструментов нажать пиктограмму  и установить 2 блока на поле сегмента. В поле названия блока необходимо списать название пользовательского блока (*ENGINE*). Один блок

необходимо назвать «*Gasoline*», другой – «*Diesel*». Соответственно один блок будет отвечать за работу бензинового двигателя, а второй – за работу дизельного (рис. 24а).

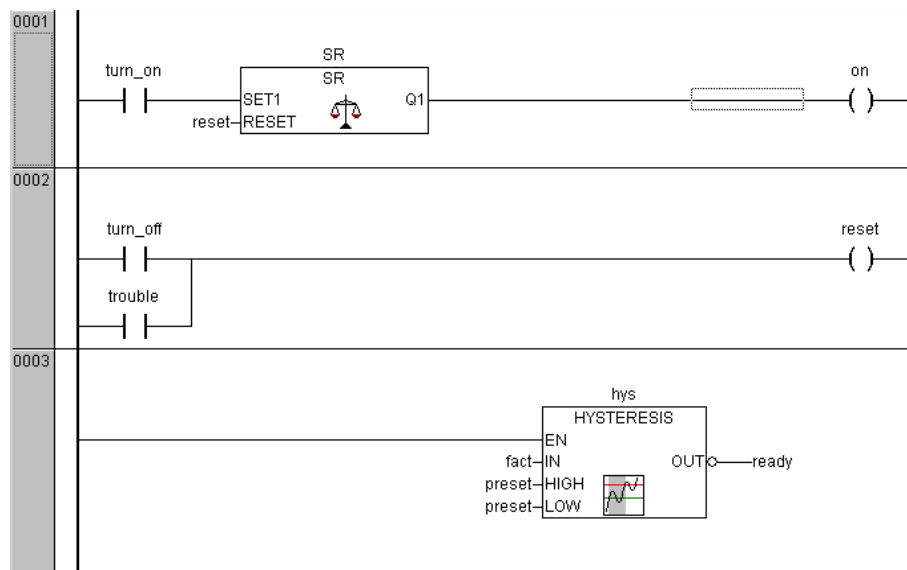


Рис. 23. Функциональный блок *ENGINE*

В поля напротив входов и выходов необходимо установить названия соответствующих переменных. Программный блок после этого примет вид, представленный на рис. 24б. Напротив внутренней переменной «*preset*» блока «*Gasoline*» необходимо установить значение 1500. Таким образом, определена максимальная скорость для бензинового двигателя. Аналогично установить значение 1200 напротив внутренней переменной «*preset*» блока «*Diesel*» (для дизельного двигателя).

6) Далее необходимо сохранить программу;

7) Функции, как и функциональные блоки, расположены в иерархии программы ниже программного блока. Однако в отличие от функционального блока, функции не нужен блок данных. У функций параметры также перечисляются в окне объявления переменных, но статические данные не разрешаются.

В рассматриваемой задаче предусматривается, что каждый двигатель как бензиновый, так и дизель имеет свой вентилятор. Вентилятор включается при работе двигателя и продолжает еще работать 4 с после отключения двигателя. Для управления этими двигателями программируется функция *VENT*.

Необходимо в менеджере проекта дважды щелкнуть на строке *VENT*, чтобы открыть ее. Открывается окно для программирования. Далее нужно объявить переменные:

```
FUNCTION VENT :
  BOOL
  VAR_INPUT
    turn_on: BOOL;
  END_VAR
  VAR
    tim: TON;
  END_VAR
```

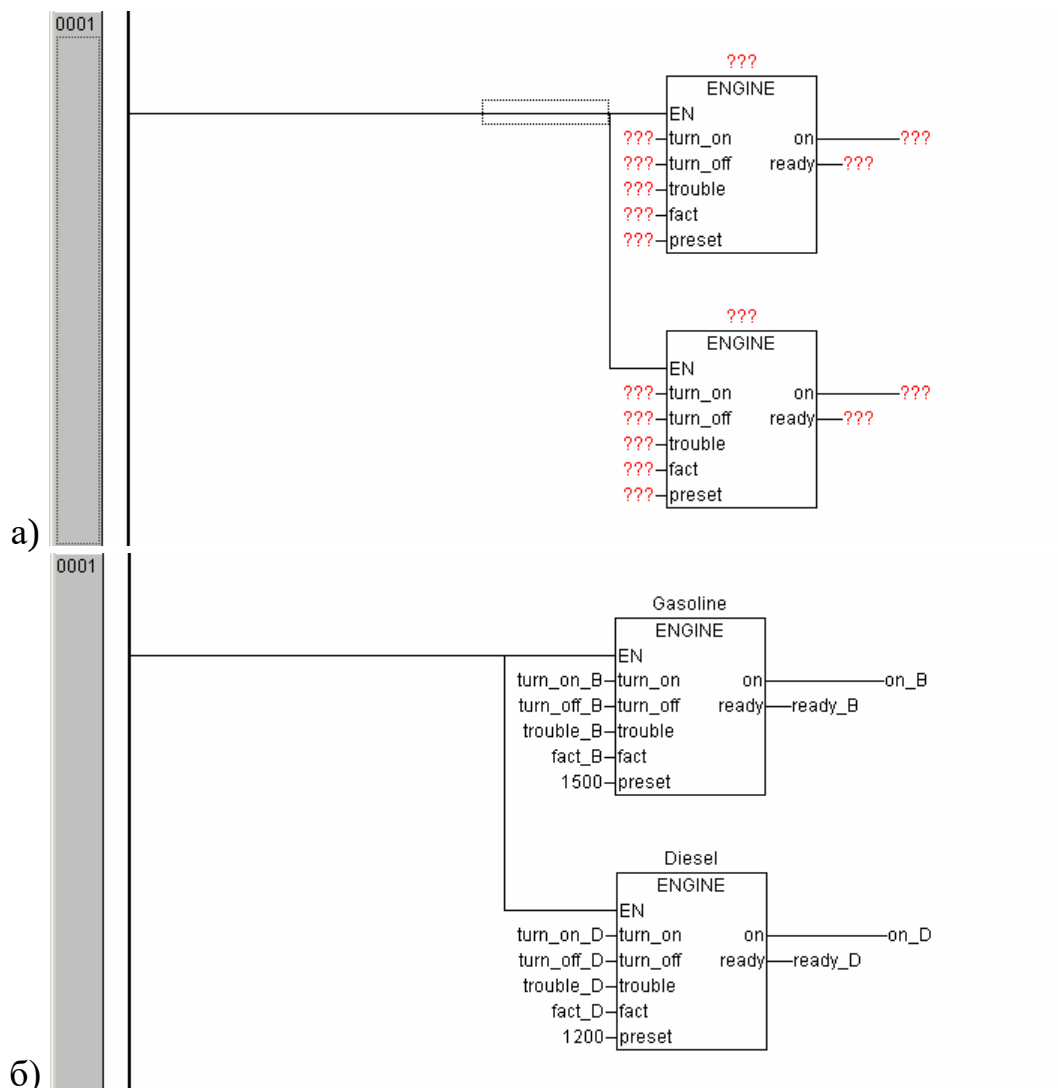


Рис. 24. Сегмент программы управления испытаниями двигателей

8) Затем необходимо запрограммировать управление вентилятором. Набранная программа на языке *FBD* имеет вид, представленный на рис. 25.

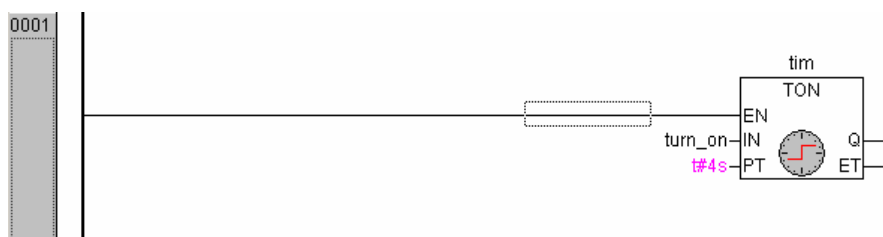


Рис. 25. Программирование функции *VENT*

9) Вызов функции *VENT* в программном блоке выполняется аналогично вызову функционального блока. Все переменные функции снабжаются в программном блоке соответствующими адресами бензинового или дизельного двигателя, которые уже отражены в табл. 9.

В программном блоке *PLC_PRG* вставить новый сегмент. Затем в этом сегменте необходимо установить курсор, на панели инструментов нажать пиктограмму  и

установить 2 блока на поле сегмента. В поле названия блока необходимо списать название пользовательской функции (*VENT*). Одна функция будет отвечать за работу вентилятора бензинового двигателя, а вторая – за работу вентилятора дизельного двигателя (рис. 26а). Далее в соответствующих полях ввести символьные имена из табл. 9. Сохранить программу.

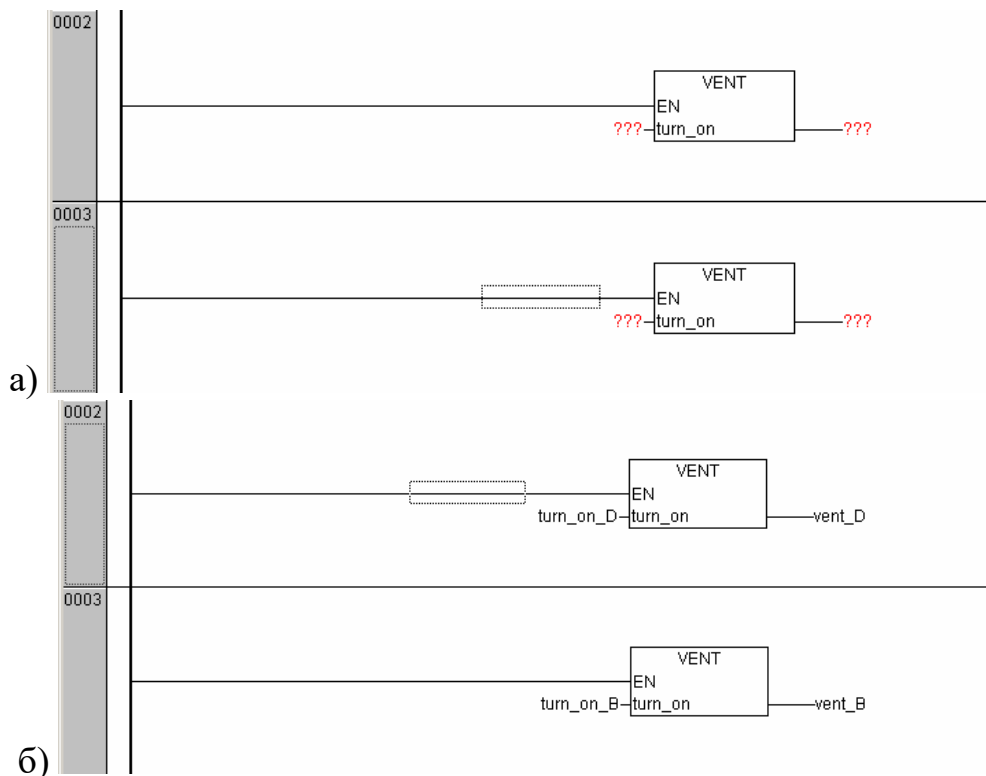


Рис. 26. Сегмент программы управления вентиляторами

7. Пример программирования контроллера ПЛК160. В качестве примера представлена программа управления движением тележки.

Тележка перемещается по прямолинейному пути. Имеется два фиксированных положения П0 и П1. Исходное положение тележки – П0.

При кратковременном нажатии на кнопку «Пуск» тележка движется вперед до положения П1, стоит в положении П1 5 с и возвращается назад в положение П0. В положении П0 немедленно возникает реверс привода тележки. Тележка вновь движется в положение П1, стоит в нем 5 с и возвращается в П0. В положении П0 вновь возникает команда на движение до положения П1 и т.д. после 10 циклов перемещения в положение П1 при возвращении тележки в положение П0 возникает сигнал «Конец цикла».

Для управления движением тележки следует предусмотреть счетчик (СЧ) со счетом до 10, задержку времени (таймер) для формирования задержанного сигнала П1[↑] и память Р_П о нажатии на кнопку «Пуск».

$$P_{\Pi} = (Пуск + P_{\Pi}) \cdot KЦ$$

Команда на перемещение тележки вперед (В) возникает в положении П0, если отсутствует сигнал счетчика СЧ, и сохраняется при наличии сигнала памяти пуска

P_{Π} до достижения положения $\Pi 1$. Этому описанию соответствует логическое уравнение

$$B = (\Pi 0 \cdot \overline{CЧ} + B) \cdot \overline{\Pi 1} \cdot P_{\Pi}$$

Команда на перемещение тележки назад (Н) возникает через 5 с нахождения в положении $\Pi 1$ и сохраняется при наличии переменной P_{Π} до достижения положения $\Pi 0$. Тогда логическое уравнение для команды Н имеет вид

$$H = (\Pi 1^{\uparrow} + H) \cdot \overline{\Pi 0} \cdot P_{\Pi}$$

Сигнал конца цикла (КЦ) возникает в положении $\Pi 0$ при наличии сигнала счетчика СЧ о завершении 10 циклов перемещения в положение $\Pi 1$ и сигнала P_{Π} . Сигнал КЦ сохраняется до очередного нажатия на кнопку «Пуск». Тогда логическое уравнение для рассматриваемого сигнала имеет вид

$$КЦ = (\Pi 0 \cdot CЧ \cdot P_{\Pi} + КЦ) \cdot \overline{Пуск}$$

В ниже приведенной программе (рис. 49) использован счетчик на вычитание. При нажатии на кнопку «Пуск» в счетчик вводится уставка 10. Счетчик считает число циклов перемещения в положение $\Pi 1$, при достижении этого положения число в счетчике уменьшается на единицу. Счетчик сбрасывается по сигналу конца цикла КЦ. Признаком окончания цикла является число в счетчике равное нулю, при котором на выходе счетчика «0». Поэтому в уравнениях команд В и КЦ необходимо использовать инверсию сигнала СЧ по отношению к ранее записанным уравнениям:

$$B = (\Pi 0 \cdot \overline{CЧ} + B) \cdot \overline{\Pi 1} \cdot P_{\Pi}$$

$$КЦ = (\Pi 0 \cdot \overline{CЧ} \cdot P_{\Pi} + КЦ) \cdot \overline{Пуск}.$$

Сброс счетчика производится сигналом конца цикла КЦ.

В табл. 10 представлена адресация команд и сигналов для ОВЕН ПЛК160. Соответственно, на рис. 27 представлена программа управления движением тележки.

Таблица 10

Команда, сигнал	$\Pi 0$	$\Pi 1$	Пуск	В	Н	КЦ	P_{Π}	СЧ	$\Pi 1^{\uparrow}$
Адрес на модуле	I1	I2	I3	Q1	Q2	Q3			
Адрес ПЛК	%IX0.0	%IX0.1	%IX1.0.0	%QX2.0	%QX2.1	%QX2.2	%MX0.0	%MX0.1	%MX0.2
Символьный адрес	p0	p1	start	forw	rev	cycle	mem	count	tim

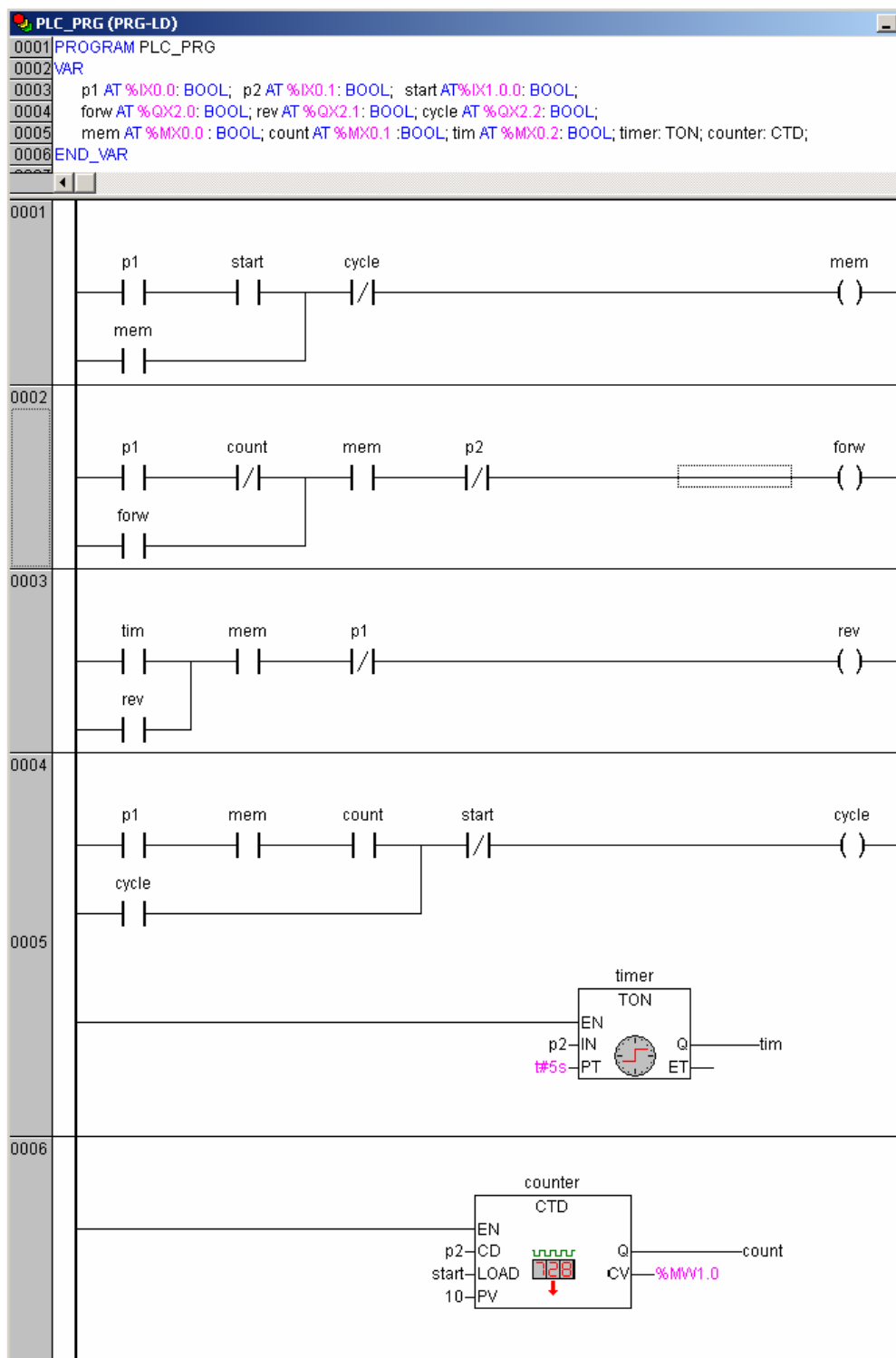


Рис. 27. Программа управления движением тележки

Загрузка программы в контроллер и запуск программы

Компиляция и загрузка программы в контроллер осуществляется в следующей последовательности:

– В выпадающем меню «Проект» выбрать пункт «Компилировать» либо воспользоваться «быстрой» клавишей *F11*. Пройдет компиляция проекта, по итогам

которой сформируется лог компиляции (см. рис. 16). Если ошибок в проекте нет, то весь текст будет серого цвета и в последней строке будет запись «0 ошибок, 0 предупреждений». В противном случае необходимо будет исправить все обозначенные ошибки.

– Настроить параметры порта связи с ПЛК160. Для этого в выпадающем меню «Онлайн» выбрать пункт «Параметры связи». В открывшемся окне нажать кнопку «New», в результате чего откроется окно создания нового канала связи (рис. 28а), в котором нужно выбрать строку *Serial (RS232)* и нажать «OK».

– В открывшемся окне настроек порта связи (рис. 28б) указать следующие значащие параметры: **Port** – **COM2**, **Baudrate** – **9600**, **Parity** – **no**, **Stop bits** – **1**.

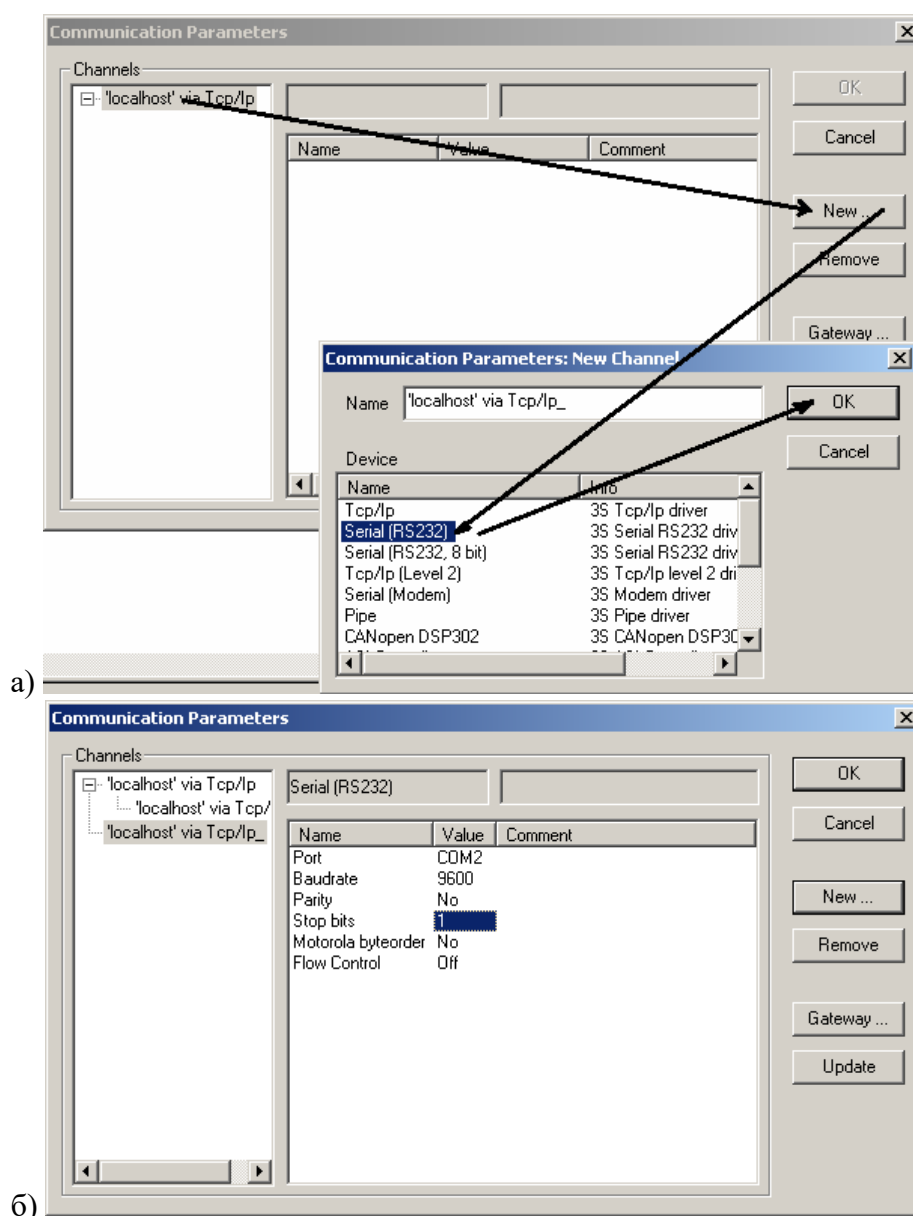


Рис. 28. Настройка параметров связи

– Создать загрузочный проект. Для этого в выпадающем меню «Онлайн» выбрать пункт «Создание загрузочного проекта». В итоге будут созданы файлы загрузочного проекта.

– Загрузить проект в память ПЛК. Для этого в выпадающем меню «Онлайн» выбрать пункт «Подключение», в появившемся окне (рис. 29а) выбрать «НЕТ». После этого в выпадающем меню «Онлайн» выбрать пункт «Загрузка». Прогресс процесса загрузки представлен на рис. 29б. В итоге проект полностью загружен в память ПЛК. Запуск контроллера осуществляется нажатием кнопки «СТАРТ/СТОП» либо выбором пункта «СТАРТ» в выпадающем меню «Онлайн»

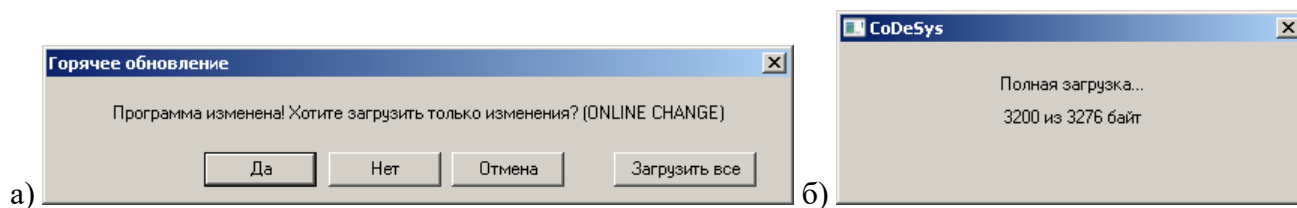


Рис. 29.

Во время работы контроллера доступен режим мониторинга хода выполнения программы. *CoDeSys* переходит в режим мониторинга сразу же после перехода в онлайн-режим работы. В этом режиме будут отображаться состояния контактов и обмоток, а также значения счетчиков, таймеров и других функции в реальном времени (рис. 30).

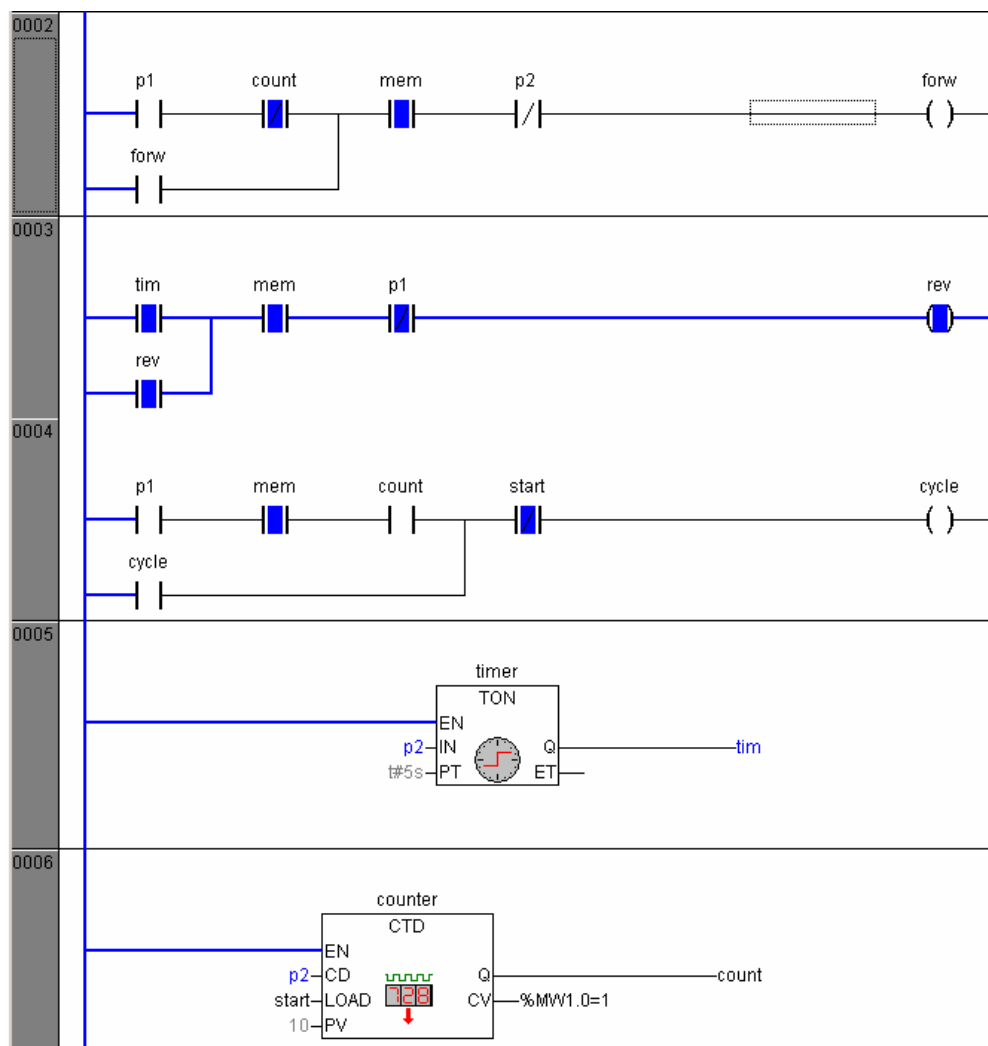


Рис. 30. Режим мониторинга

Варианты заданий

При подготовке к лабораторной работе студент должен в соответствии с табл. 11 выбрать свой вариант задания.

Для заданного варианта необходимо разработать алгоритм ее решения. В соответствии с заданием определиться с адресацией входных и выходных переменных. Затем определиться с адресацией вводимых промежуточных переменных и с адресацией используемых таймеров и счетчиков. Составить программу для контроллера ПЛК160.

Запустить программу в работу и убедиться в правильности ее работы. При наличии ошибок в работе устранить их и продемонстрировать преподавателю работу правильно функционирующей программы.

Таблица 11

Номер бригады	1 и 5			2 и 6			3 и 7			4 и 8		
Член бригады	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Номер варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12

Вариант 1. Перекладыватель служит для перемещения листов со стола на постоянно вращающийся рольганг. Перекладыватель имеет подъемник листов, установленный на тележке. Подъемник представляет собой поперечину, перемещающуюся по вертикальным стойкам сверху вниз и обратно. Поперечина имеет на конце электромагнит для притягивания листов.

В исходном положении перекладыватель стоит в положении П0 над столом, а его подъемник в крайнем верхнем положении КВ. При поступлении листа на стол подается сигнал наличия листа, подъемник включается для движения вниз. При касании листа подъемник останавливается и включается электромагнит. Через 2 с включается подъемник на подъем, достигает положения КВ и останавливается. Включается тележка и перемещается в положение П1 над рольгангом, где останавливается и электромагнит отключается. Лист падает на рольганг. Через 2 с тележка движется в положение П0. Цикл повторяется при поступлении очередного сигнала наличия листа. Включение системы в работу – нажатием кнопки «Пуск».

Вариант 2. В контроллере программным путем необходимо реализовать генератор импульсов. Время наличия импульса 1 с, время его отсутствия 2 с. При нажатии на кнопку «Пуск» начинается счет импульсов. При прохождении 10 импульсов загорается лампа Л1, при прохождении следующих 10 импульсов – лампа Л2, аналогично включаются лампы Л3 и Л4. После загорания лампы Л4 (т.е. после прохождения 40 импульсов) счет прекращается, и все лампы горят до нажатия на кнопку «Стоп». Генератор импульсов реализовать программным путем.

Вариант 3. Автоматизировать перемещение пуансона штампованного пресса. Рабочий заправляет металлическую ленту (заготовку) и нажимает кнопку «Пуск». Пуансон из крайнего верхнего положения П0 движется вниз, при своем движении до положения п1 входит в матрицу, выбивая из ленты деталь необходимой формы, и возвращается в положение П0. чисто механическим устройством лента перемещается на один шаг и через 2 с пуансон совершает очередное движение.

Лента рассчитана на изготовление 10 деталей, поэтому через 10 ходов пуансона формируется сигнал «конец цикла». При подаче питания на систему автоматизации пуансон из любой точки должен прийти в положение П0.

Вариант 4. На программируемом контроллере реализовать систему управления толкателем с кривошипно-шатунным механизмом с реверсивным электродвигателем. Толкатель имеет два фиксированных положения П0 и П1. При подаче питания на систему толкатель из любого положения движется вперед медленно до положения П0. При появлении кратковременного сигнала «Пуск» толкатель из положения П0 медленно движется до положения П1, стоит там в течение 2 с, а затем электродвигатель включается для движения назад быстро и возвращается в положение П0, где формируется сигнал «Конец цикла». Цикл повторяется при нажатии кнопки «Пуск». При нажатии кнопки «Стоп» толкатель из любого положения на быстрой скорости возвращается в положение П0.

Вариант 5. Автоматизировать управление крышкой котла (типа большой кастрюли). При кратковременном нажатии кнопки «Открыть» крышка поднимается до крайнего верхнего положения, в котором поворачивается, открывая доступ к содержимому котла. При кратковременном нажатии на кнопку «Заккрыть» крышка поворачивается в положение точно над котлом и затем опускается, закрывая котел. Для исключения ударов предусмотреть переход на пониженную скорость перед касанием крышкой котла при его закрывании.

Вариант 6. Автоматизировать управление дверью (воротами) въезда/выезда гаража. Нормальное (исходное) положение двери закрытое. При кратковременном нажатии кнопки «Открыть» включается звонок и через 5 с включается привод двери на открывание. При полном открытии двери привод двери отключается сразу, а звонок звенит еще 2 с. Закрывание дверей – аналогично: при кратковременном нажатии кнопки «Заккрыть» включается звонок, через 5 с включается привод двери на закрывание. При полном закрытии двери привод двери отключается, а звонок звенит еще 2 с.

Вариант 7. Печь сопротивлений содержит три нагревательных элемента (НЭ), каждый из которых питается от собственного тиристорного преобразователя соответственно ТП1...ТП3. Сигнал «1» на входе ТП соответствует максимально допустимому току НЭ, сигнал «0» – минимально допустимому току НЭ. Синтезировать схему, обеспечивающую алгоритм работы группы ТП, представленный в табл. 12.

Таблица 12

Номер импульса генератора	-	1	2	3	4	5	6	7	8	9	...
Состояние ТП1	0	1	0	0	1	1	0	1	0	0	...
Состояние ТП2	0	0	1	0	0	1	1	0	1	0	
Состояние ТП3	0	0	0	1	1	0	1	0	0	1	

Начало работы осуществляется после нажатия на кнопку «Пуск». Цикл управления печью сопротивления состоит из 6 тактов. Переход с одного такта на другой осуществляется при поступлении очередного импульса от генератора импульсов. Циклы управления непрерывно следуют друг за другом. При

поступлении команды «Стоп» прекращается подача импульсов и все ТП отключаются. Для возобновления работы необходимо нажать на кнопку «Пуск». Генератор импульсов реализуется программным путем.

Вариант 8. Манипулятор (рука со схватом) служит для подачи заготовок из накопителя в пресс. Рука манипулятора может перемещаться вперед/назад из крайнего заднего КЗ в крайнее переднее КП положение и назад, а также поворачиваться из крайнего правого положения КПр в крайнее левое положение КЛ и обратно. Схват имеет электромагнитный механизм зажима/разжима заготовок. Исходное положение манипулятора перед накопителем (в положениях КЗ и КПр, схват под действием пружин зажат). При поступлении запроса со станка и наличии заготовки в накопителе включается электромагнит разжима схвата. Рука идет в крайнее переднее положение КП, через 2 с схват зажимает заготовку (электромагнит схвата отключается) и рука возвращается в положение КЗ. Рука поворачивается в положение КЛ и выдвигается вперед до КП. Схват разжимается (электромагнит схвата включается) и через 2 с рука идет в положение КЗ, затем поворачивается в положение КПр (исходное положение руки). Если есть запрос со станка, а накопитель пуст, то включается сигнальная лампа «Нет детали» и кратковременный звуковой сигнал (в течение 5 с). Световой сигнал снимается кнопкой «Сброс». Включение системы в работу – нажатием кнопки «Пуск».

Вариант 9. Автоматизировать процесс безупорной остановки длиномерного металла на рольганге Р1. На рольганг Р1 металл передается с предыдущего рольганга Р0, наличие металла на котором контролируется датчиком Д0. Вдоль рольганга Р1 расположены датчики, контролирующие наличие металла последовательно в положениях П1, П2 и П3. Нормальное положение рольганга Р1 – неподвижное. При наличии сигнала с датчика Д0 и отсутствии металла на рольганге Р1, рольганг Р1 включается, и металл перемещается по рольгангу Р1. При достижении передним концом металла положения П1 происходит снижение скорости Р1 до «ползучей» скорости, а в положении П2 привод рольганга Р1 отключается. Если по каким-либо причинам металл достиг положения П3, то привод рольганга Р1 реверсируется и работает на пониженной скорости, пока металл не уйдет из положения П3. При остановке переднего конца металла между положениями П2 и П3 формируется сигнал разрешения работы механизмов уборки металла с Р1. Включение системы в работу – при нажатии на кнопку «Пуск».

Вариант 10. Автоматизировать работу толкателя с кривошипно-шатунным механизмом с нереверсивным электродвигателем. При нажатии кнопки «Пуск» кривошип из положения $\alpha = 0^0$ движется до положения $\alpha = 120^0$. В этом положении происходит переход на пониженную (малую) скорость, кривошип идет до положения $\alpha = 180^0$ и останавливается. Через 3с электродвигатель автоматически вновь включается и на повышенной скорости шатун идет в положение $\alpha = 0^0$. Стоит в нем 3 с, включается и движется к положению $\alpha = 120^0$ и на пониженной скорости до $\alpha = 180^0$ и т.д. После 5 толканий толкатель останавливается в исходном положении (кривошип - в положении $\alpha = 0^0$) и формируется сигнал «Конец цикла».

Очередной цикл из пяти толканий – после очередного нажатия на кнопку «Пуск». При нажатии на кнопку «Стоп» толкатель из любого положения на повышенной скорости движется в положение $\alpha = 0^0$ и останавливается.

Вариант 11. Тележка движется по кольцевому пути, на котором есть 3 фиксированных положения П0, П1 и П2. Привод тележки – от нереверсивного электродвигателя. При подаче питания из любого положения тележка должна идти в положение П0. При нажатии на кнопку «Пуск» тележка без задержки движется в положение П1, стоит там в течение 3 с, затем движется в П2, стоит там в течение 4 с, движется в положение П0, стоит там в течение 5 с, движется в П1, стоит там в течение 3 с и т.д. То есть тележка непрерывно движется по кольцевому пути с остановками в фиксированных положениях. При нажатии на кнопку «Стоп» тележка должна без остановки идти в П0 и там ожидать очередного нажатия кнопки «Пуск».

Вариант 12. Автоматизировать линию сортировки изделий. По конвейеру движутся низкие изделия, но редко могут встречаться и высокие. По ходу конвейера установлены две фотоголовки на расстоянии друг от друга, равном половине ширины изделия. Первая по ходу конвейера фотоголовка настроена на низкие изделия (нижняя фотоголовка), вторая – на высокие изделия (верхняя фотоголовка). При прохождении низкой детали перекрывается только нижняя фотоголовка, а при высоких – вначале нижняя, а затем верхняя фотоголовки. На выходе конвейера детали ударяются о сортировочную планку, и высокие изделия поступают в правый накопитель (левое положение планки), низкие – в левый (правое положение планки). Планка перебрасывается пневмоприводом. Для переброски планки влево или вправо достаточно хотя бы кратковременно подать команду на ее перемещение влево или вправо. Включение системы в работу – нажатием кнопки «Пуск».

Требования к отчёту

Отчет должен содержать:

1. цель работы;
2. условия задачи по варианту, принятые обозначения переменных, логические функции для выходных и промежуточных переменных, при необходимости циклограмму работы оборудования;
3. логические функции в адресах программируемого контроллера;
4. программу для реализации системы управления;
5. методику экспериментальной проверки функционирования реализованной системы управления и результаты проверки;
6. выводы по работе.

Контрольные вопросы

1. Что означает термин «конфигурирование проекта»?
2. Что означает термин «*target*-файл», где и как он используется в программной среде *CoDeSys*?
3. Что такое объявление переменных и это используется при программировании контроллера?
4. Можно ли в ПЛК160 реализовать таймер с уставкой времени 0,07 с?
5. При каких условиях на выходе таймеров контроллера формируется сигнал «0» и сигнал «1»?
6. При каких условиях на выходе счетчиков контроллера формируется сигнал «0» и сигнал «1»?
7. Что означает создание функционального блока (*FB*) при программировании контроллера?
8. Что означает создание и открытие функции (*FC*) при программировании контроллера?

2.2 Работа №2. Основы работы со SCADA-системой

Цель работы

Ознакомиться с основами работы SCADA-системы *TRACE MODE* и приобрести навыки разработки исполнительской среды для осуществления обмена данными. Разработать систему автоматизации на базе SCADA-системы *TRACE MODE*.

Содержание работы

а) Изучить назначение и технические характеристики устройств автоматизации, входящих в состав лабораторного комплекса.

б) Изучить принципы конфигурирования функций обмена данными между SCADA-системой *TRACE MODE* и устройствами автоматизации, а также принципы программирования задач управления технологическими процессами.

в) Дома при подготовке к работе:

- составить последовательность, в которой будет вестись настройка и конфигурирование изучаемых устройств автоматизации;
- составить программу управления для ПЛК160;
- разработать проект для исполнительской среды SCADA-системы *TRACE MODE*.

г) В лаборатории:

- пройти тестирование по функциональным возможностям, режимам работы и основам конфигурирования оборудования, участвующего в обмене данными со SCADA-системой;
- пройти тестирование по системе команд и принципу программирования на ПЛК160;
- учитывая установленную при конфигурировании адресацию, откорректировать подготовленные дома программы, записать их в программной среде *CoDeSys 2.3* для ПЛК160/

Общие сведения

Краткие сведения о SCADA-системе *TRACE MODE*

SCADA (от англ. *Supervisory Control And Data Acquisition* – Диспетчерское управление и сбор данных) – программный пакет, предназначенный для разработки или обеспечения работы в реальном времени систем сбора, обработки, отображения и архивирования информации об объекте мониторинга или управления.

SCADA-система может являться частью АСУТП (автоматизированная система управления технологическим процессом), АСКУЭ (автоматизированная система коммерческого учета электроэнергии), системы экологического мониторинга, научного эксперимента, автоматизации здания и т. д. SCADA-системы используются

во всех отраслях хозяйства, где требуется обеспечивать операторский контроль за технологическими процессами в реальном времени.

Данное программное обеспечение устанавливается на компьютеры и, для связи с объектом, использует драйверы ввода-вывода или OPC/DDE серверы. Программный код может быть как написан на языке программирования (например, на C++), так и сгенерирован в среде разработки.

Иногда SCADA-системы комплектуются дополнительным ПО для программирования промышленных контроллеров. Такие SCADA-системы называются интегрированными и к ним добавляют термин *SoftLogic*.

Термин SCADA имеет двоякое толкование. Наиболее широко распространено понимание SCADA как приложения, то есть программного комплекса, обеспечивающего выполнение указанных функций, а также инструментальных средств для разработки этого программного обеспечения. Однако, часто под SCADA-системой подразумевают программно-аппаратный комплекс. Подобное понимание термина SCADA более характерно для раздела телеметрия.

Значение термина SCADA претерпело изменения вместе с развитием технологий автоматизации и управления технологическими процессами. В 80-е годы под SCADA-системами чаще понимали программно-аппаратные комплексы сбора данных реального времени. С 90-х годов термин SCADA больше используется для обозначения только программной части человеко-машинного интерфейса АСУ ТП.

Основные задачи, решаемые SCADA-системами:

- обмен данными с УСО (устройства связи с объектом, то есть с промышленными контроллерами и платами ввода/вывода) в реальном времени через драйверы;
- обработка информации в реальном времени;
- логическое управление;
- отображение информации на экране монитора в удобной и понятной для человека форме;
- ведение базы данных реального времени с технологической информацией;
- аварийная сигнализация и управление тревожными сообщениями;
- подготовка и генерирование отчетов о ходе технологического процесса;
- осуществление сетевого взаимодействия между SCADA и ПК;
- обеспечение связи с внешними приложениями (СУБД, электронные таблицы, текстовые процессоры и т. д.). В системе управления предприятием такими приложениями чаще всего являются приложения, относимые к уровню MES;
- SCADA-системы позволяют разрабатывать АСУ ТП в клиент-серверной или в распределенной архитектуре.

SCADA-система обычно содержит следующие подсистемы:

1) Драйверы или серверы ввода-вывода - программы, обеспечивающие связь SCADA с промышленными контроллерами, счётчиками, АЦП и другими устройствами ввода-вывода информации.

2) Система реального времени - программа, обеспечивающая обработку данных в пределах заданного временного цикла с учетом приоритетов.

3) Человеко-машинный интерфейс (HMI) - инструмент, который представляет данные о ходе процесса человеку оператору, что позволяет оператору контролировать процесс и управлять им. Программа-редактор для разработки человеко-машинного интерфейса.

4) Система логического управления - программа, обеспечивающая исполнение пользовательских программ (скриптов) логического управления в SCADA-системе. Набор редакторов для их разработки.

5) База данных реального времени - программа, обеспечивающая сохранение истории процесса в режиме реального времени.

6) Система управления тревогами - программа, обеспечивающая автоматический контроль технологических событий, отнесение их к категории нормальных, предупреждающих или аварийных, а также обработку событий оператором или компьютером.

7) Генератор отчетов - программа, обеспечивающая создание пользовательских отчетов о технологических событиях. Набор редакторов для их разработки.

8) Внешние интерфейсы - стандартные интерфейсы обмена данными между SCADA и другими приложениями. Обычно OPC, DDE, ODBC, DLL и т. д.

SCADA-система *TRACE MODE 6* (*Adastra Research Group, LTD*) предназначена для автоматизации промышленных предприятий, энергетических объектов, интеллектуальных зданий, объектов транспорта, систем энергоучета и т.д. Масштаб систем автоматизации, создаваемых в *TRACE MODE*, может быть любым – от автономно работающих управляющих контроллеров и рабочих мест операторов (APM) до территориально распределенных систем управления, включающих десятки контроллеров и APM, обменивающихся данными с использованием различных коммуникаций – локальной сети, интранета/интернета, последовательных шин на основе RS232/485, выделенных и коммутируемых телефонных линий, радиоканалов и GSM/GPRS-сетей. Причем, благодаря наличию в составе *TRACE MODE 6* компонентов *T-Factory.exe*, появляется возможность комплексной автоматизации управления как технологическими, так и бизнес-процессами производства для достижения высокой экономической эффективности и быстрого возврата инвестиций.

TRACE MODE 6 располагает встроенными драйверами, позволяющими подключать более 2500 наименований устройств ввода/вывода – программируемых логических контроллеров, удаленных YCO, плат ввода/вывода и промышленных сетей. Поддержка спецификаций OPC DA и HDA, протоколов DDE и NetDDE, а также открытый формат драйвера ввода/вывода и возможность прямого обращения к динамическим библиотекам (DLL) средствами языка программирования ST определяют широкие возможности по включению в состав систем автоматизации, разрабатываемых в *TRACE MODE*, разнообразного оборудования и обмену данными с внешними приложениями.

Системы, создаваемые в *TRACE MODE 6*, могут быть как информационно-измерительными (мониторинг), так и управляющими (НЦУ). Архитектура таких систем в свою очередь может быть как централизованной, так и распределенной, в зависимости от заданных требований.

Особое место отводится системам, использующим свободно-программируемые контроллеры (*PC-based* и/или *PAC*-контроллеры), поскольку в этом случае в *TRACE MODE 6* применяется единый инструмент создания информационного и математического обеспечения, как для АРМ верхнего уровня, так и для контроллеров, реализующих нижний уровень в иерархии систем автоматизации. Использование технологии автопостроения и подход к разработке проекта распределенной системы автоматизации как единого проекта существенно повышают производительность труда разработчиков систем, значительно уменьшая долю рутинных ручных операций и снижая количество ошибок, неизбежных в больших проектах.

Надежный и высокопроизводительный обмен данными между контроллерами и АРМ в *TRACE MODE 6* обусловлен использованием логического сетевого протокола *I-Net* (поверх *TCP/IP*), или *M-Link*. Хранение и доступ к накапливаемой информации реализуются через мощную систему архивирования технологических параметров СУБД *PB SIAD 6*.

Динамические характеристики и надежность создаваемого в *TRACE MODE* программного обеспечения позволяют применять разработанные системы автоматизации в таких отраслях промышленности, как нефтехимия, металлургия, энергетика, машиностроение, коммунальное хозяйство, пищевая промышленность, транспорт, а также при проведении научных исследований.

Программная среда *TRACE MODE 6* подразделяется на интегрированную среду разработки и исполнительные модули (исполнительную среду).

Инструментальная система *TRACE MODE* (среда разработки) устанавливается на рабочем месте инженера-разработчика АСУ и предназначена для создания системы автоматизации и отладки всех ее компонентов. Сохраняемое в файл с расширением **.prj* описание создаваемой системы автоматизации является проектом *TRACE MODE*.

Исполнительные модули *TRACE MODE* (среда исполнения) предназначены для запуска проекта в реальном времени, т.е. для эксплуатации на действующем объекте автоматизации. Основным исполнительным модулем *TRACE MODE* для АРМ является монитор реального времени (МРВ), реализующий такие основные функции, как непрерывный сбор данных, их математическую обработку и визуализацию. Для запуска проекта в контроллерах используются исполнительные модули МикроМРВ, которые различаются по типу контроллеров (разрядность процессора, операционная система, использование сетевого взаимодействия и др.).

Каждому компьютеру/контроллеру, запускаемому под управлением исполнительного модуля в проекте *TRACE MODE*, сопоставлен отдельный узел. Максимальное количество узлов в проекте – 255.

В рамках узла создаются каналы – основные информационные единицы для ввода и первичной обработки данных. Каналы в рамках узла могут объединяться в группы, группы могут содержать подгруппы, образуя иерархическую информационную структуру произвольной вложенности. Каналы разделяются на классы в зависимости от типа обрабатываемых данных, например, для целочисленных – *HEX16* и *HEX32*, для вещественных – *FLOAT* и *DOUBLE FLOAT*.

Каналы содержат атрибуты. Атрибуты каналов могут быть вычисляемыми в реальном времени и не вычисляемыми, общими и специализированными, т.е. отражающими специфику класса канала.

Атрибуты канала, задаваемые при редактировании в ИС это Базовое имя, Комментарий, Кодировка. Они являются общими атрибутами каналов всех классов.

Атрибуты «Верхний предел», «Нижний предел» – не вычисляемые специализированные аргументы канала класса *FLOAT*, атрибут «Достоверность» является вычисляемым атрибутом, индицирующим в реальном времени состояние обмена данными с аппаратурой для каналов класса *HEX16* и *FLOAT*. Значения не вычисляемых атрибутов можно изменять в реальном времени, например, варьировать параметры внутренней обработки в канале класса *FLOAT* с помощью атрибутов «Множитель» и «Смещение» для выполнения линейного преобразования – перехода от кодов АЦП к физическим величинам и т.д.

Различают два типа каналов – *INPUT* и *OUTPUT*. В общем случае каналы типа *INPUT* могут получать информацию от источников данных, каналы типа *OUTPUT* – посылать управляющие воздействия в приемники данных.

Источники и приемники данных представляют собой описатели точек ввода-вывода, то есть связей с контроллерами, платами УСО, интеллектуальными датчиками и т.д. Каждая точка ввода-вывода может быть одним аналоговым сигналом или группой (до 16-ти) дискретных сигналов.

Связи с тэгами во внешних *OPC*-серверах и программными компонентами по протоколам *DDE/NetDDE* также относятся к точкам ввода-вывода.

Такие компоненты проекта как экраны, программы, связи с внешними реляционными СУБД и документы разрабатываются как шаблоны. Для связи шаблонов с атрибутами каналов используются аргументы. Вызов шаблонов в узлах проекта осуществляется с помощью специализированных каналов класса *CALL* (Вызов). Один шаблон может быть вызван многократно на разных узлах с передачей в аргументы различных атрибутов различных каналов. Допустимы связи между аргументами вызываемых шаблонов, если они заданы в рамках одного узла.

Для повторного использования в последующих проектах любых компонентов проекта – шаблонов экранов, программ, связей с СУБД, документов, источников/приемников и узлов в целом предназначена пользовательская библиотека.

Количество проектов, разрабатываемых с помощью одной инструментальной системы *TRACE MODE*, как и время работы в ней не ограничены.

В состав инструментальной системы *TRACE MODE 6* входят:

- 1) Интегрированная среда разработки *TRACE MODE 6 IDE* (файл *tmdevenv.exe*).
- 2) Профайлеры – отладочные МРВ (файл *rtc.exe* – с поддержкой графических экранов. Файл *rtmg32.exe* – без поддержки графических экранов).
- 3) Бесплатный набор драйверов устройств ввода\вывода.
- 4) Библиотека компонентов – файл *tmdevenv.tmul* и набор ресурсов – обои, логотипы, анимации в каталоге *\Lib* папки инструментальной системы.
- 5) Электронная документация (встроенная справочная система).

6) Демонстрационные проекты *TRACE MODE* (примеры систем автоматизации, основанные на имитации технологического процесса).

Создание проекта АСУ осуществляется в единой интегрированной среде разработки (ИС) *TRACE MODE 6*, работающей под управлением операционной системы *MS Windows*. Операции по созданию компонентов проекта, их редактированию и установлению взаимосвязей между ними выполняются в навигаторе проекта ИС. Разрабатываемый проект представляется в виде дерева компонентов. Создание дерева проекта облегчается применением различных технологий автопостроения.

При создании программ, экранов, связей с СУБД, документов и других компонентов вызываются соответствующие редакторы. Разработанные шаблоны могут быть применены для повторного использования, как в текущем проекте, так и в последующих при условии их сохранения в пользовательской библиотеке компонентов.

Конечным результатом работы инструментальной системы *TRACE MODE 6* является набор файлов, предназначенных для исполнения задач АСУ в мониторах реального времени на АРМ и в контроллерах. В рассматриваемых далее случаях в качестве МРВ для АРМ будет использоваться профайлер с поддержкой графических экранов *rtc.exe*, а для контроллера – без поддержки графических экранов *rtmg32.exe*, расположенные в директории инструментальной системы *TRACE MODE 6*. Профайлер позволяет запускать на компьютере с установленной инструментальной системой один узел разработанного проекта. Узлы проекта, запущенные в отладчиках *TRACE MODE 6* на разных компьютерах, могут обмениваться данными как по сети, так и по последовательным коммуникациям. На одном компьютере с несколькими сетевыми адаптерами, соединенными через *hub* или *switch*, можно одновременно запускать соответствующее количество узлов, обменивающихся данными по сети. На одном компьютере с несколькими последовательными портами, соединенными соответствующим образом (для двух – нуль-модемным кабелем), можно запускать также несколько узлов, обменивающихся данными по интерфейсам *RS232/485*.

Порядок выполнения лабораторной работы

В лабораторной работе студентам предлагается вариант системы автоматизации *SCADA*-система *TRACE MODE* + программируемый контроллер ПЛК160.

Порядок выполнения лабораторной работы заключается в следующем:

- 1) Конфигурирование устройства и разработка управляющей программы.
- 2) Разработка и настройка в инструментальной среде следующих компонентов:
 - системы визуализации (экрана контроля и управления);
 - области «Источники/приёмники»;
 - области «Каналы»;
 - привязка источников к каналам.
- 3) Создание исполнительного файла для среды исполнения.
- 4) Отладка.

Порядок разработки системы автоматизации на базе SCADA-системы *TRACE MODE* и программируемого контроллера ПЛК160:

1) Программирование ПЛК160 в программной среде *CoDeSys 2.3*. Выполняется в соответствии с методическими указаниями к лабораторной работе №5.

Так как в рассматриваемом варианте обмен информацией между SCADA-системой *TRACE MODE* и программируемым контроллером ПЛК160 осуществляется посредством использования *OPC*-сервера, то в программном блоке *POU* необходимо только определить переменные, которые будут участвовать в обмене данными (рис. 31).

2) Далее необходимо настроить конфигурацию проекта для совместной работы с *OPC*-сервером *CoDeSys 2.3*:

– на вкладке «Ресурсы» найдите пункт «Настройки целевой платформы» (рис. 32);

```
0001 PROGRAM PLC_PRG
0002 VAR
0003   Din AT %IX0.0:BOOL;
0004   Dout AT %QX2.0:BOOL;
0005   Ain AT %IB1.0:BYTE;
0006   Aout AT %QB3.0:BYTE;
0007 END_VAR
```

Рис. 31. Определение переменных программы

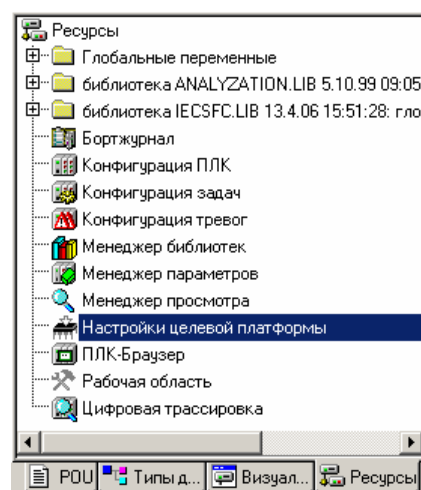


Рис. 32

– в появившемся окне в вкладке «Общие» установить галочку напротив пункта «Загружать символьный файл» (рис. 33);

– выбрать в меню «Проект» пункт «Опции». В разделе «Символьная конфигурация» установить галочку напротив пункта «Создавать описания»;

– нажать кнопку «Настроить символьный файл». В открывшемся окне «Установка атрибутов объекта» выделить те переменные, с которыми нужно будет работать в SCADA-системе, и нажать кнопку «ОК» (рис. 34);

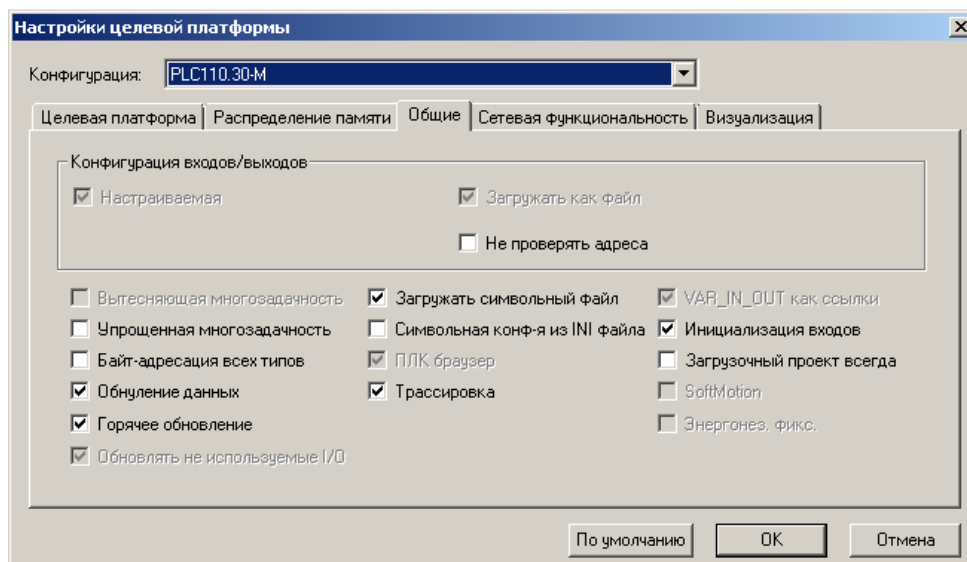


Рис. 33

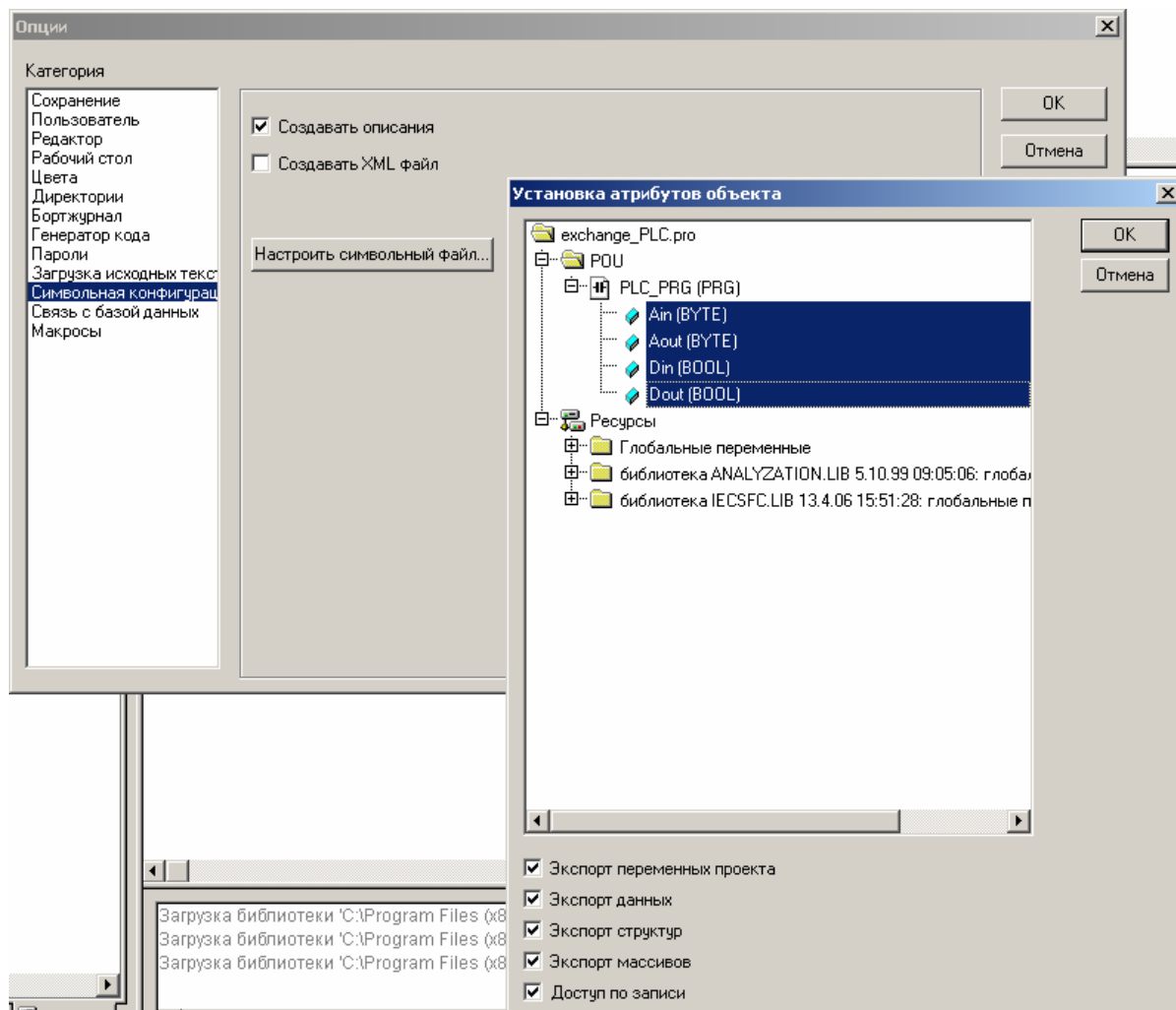


Рис. 34

— выполнить компиляцию проекта. Для этого выбрать в меню «Проекты» пункт «Компилировать все»;

– сохранить проект. Затем связаться с ПЛК, выбрав пункт «Подключение» в меню «Онлайн». После установки связи в меню «Онлайн» выбрать пункт «Создать загрузочный проект». Дождаться окончания загрузки проекта в ПЛК.

3) Конфигурирование OPC-сервера с помощью программы *OPC Configurator*:

– запустить программу *CoDeSys OPC Configurator* (рис. 35а). Это можно сделать через кнопку «Пуск» в Windows (Пуск → Программы → 3S Software → Communication → CoDeSys OPC Configurator);

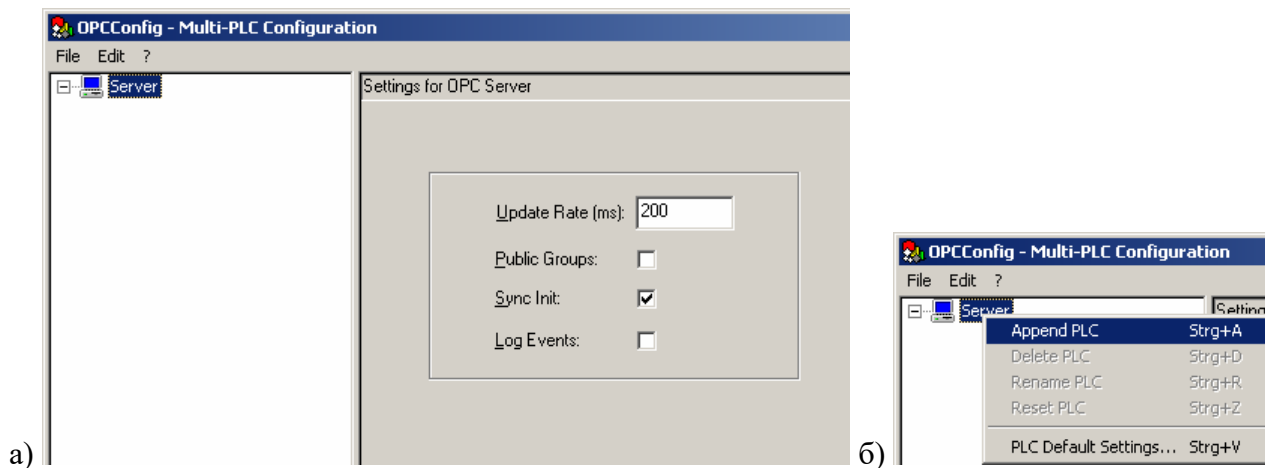


Рис. 35

– нажать правой кнопкой мыши на надписи «Server». В появившемся контекстном меню необходимо выбрать пункт «Append PLC» (рис. 35б). После этого в окне добавится значки  PLC1 и  Connection;

– выделить  PLC1 и в появившемся поле ввода «Project name» ввести имя проекта, который был загружен в ПЛК (рис. 36);

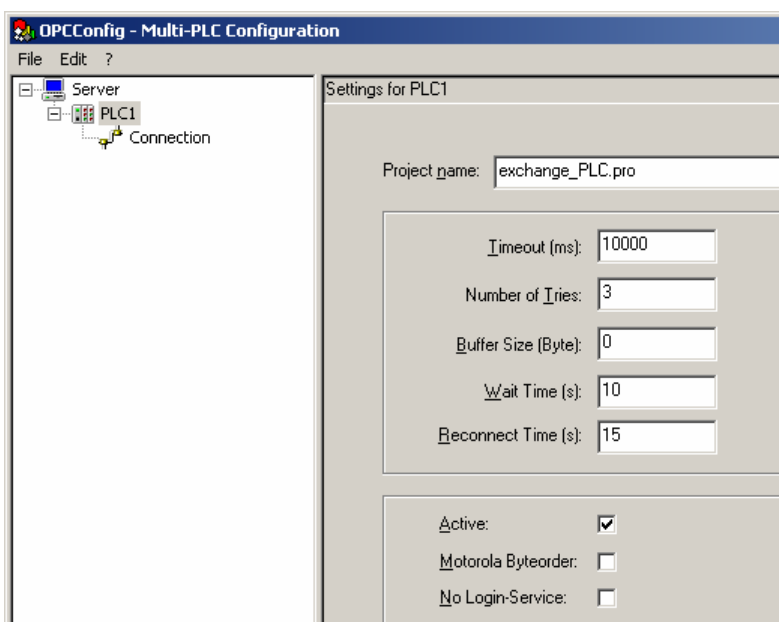


Рис. 36

– выделить значок  Connection и нажать кнопку «Edit» (рис. 37). В появившемся окне необходимо выбрать интерфейс и параметры сетевого обмена между ПЛК и компьютером. Эта процедура аналогична настройке сетевого обмена с ПЛК, описанной в методических рекомендациях к лабораторной работе по изучению программируемого контроллера ПЛК160. После выполнения всех необходимых действий таблица, приведенная на рис. 37, будет заполнена значениями параметров сетевого обмена. После этого программу *CoDeSys OPC Configurator* можно закрыть. После выполнения всех этих действий данные из OPC-сервера можно использовать в SCADA-системе.

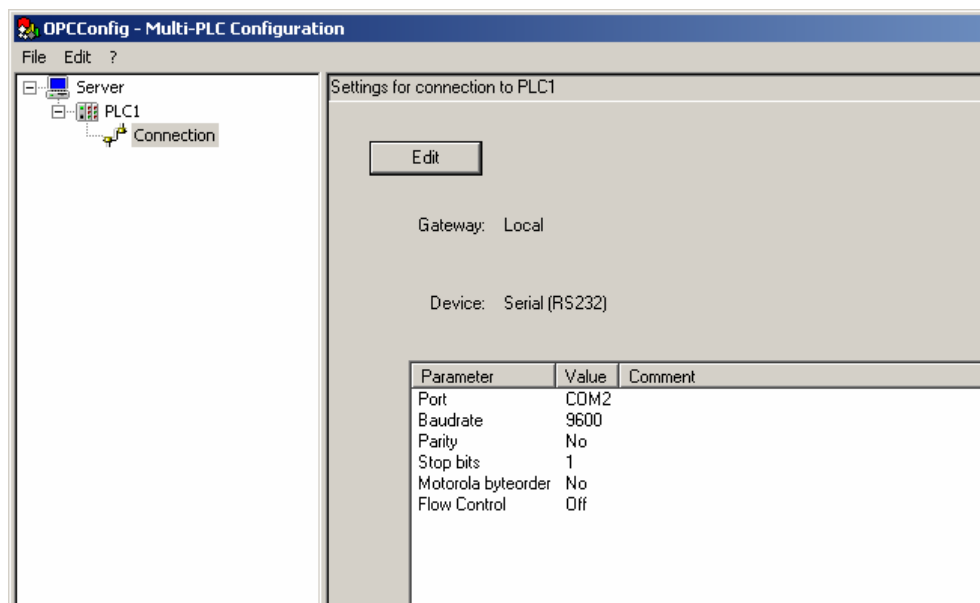


Рис. 37

4) Разработка исполнительной среды (исполнительного файла) SCADA-системы *TRACE MODE* выполняется в следующей последовательности:

- запустить инструментальную систему *TRACE MODE 6* двойным щелчком левой кнопки мыши по иконке «*TRACE MODE*» рабочего стола *Windows* или из меню «Пуск»;
- в открывшемся окне выбрать *Файл* → *Новый*;
- в окне навигатора проекта представлены слои проекта. В слое «Система» создать новый узел *RTM_1*, нажав правую клавишу мыши и выбрав в открывшемся меню *Новый узел* → *RTM*;
- в созданном узле установить один экран. Для этого необходимо нажать правую клавишу мыши на узле *RTM_1* и выбрать *Создать компонент* → *Экран*. Окно навигатора проекта примет вид, представленный на рис. 38;

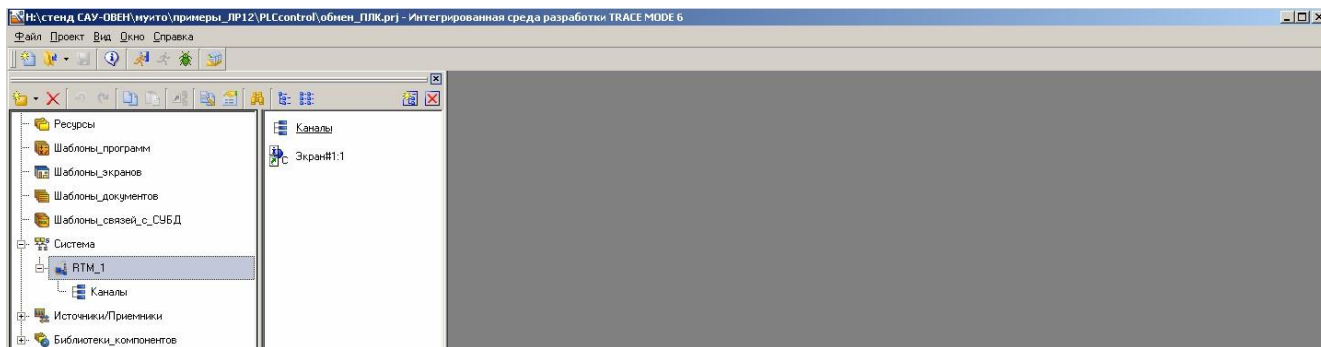


Рис. 38. Внешний вид проекта

— дважды щелкнув левой клавишей мыши по элементу «Экран#1:1» открыть созданный экран. В нем, используя графические элементы «Кнопка» , выключатель , плоские фигуры  и «Текст» , создать экран для визуализации обмена между SCADA-системой TRACE MODE и программируемым контроллером ПЛК160 (рис. 39);

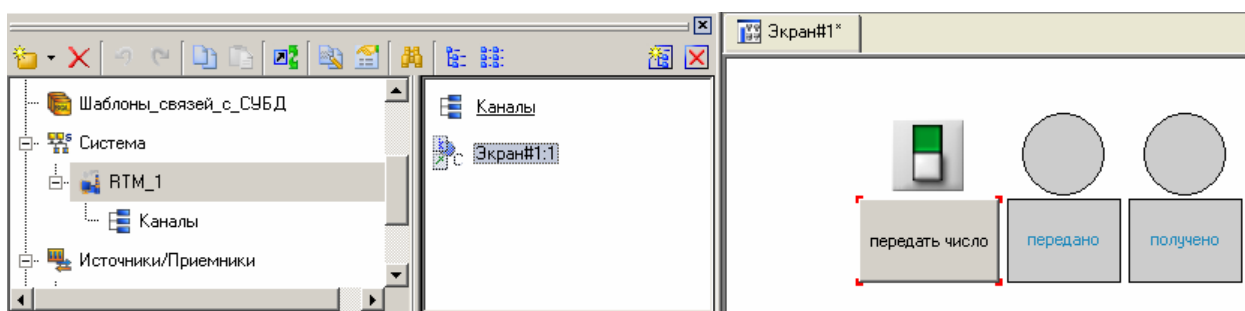
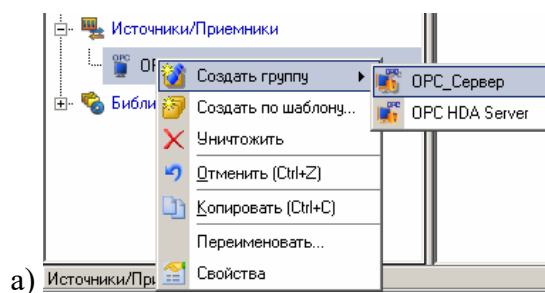


Рис. 39. Экран визуализации обмена между SCADA-системой и контроллером

- в слое «Источники/приемники» создать группу «OPC_1», для чего необходимо выбрать «Источники/приемники» и, нажав правой клавишей мыши, в открывшемся окне выбрать *Создать группу* → *OPC*;
- в группе «OPC_1» создать группу «OPC Сервер» (рис. 40а). Для этого необходимо выбрать «OPC_1» и, нажав правой клавишей мыши, в открывшемся окне выбрать *Создать группу* → *OPC Сервер*;



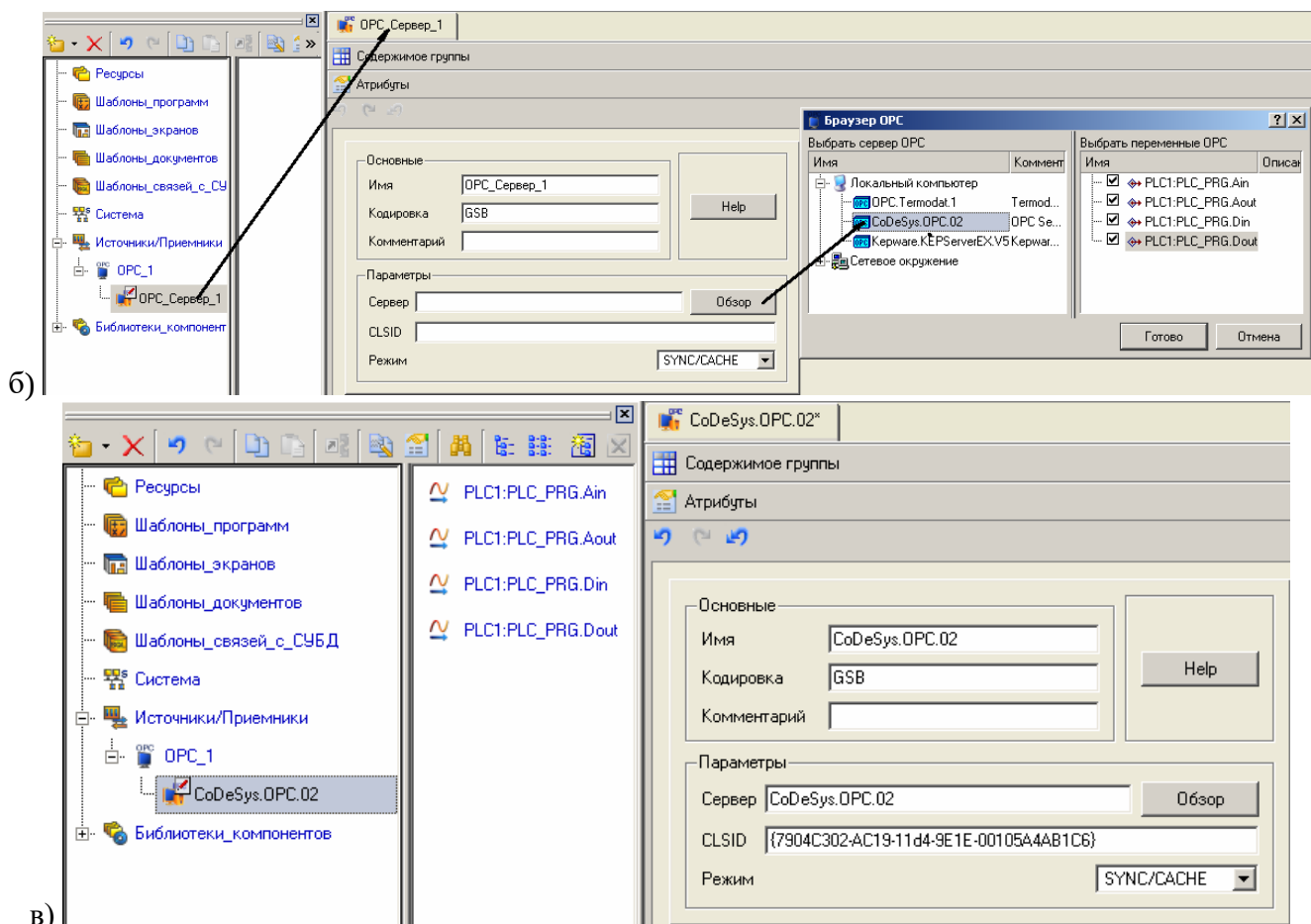


Рис. 40. Создание точек ввода/вывода в слое «Источники/приемники»

– правой клавишей мыши нажать на группе «*OPC_Сервер_1*» и в выпадающем меню выбрать пункт «Редактировать». В окне «Содержимое группы» (рис. 40б) в строке «Сервер» нажать кнопку «Обзор» и в открывшемся окне выбрать требуемый сервер *OPC* – *CoDeSys.OPC.02*. При выборе сервера в правой части окна отобразятся все созданные ранее переменные *OPC*. Необходимо установить галочку напротив требуемой переменной, после чего нажать «Готово». В результате этих действий в группе «*CoDeSys.OPC.02*» будет создано 4 точки ввода/вывода (рис. 40в);

– настроить свойства созданных точек ввода/вывода, для чего два раза щелкнуть левой клавишей мыши по необходимой точке ввода/вывода и в открывшемся окне задать настройки для точки в соответствии с табл. 13;

Таблица 13

№	Точка	Направление	Формат
1	<i>PLC1:PLC_PRG.Ain</i>	<i>Input</i>	Аналог
2	<i>PLC1:PLC_PRG.Aout</i>	<i>Output</i>	Аналог
3	<i>PLC1:PLC_PRG.Din</i>	<i>Input</i>	Дискрет
4	<i>PLC1:PLC_PRG.Dout</i>	<i>Output</i>	Дискрет

– создать каналы. Для этого для удобства необходимо открыть дополнительное окно навигатора, нажав кнопку «Открыть дополнительное окно навигатора»

Используя указатель мыши последовательно перетащить созданные точки ввода/вывода в группу «Каналы» узла *RTM_1* (рис. 41);

– открыв экран, в меню «Вид» выбрать «Аргументы экрана». В открывшееся окно последовательно перетащить созданные каналы (см. рис. 41), после чего созданные аргументы экрана привязать к элементам экрана, последовательно перетаскивая аргументы на изображения элементов в соответствии с табл. 14;

Таблица 14

№	Канал	Аргумент	Элементы экрана
1	<i>PLC1:PLC_PRG.Ain</i>	<i>PLC1:PLC_PRG.Ain_R</i>	Текст «получено»
2	<i>PLC1:PLC_PRG.Aout</i>	<i>PLC1:PLC_PRG.Aout_R</i>	Кнопка «передать число», текст «передано»
3	<i>PLC1:PLC_PRG.Din</i>	<i>PLC1:PLC_PRG.Din_R</i>	Объект «л2»
4	<i>PLC1:PLC_PRG.Dout</i>	<i>PLC1:PLC_PRG.Dout_R</i>	Выключатель, объект «л1»

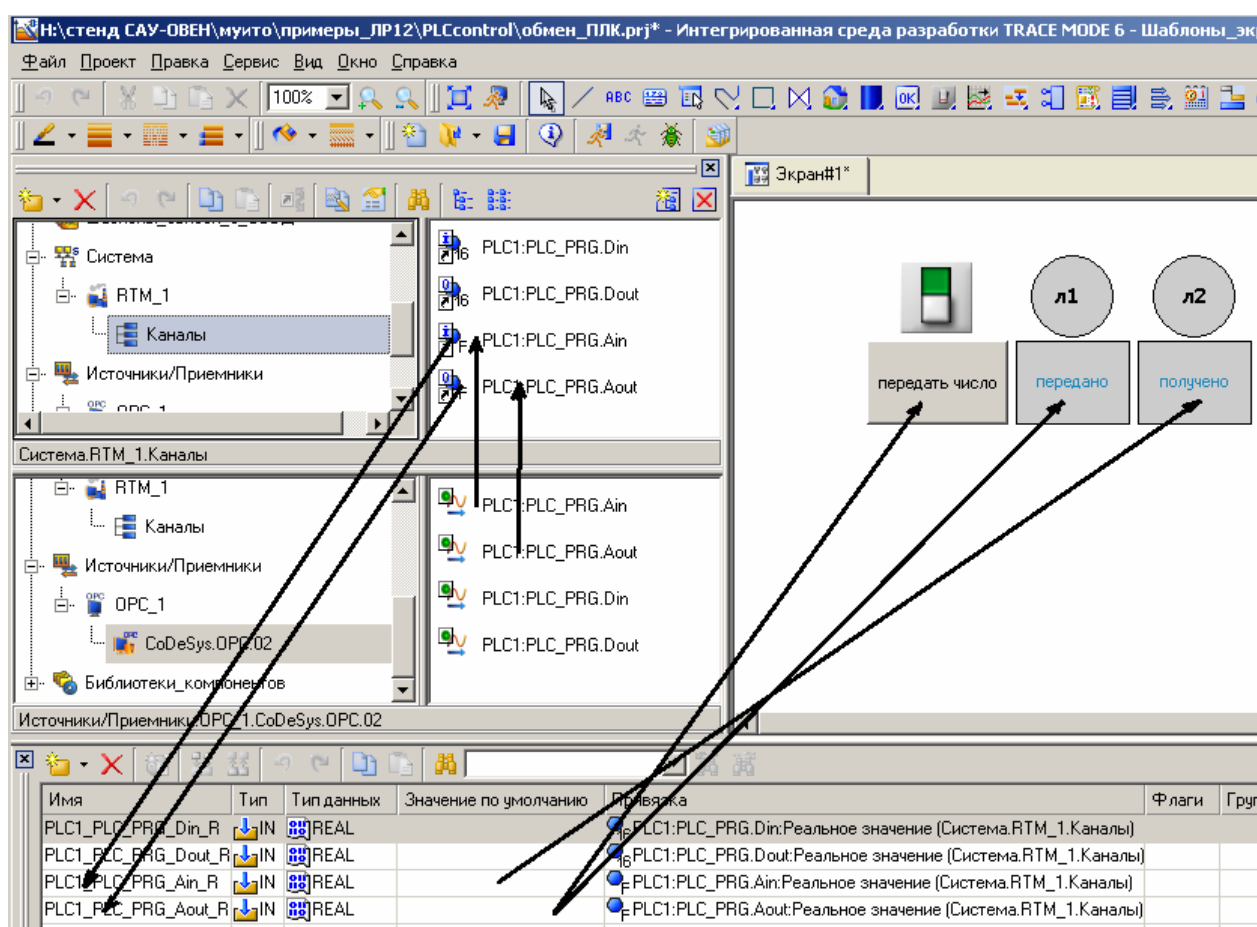


Рис. 41. Создание каналов и их привязка

– настроить свойства элементов экрана. Для этого дважды щелкнуть левой клавишей мыши по требуемому элементу. В открывшемся окне свойств для кнопки выбрать закладку «События» (рис. 42а), для выключателя, эллипса и текстового поля – «Общие свойства» (рис. 42б – 42г). Для кнопки необходимо настроить свойства передачи в закладке «Передать значение» в соответствии с табл. 14, для ламп – таблица 15, а для текстового поля в закладке «Текст» проверить правильность привязки элемента экрана и канала в соответствии с табл. 16;

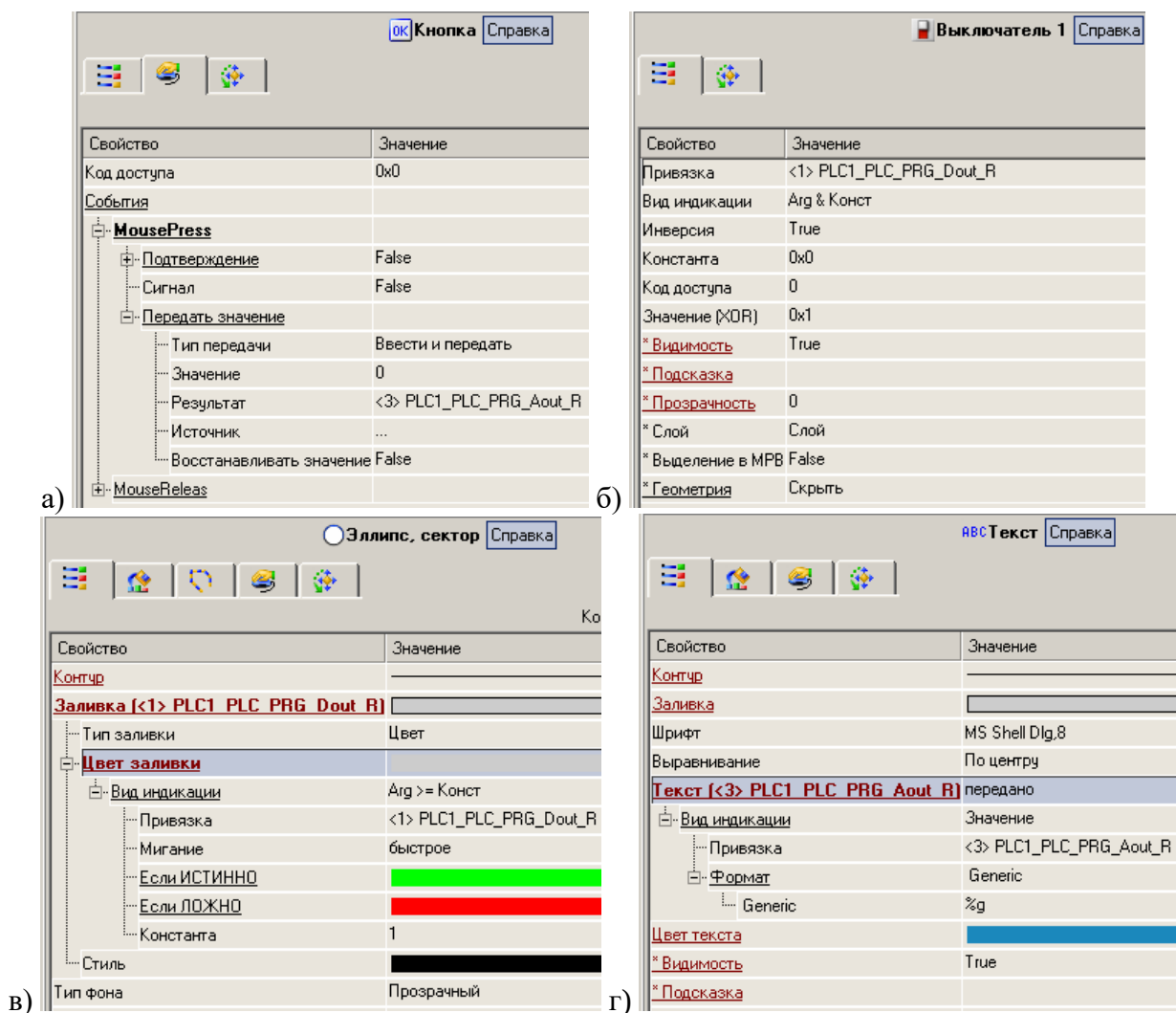


Рис. 42. Настройка свойств графических элементов

Таблица 14

№	Графический элемент	Тип передачи	Результат	Значение
1	Кнопка «передать число»	Ввести и передать	PLC1:PLC_PRG.Aout_R	0

Таблица 15

№	Графический элемент	Функция	Вид индикации	Привязка	Константа
1	Объект «л1»	Заливка	Arg = Const	PLC1:PLC_PRG.Dout_R	1
2	Объект «л2»	Заливка	Arg = Const	PLC1:PLC_PRG.Din_R	1

Таблица 16

№	Графический элемент	Функция	Вид индикации	Привязка	Формат
1	Текст «передано»	Текст	Значение	PLC1:PLC_PRG.Aout_R	generic, %g
2	Текст «получено»	Текст	Значение	PLC1:PLC_PRG.Din_R	generic, %g

– выделить узел *RTM_1* и нажать кнопку «Сохранить для МРВ»  на панели меню для создания исполнительного файла для монитора реального времени (МРВ). В результате выполнения этой процедуры в папке с фалом проекта должна появиться папка с таким названием, в которой располагается папка «*RTM_1*». В этой папке находится исполнительный файл для профайлера (исполнительной среды), имеющий имя «*Имя файла_0*».

3) Проверка правильности работы системы выполняется в следующей последовательности:

– подать питание на лабораторный стенд и используемые в лабораторной работе модули. При необходимости перевести программируемый контроллер ПЛК160 в режим «РАБОТА», нажав соответствующую кнопку на лицевой панели контроллера;

– запустить исполнительный файл дважды щелкнув по названию файла. В открывшемся окне для запуска профайлера необходимо нажать кнопку «Запуск» .

– используя кнопки на экране монитора, передать дискретное или числовое значение. На лицевой панели модуля должно отобразиться изменение состояний выходов контроллера. Аналогично проверить получение сигналов от контроллера: включая тумблеры на лицевой панели модуля, наблюдать изменение отображаемых значений в соответствующих числовых полях;

– при необходимости исправить ошибки, заново сохранить, нажав кнопку «Сохранить для МРВ» и проверить в профайлере.

Требования к отчёту

Отчет должен содержать:

1. цель работы;
2. описание технологической задачи по варианту, конфигурацию или технологическую схему автоматизированного объекта, обозначение переменных;
3. параметры программируемого контроллера введенные в него при конфигурировании;
4. проект для инструментальной среды SCADA-системы с комментариями.
5. описание методики и экспериментальной проверки работоспособности системы автоматизации;
6. выводы по работе.

Контрольные вопросы

1. Что означает термин «конфигурирование контроллера»?
2. В какой последовательности осуществляется конфигурирование ПЛК160?
3. В какой последовательности осуществляется разработка *SCADA*-проекта?
4. Как осуществляется обмен информацией между программируемым контроллером и *SCADA*-системой?
5. Как осуществляется конфигурирование *OPC*-сервера?
6. Как в лабораторной работе проверить правильность работы разработанной системы автоматизации?

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»



УТВЕРЖДАЮ

И. о. проректора по учебно-методической
работе _____ В. В. Зубов

**Методические указания
к выполнению лабораторных работ
Часть 2**

**Б1.В.05 МИКРОПРОЦЕССОРНАЯ ТЕХНИКА В МЕХАТРОНИКЕ И
РОБОТОТЕХНИКЕ**

Направление -

15.03.06 Мехатроника и робототехника

Профиль -

Мехатроника и робототехника промышленных производств

Одобрены на заседании кафедры

Технической механики

(название кафедры)

Зав. кафедрой

_____ (подпись)

Волков Е. Б.

(Фамилия И.О.)

Протокол № 1 от 13.09.2024

(Дата)

Рассмотрены методической комиссией
факультета

Горно-механического

(название факультета)

Председатель

_____ (подпись)

Осипов П.А.

(Фамилия И.О.)

Протокол № 2 от 18.10.2024

(Дата)

Екатеринбург

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. ОБЩЕЕ ОПИСАНИЕ СТЕНДА.....	4
1.1 Назначение стенда.....	4
1.2 Состав	5
1.3 Технические характеристики стенда.....	5
2. ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ.....	6
2.1 Работа №1. Изучение бесконтактных датчиков технологической информации	6
2.2 Работа №2. Изучение дискретной системы управления двигателем постоянного тока на основе программируемого логического контроллера	10
2.3 Работа №3. Синтез и анализ алгоритмов управления мехатронной станцией сборки деталей.....	14

1. ОБЩЕЕ ОПИСАНИЕ СТЕНДА

1.1 Назначение стенда

Лабораторный стенд предназначен для изучения программируемого логического контроллера с объектом управления в виде мехатронного модуля – сборки деталей. Стенд позволяет изучить основы построения систем цикловой автоматики. Элементная база мехатронного модуля состоит из ленточного конвейера с электроприводом постоянного тока, модуля подачи базовых деталей, модулей подачи крышек из различного материала, пневматических толкателей и датчиков различного типа.

Внешний вид учебного комплекта представлен ниже (см. Рисунок 1).



Рисунок 1 – Внешний вид стенда ММ-СБ-НН

1.2 Состав

Лабораторный стенд включает в себя следующие компоненты (см. Таблица 1).

Таблица 1 – Состав

№	Наименование	Кол-во
1	Моноблок, содержащий: источник питания, программируемый логический контроллер, элементы индикации и управления	1 шт.
2	Мехатронный модуль сборки деталей	1 шт.
3	Модуль пульта симуляции	1 шт.
4	Компрессор	1 шт.
5	Ноутбук	1 шт.
7	Комплект кабелей и принадлежностей для проведения лабораторных работ	1 шт.
8	Техническое описание	1 шт.
9	Методические указания к проведению лабораторных работ	1 шт.

1.3 Технические характеристики стенда

Общие технические характеристики типового комплекта учебного оборудования представлены ниже (см. Таблица 2).

Таблица 2 – Технические характеристики

Параметр	Значение
Напряжение электропитания, В	220
Частота питающего напряжения, Гц	50
Потребляемая мощность, ВА	1600
Габаритные размеры, мм	480х600х650
Масса, кг	60 кг
Диапазон рабочих температур	+10...+35 °С
Относительная влажность воздуха, не более	80%

2. ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ

2.1 Работа №1. Изучение бесконтактных датчиков технологической информации

Цель работы

Приобретение опыта работы с устройствами детектирования, идентификации и управления.

Содержание работы

Дома, при подготовке к работе:

- Изучить назначение, технические характеристики пульта управления, основные узлы и возможности лабораторного стенда;
- Изучить описание мехатронного модуля, ознакомиться с характеристиками всех его элементов;
- Уделить особое внимание датчикам, которые применяются в мехатронном модуле;

В лаборатории:

- Закрепить полученные при подготовке к лабораторной работе знания на практике;

Общие сведения

Мехатронный модуль представляет собой набор узлов, пневматических и электрических компонентов, объединенных в единое мехатронное устройство, имитирующее участок сборки деталей.

Модуль содержит следующие устройства детектирования и идентификации:

1. Датчик втянутого положения штока цилиндра узла выдачи заготовок – магнитный концевой выключатель В1 типа – D-A93 (характеристики представлены в техническом описании стенда);
2. Датчик выдвинутого положения штока цилиндра узла выдачи заготовок – магнитный концевой выключатель В2 типа – D-A93 (характеристики представлены в техническом описании стенда);

3. Датчик наличия заготовок в магазине узла выдачи заготовок – световой барьер BQ1, типа – BF3RX-P (характеристики представлены в техническом описании стенда);

4. Датчик типа материала заготовки – индуктивный концевой выключатель B3 типа – ВБИ-M18-34У-1111-3 (характеристики представлены в техническом описании стенда);

5. Датчик наличия заготовки в зоне выдачи крышек – световой барьер BQ2, типа – BF3RX-P (характеристики представлены в техническом описании стенда);

6. Датчик наличия заготовки в зоне накопительного узла – диффузионный оптический датчик B4, типа – BEN300-DDT (характеристики представлены в техническом описании стенда);

7. Датчик наличия крышек в магазине узла выдачи крышек 1 – световой барьер BQ3, типа – BF3RX-P (характеристики представлены в техническом описании стенда);

8. Датчик наличия крышек в магазине узла выдачи крышек 2 – световой барьер BQ4, типа – BF3RX-P (характеристики представлены в техническом описании стенда);

Модуль содержит следующие устройства управления:

1. Подача заготовки на ленту из магазина узла выдачи заготовок – пневматический цилиндр двухстороннего действия YA1, типа – CD85N16-60-B, на штоке которого закреплен пластиковый толкатель (характеристики представлены в техническом описании стенда);

Управление пневмоцилиндрами осуществляется с помощью пневмораспределителей с электроуправлением PYA1 типа – SY3120-5LOU-C4-Q, закрепленном на пневмоострове

2. Пуск/стоп двигателя постоянного тока узла конвейера – двигатель постоянного тока с редуктором A1, типа – RB3500090-30Y02R, управляемого контроллером UT-DrDPT-M01 имеющий возможность реверса A2 (характеристики представлены в техническом описании стенда);

3. Комплектовка заготовки крышкой из магазина узла выдачи крышек 1 – пневматический цилиндр двухстороннего действия YA2, типа – CD85N16-60-B, на штоке которого закреплен пластиковый толкатель (характеристики представлены в техническом описании стенда);

Управление пневмоцилиндрами осуществляется с помощью пневмораспределителей с электроуправлением PYA2 типа – SY3120-5LOU-C4-Q, закрепленном на пневмоострове

4. Комплектовка заготовки крышкой из магазина узла выдачи крышек 2 – пневматический цилиндр двухстороннего действия YAZ, типа – CD85N16-60-B, на штоке которого закреплен пластиковый толкатель (характеристики представлены в техническом описании стенда);

Управление пневмоцилиндрами осуществляется с помощью пневмораспределителей с электроуправлением PYAZ типа – SY3120-5LOU-C4-Q, закрепленном на пневмоострове

Ход работы

Для проведения данной лабораторной работы необходимо использовать мехатронный модуль – сборка деталей (Рисунок 2) и пульт ручного управления модулем (Рисунок 3).

1. Подключить мехатронный модуль (Терминал подключения к ПЛК *UT-CRP-M01*) к Пульту ручного управления;

2. Подавая сигналы с тумблеров пульта ручного управления зафиксировать срабатывание всех устройств управления;

3. Произвести требуемые воздействия для срабатывания устройств детектирования и идентификации и зафиксировать индикацию соответствующих светодиодов пульта симуляции.

4. Выполнить отчет о проделанной работе

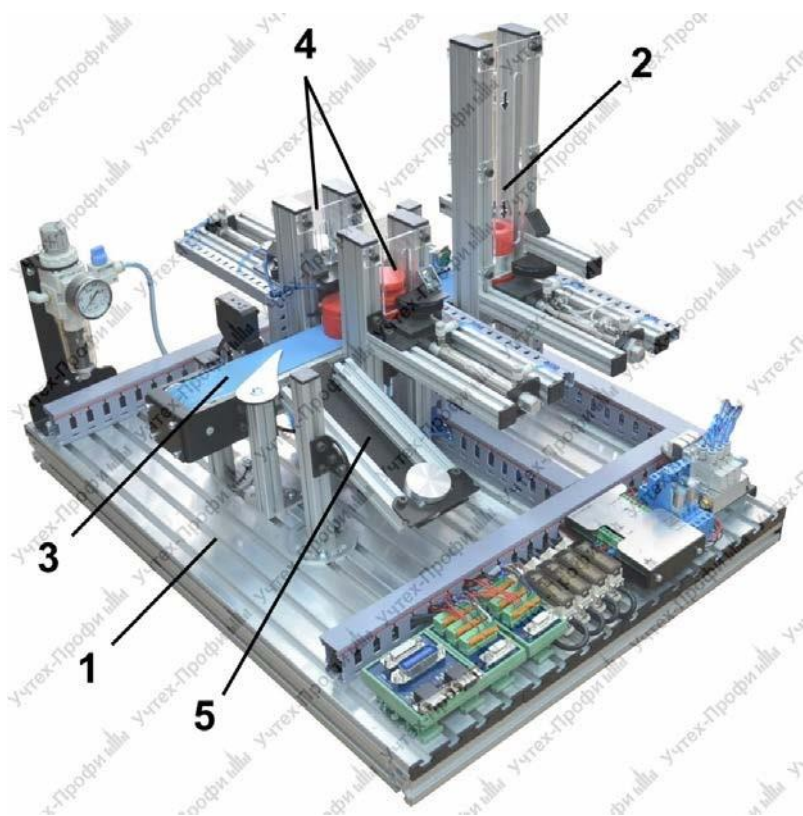


Рисунок 2 – Мехатронный модуль – сборка деталей



Рисунок 3 – Пульт ручного управления модулем

2.2 Работа №2. Изучение дискретной системы управления двигателем постоянного тока на основе программируемого логического контроллера

Цель работы

Ознакомиться с принципом работы дискретной системы управления, изучить назначение и технические характеристики датчиков и устройств управления, приобрести навыки разработки алгоритма управления, а также программирования данной системы с применением специализированного программного обеспечения.

Содержание работы

Дома, при подготовке к работе:

- Изучить назначение, технические характеристики логического моноблока ОВЕН ПЛК160, основные узлы и возможности лабораторного стенда;
- Изучить систему команд и принципы программирования ПЛК160;
- Изучить описание мехатронного модуля, ознакомиться с характеристиками всех его элементов;
- Выполнить синтез системы автоматизации согласно выданному варианту задания;
- Составить программу для ввода в контроллер;

В лаборатории:

- Закрепить полученные при подготовке к лабораторной работе знания на практике;
- Отладить мехатронный модуль в ручном режиме;
- С помощью разработанного алгоритма выполнить управление мехатронной станцией.

Общие сведения

Текущую работу рекомендуется выполнять после успешного завершения лабораторной работы №1 текущих методических указаний, подробное описание устройств детектирования, идентификации и управления переведено в лабораторной работе №1 и в техническом описании стенда.

Для проведения данной лабораторной работы необходимо использовать мехатронный модуль – сборка деталей (Рисунок 4) и лабораторный моноблок «ОВЕН ПЛК 160» (Рисунок 5).

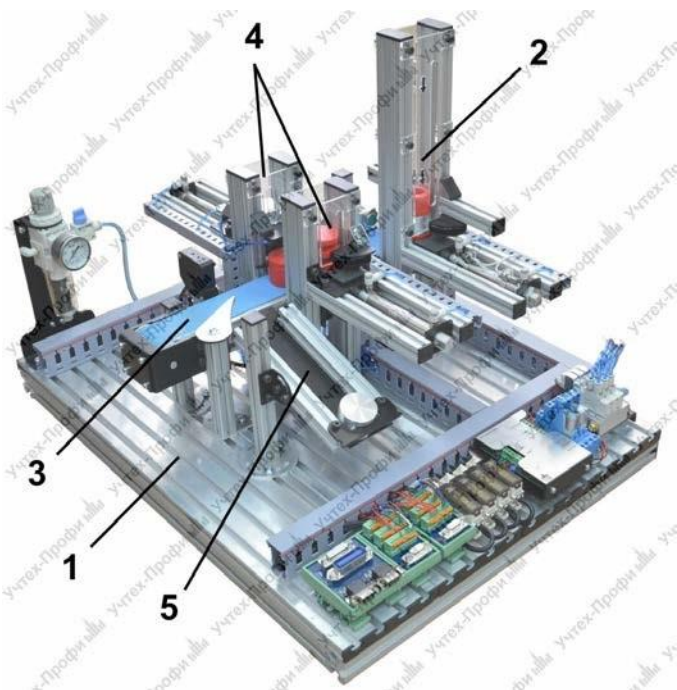


Рисунок 4 – Мехатронный модуль – сборка деталей

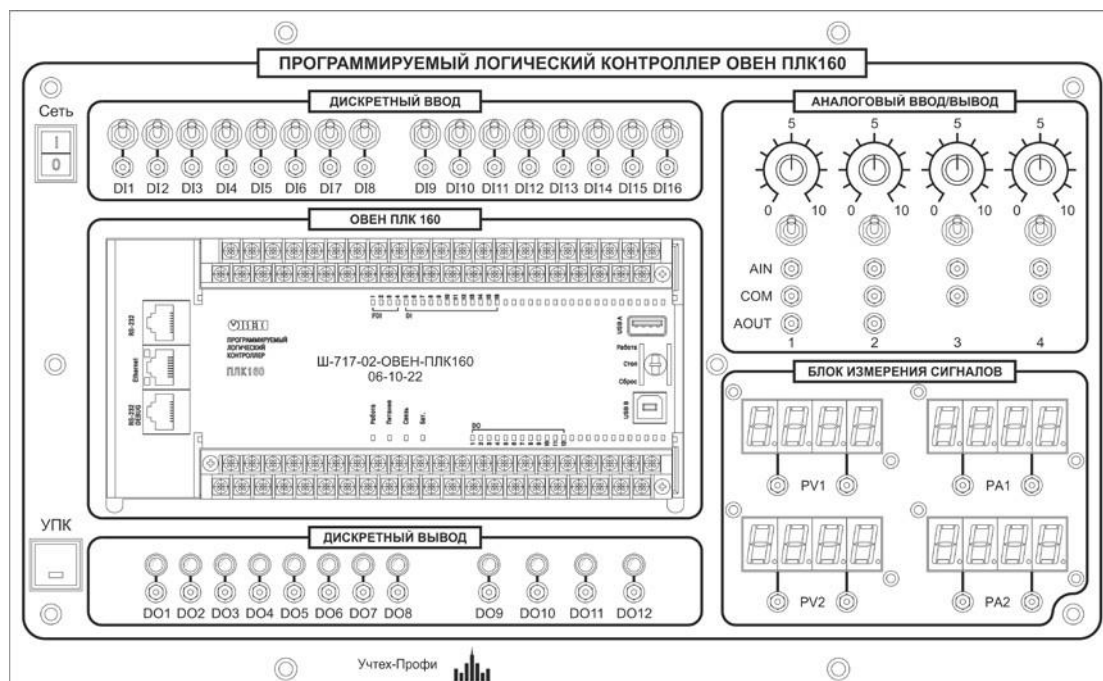


Рисунок 5 – Лабораторный моноблок «ОВЕН ПЛК 160»

Подключить мехатронный модуль (Терминал подключения к ПЛК *UT-CRP-M01*) к ПЛК (разъем X2, который находится на тыльной стороне кожуха моноблока «ОВЕН ПЛК 160»).

При подключении используется кабель 24Pin(M) – 24Pin(F).

В качестве датчика начального положения используется датчик типа материала заготовки – индуктивный концевой выключатель В3 типа – ВБИ-М18-34У-1111-3 (характеристики представлены в техническом описании стенда);

В качестве датчика конечного положения используется датчик наличия заготовки в зоне накопительного узла – диффузионный оптический датчик В4, типа – BEN300-DDT (характеристики представлены в техническом описании стенда);

Объект для перемещения – металлическая заготовка.

Ход работы

Выполнить подготовительные работы, установить металлическую деталь в начало конвейера и в соответствии со своим вариантом выполнить индивидуальное задание. Убедиться в правильности работы алгоритма.

Подготовить отчет о выполненной работе.

Таблица 3 – Варианты заданий

	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3	Вариант 4
Пуск автоматического режима управления	DI16	DI15	DI14	DI13
Останов автоматического режима управления	DI13	DI14	DI15	DI16
Индуктивный датчик В3 (правый)	DI4	DI4	DI4	DI4
Диффузионный датчик В4 (левый)	DI6	DI6	DI6	DI6
Пуск двигателя А1	DO2	DO2	DO2	DO2
Реверс двигателя А2	DO3	DO3	DO3	DO3
Задержка t , сек	3	4	2	5
Кол-во циклов k	3	2	4	5

Варианты заданий

При подготовке к лабораторной работе студент должен в соответствии с таблицей (см. Таблица 3) выбрать свой вариант задания и заполнить коммутационную таблицу подключения мехатронного объекта к ПЛК.

Для заданного варианта необходимо разработать алгоритм его решения и составить программу для контроллера ОВЕН ПЛК160.

Запустить программу в работу и убедиться в правильности ее работы. При наличии ошибок в работе устранить их и продемонстрировать преподавателю работу правильно функционирующей программы. Подготовить отчет о выполненной работе.

Вариант 1 и 2.

После включения тумблера «Пуск автоматического режима управления» программа переходит в режим ожидания заготовки правым датчиком. После появления заготовки в поле зрения датчика, лента конвейера перемещает её до левого датчика и ожидает t секунд. Затем конвейер возвращает заготовку в исходное место. Данный цикл повторяется k раз.

Вариант 3 и 4

После включения тумблера «Пуск автоматического режима управления» программа переходит в режим ожидания заготовки правым датчиком. После появления заготовки в поле зрения датчика, лента конвейера перемещает её до левого датчика и сразу же возвращает в исходное место. По истечении t секунд цикл повторяется. Данный цикл повторяется k раз.

2.3 Работа №3. Синтез и анализ алгоритмов управления мехатронной станцией сборки деталей

Цель работы

Ознакомиться с принципом работы дискретной системы управления, изучить назначение и технические характеристики датчиков, приобрести навыки разработки алгоритма управления, а также программирования данной системы с применением специализированного программного обеспечения.

Содержание работы

Дома, при подготовке к работе:

- Изучить назначение, технические характеристики логического моноблока ОВЕН ПЛК160, основные узлы и возможности лабораторного стенда;
- Изучить систему команд и принципы программирования ПЛК160;
- Изучить описание мехатронного модуля, ознакомиться с характеристиками всех его элементов;
- Выполнить синтез системы автоматизации согласно выданному варианту задания;
- Составить программу для ввода в контроллер;

В лаборатории:

- Закрепить полученные при подготовке к лабораторной работе знания на практике;
- Отладить мехатронный модуль в ручном режиме;
- С помощью разработанного алгоритма выполнить управление мехатронной станцией.

Общие сведения

Лабораторную работу №3 рекомендуется выполнять после успешного завершения работ №1 и №2.

Для проведения данной лабораторной работы необходимо использовать лабораторный моноблок «ОВЕН ПЛК 160» (Рисунок 6), мехатронный модуль – сборка деталей (Рисунок 7), пульт ручного управления модулем (Рисунок 8).

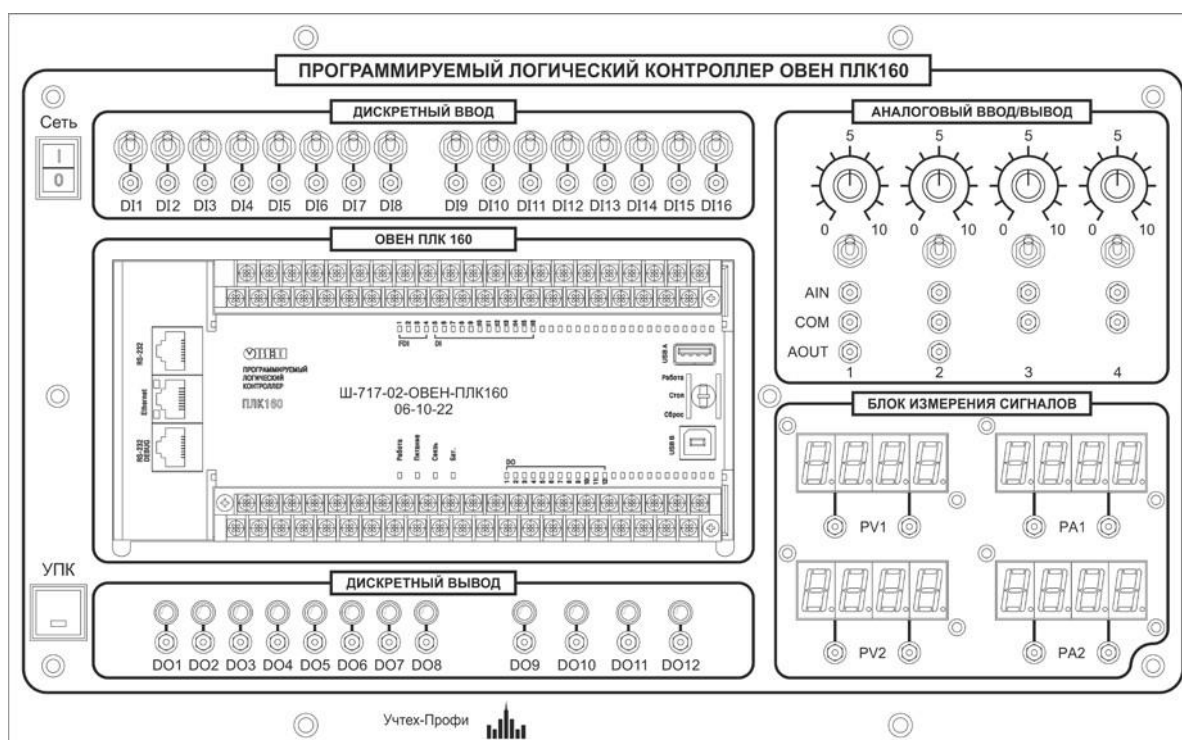


Рисунок 6 – Лабораторный моноблок «ОВЕН ПЛК 160»

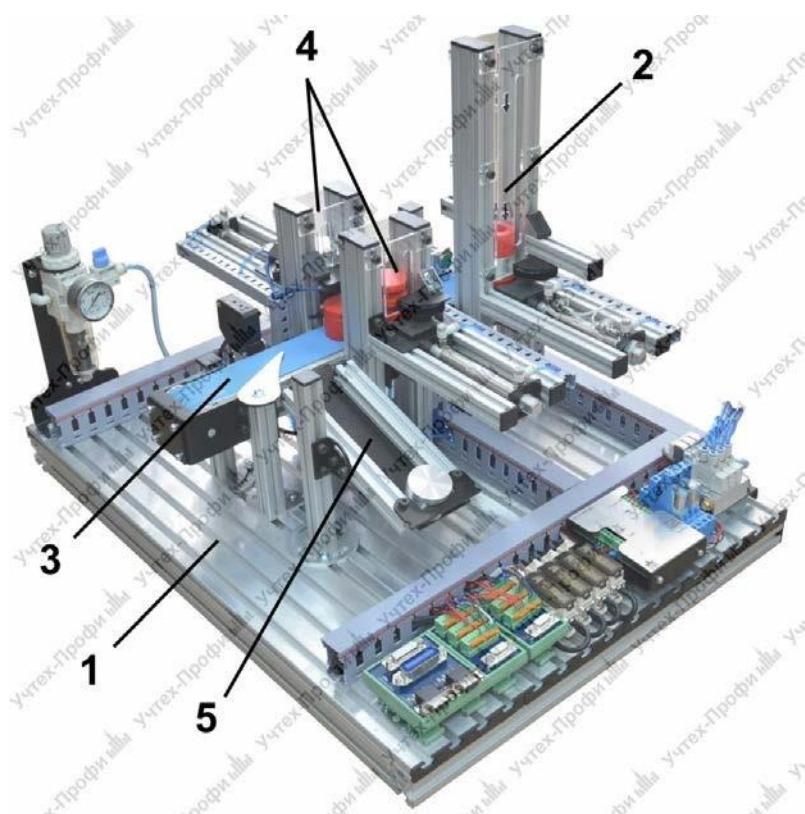


Рисунок 7 – Мехатронный модуль – сборка деталей



Рисунок 8 – Пульт ручного управления модулем

Для подключения мехатронного модуля (Терминал подключения к ПЛК *UT-CRP-M01*) к ПЛК используется разъем X2, который находится на тыльной стороне кожуха моноблока «ОВЕН ПЛК 160».

Для подключения мехатронного модуля (Терминал подключения к ПЛК *UT-CRP-M01*) к Пульту ручного управления используется разъем X1, который находится на тыльной стороне кожуха Пульта ручного управления.

При подключении используется кабель 24Pin(M) – 24Pin(F).

Порядок выполнения работы

Подключить питание к модулям, необходимым для выполнения лабораторной работы. После подключения питания следует выполнить отладку мехатронного модуля в ручном режиме, для этого:

- Подключить мехатронный модуль (Терминал подключения к ПЛК *UT-CRP-M01*) к Пульту ручного управления;
- Подавая сигналы с тумблеров пульта ручного управления (выходные сигналы) выполнить полный цикл в ручном режиме, убедиться в корректной работе датчиков в процессе работы (входные сигналы пульта ручного управления).

Полный цикл работы для мехатронного модуля сборка деталей: в узле выдачи заготовок находятся детали (металлические и пластмассовые красные/синие). При выдачи на конвейер металлической детали и при наличии крышки в узле накопления крышек 1 обеспечить выдачу крышки на деталь и ее последующий спуск в узел накопления деталей. При выдачи на конвейер

пластмассовой детали и при наличии крышки в узле накопления крышек 2 обеспечить выдачу крышки на деталь и ее последующий спуск в узел накопления деталей. При отсутствии необходимой крышки для детали – выполнить перемещение детали в узел накопления. Таблица датчиков и исполнительных элементов приведена в Приложении А технического описания стенда.

При успешном завершении полного цикла составить таблицу подключения устройств к терминалу подключения к ПЛК UT-CRP-M01 (Таблица 4).

Таблица 4 – Пример таблицы соответствия входных/выходных сигналов

Адрес	Комментарий
DI1	Датчик втянутого положения штока цилиндра УВЗ
....	
DO1	Подача заготовки на ленту из магазина УВЗ
....	

После проведения отладки мехатронного модуля в ручном режиме можно приступать к разработке алгоритма управления мехатронного модуля.

!В качестве примера будет рассмотрен процесс создания алгоритма управления ленточным конвейером. Разработка алгоритма для мехатронной станции – сборка деталей является самостоятельной задачей для подгруппы. (Вариации исполнения цикла работы уточняются у преподавателя).

Разработка алгоритма управления

Разработка алгоритма управления разделяется на следующие этапы:

- Словесное описание полного цикла работы;
- Разработка функциональной схемы процесса;
- Составление таблицы соответствия адресов;
- Составление логических уравнений;
- Составление программы на одном из языков программирования;
- Отладка и проверка проекта на работоспособность.

Словесное описание полного цикла работы

Конвейер начинает работать при появлении детали в области срабатывания щелевого оптического датчика. В зависимости от материала изделия следует

выполнить следующую сортировку – металлические детали поместить в приемный лоток с помощью электрического стоппера, пластмассовые детали – перемещаются до конца конвейера. Определение металлических деталей происходит с помощью, установленного вначале конвейера, индуктивного датчика.

Разработка функциональной схемы процесса

Функциональная схема системы представлена ниже (см. Рисунок 9).

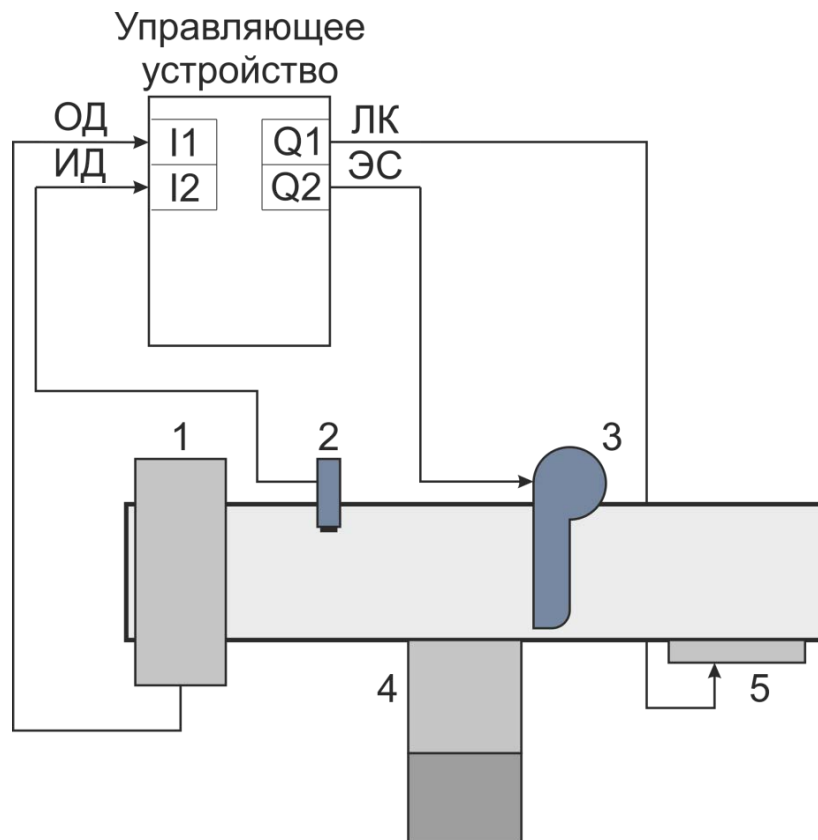


Рисунок 9 – Функциональная схема системы

На функциональной схеме изображается управляющее устройство и его выходные/выходные сигналы. Так же на схеме необходимо отобразить главные узлы технологического процесса, в данном случае: 1 – целевой оптический датчик, 2 – индуктивный датчик, 3 – электрический стоппер, 4 – приемный лоток, 5 – двигатель ленточного конвейера.

Составление таблицы соответствия адресов

Для структурирования и удобства создания программы управления, необходимо составить таблицу соответствия адресов (Таблица 12).

Таблица 5 – Таблица соответствия адресов

Адрес переменной	Имя переменной	Комментарий
I1	ОД	Сигнал с щелевого оптического датчика о наличии заготовки
I2	ИД	Сигнал с индуктивного датчика о наличии металлического объекта на конвейере
Q1	ЛК	Управляющий сигнал на двигатель ленточного конвейера
Q2	ЭС	Управляющий сигнал на электрический стоппер

Составление логических уравнений

Для реализации системы управления технологическим процессом необходимо составить логические уравнения в адресах или в буквенных обозначениях переменных (по усмотрению преподавателя) которые обеспечат корректное выполнение полного цикла работы. В примере будут приведены уравнения в адресах управляющего устройства.

1. При наличии детали в области срабатывания щелевого оптического датчика конвейер начинает свое движение в течении следующих девяти секунд

$$Q1 = (I1 + Q1) \cdot \overline{Q1}^{9c}$$

↓ – Задержка сигнала по заднему фронту, ↑ – по переднему.

2. При наличии сигнала с индуктивного датчика подается управляющий сигнал на электрический стоппер для помещения металлической детали в накопительный лоток.

$$Q2 = (I2 + Q2) \cdot \overline{Q2}^{9c}$$

Составление программы на одном из языков программирования

После написания логических уравнений следует создать проект в программной среде CODESYS для ПЛК160. Подробное описание создания проекта представлено в методических указаниях часть 1 и написать программу для последующей загрузки ее в контроллер. Программа написанная на языке ST, для загрузки в управляющее устройство имеет следующий вид (Рисунок 10).

```
PLC_PRG (PRG-ST)
0001 PROGRAM PLC_PRG
0002 VAR
0003     T1: TON;
0004     T2: TON;
0005 END_VAR
0006
0007
0001 Q1:=(I1 OR Q1) AND NOT T1.Q; (*Запуск конвейера на 9с*)
0002 T1(IN:=Q1, PT:=T#9S);
0003 Q2:=(I2 OR Q2) AND NOT T2.Q; (*Пуск электрического стоппера на 9с*)
0004 T2(IN:=Q2, PT:=T#9S);
0005 |
```

Рисунок 10 – Алгоритм на языке ST для реализации требуемого цикла работы

Отладка и проверка проекта на работоспособность

Последний этап разработки проекта автоматизации – отладка и проверка проекта на работоспособность. Провести тестирование системы в нескольких циклах, убедиться в её корректной работе, при наличии ошибок – провести корректировку проекта.

Задание

Подробно ознакомиться с разобранным примером создания алгоритма управления мехатронным объектом. Выполнить все этапы разработки алгоритма автоматизации технологического процесса для мехатронной станции – сборка деталей. Написать отчёт о проделанной работе.

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»



УТВЕРЖДАЮ
И. о. проректора по учебно-методической работе
В. В. Зубов

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЕ СТУДЕНТОВ

Б1.В.05 МИКРОПРОЦЕССОРНАЯ ТЕХНИКА В МЕХАТРОНИКЕ И РОБОТОТЕХНИКЕ

Направление -

15.03.06 Мехатроника и робототехника

Профиль -

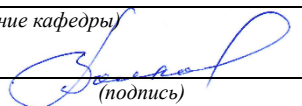
Мехатроника и робототехника промышленных производств

Одобрены на заседании кафедры

Технической механики

(название кафедры)

Зав. кафедрой


(подпись)

Волков Е. Б.

(Фамилия И.О.)

Протокол № 1 от 13.09.2024

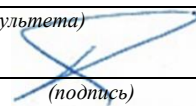
(Дата)

Рассмотрены методической комиссией
факультета

Горно-механического

(название факультета)

Председатель


(подпись)

Осипов П. А.

(Фамилия И.О.)

Протокол № 2 от 18.10.2024

(Дата)

ЕКАТЕРИНБУРГ

ЛЕКЦИЯ 1.	4
ВВЕДЕНИЕ. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ БОЛЬШИХ ИНТЕГРАЛЬНЫХ СХЕМ ДЛЯ МИКРОПРОЦЕССОРНЫХ КОМПЛЕКТОВ.	4
Микропроцессоры и микроконтроллеры	5
Микросхемы памяти	6
ЛЕКЦИЯ 2.	17
Программируемые логические интегральные схемы	17
Направление развития микроэлектронных компонентов вычислительных систем	21
ЛЕКЦИЯ 3.	21
АРХИТЕКТУРА И СТРУКТУРА МИКРОПРОЦЕССОРОВ. ЦИКЛ РАБОТЫ МИКРОПРОЦЕССОРА: ТИПЫ АДРЕСАЦИИ И СИСТЕМА КОМАНД.	21
Типы команд микропроцессоров.	21
Структурный параллелизм микропроцессоров	22
ЛЕКЦИЯ 4.	24
Структурные методы уменьшения времени доступа к памяти	24
CISC- и RISC- процессоры.	30
ЛЕКЦИЯ 5.	35
Методы ускорения переключения контекста процессора	35
Стандартизация архитектур микропроцессоров	36
ЛЕКЦИЯ 6.	38
ILP ПРОЦЕССОРЫ	38
Архитектура ILP- процессоров	38
Суперскалярные процессоры	40
VLIW-процессоры.	47
EPIC-процессоры.	48
Направления развития ILP архитектуры.	49
ЛЕКЦИЯ 7.	50
МУЛЬТИСКАЛЯРНЫЕ ПРОЦЕССОРЫ	50
Мультискалярная модель выполнения программы.	50
Мультискалярные программы.	54
Мультискалярные аппаратные средства.	56
Преимущества мультискалярной архитектуры.	57
ЛЕКЦИЯ 8.	58
ОРГАНИЗАЦИЯ ИНТЕРФЕЙСА МП УСТРОЙСТВ С ВНЕШНИМИ УСТРОЙСТВАМИ И ПАМЯТЬЮ. ВСТРОЕННЫЕ МИКРОПРОЦЕССОРНЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ.	58
ЛЕКЦИЯ 9.	62
ОДНОКРИСТАЛЬНЫЕ МИКРО-ЭВМ.	62
Общие сведения об однокристальных микроЭВМ семейства МК48.	63
Однокристальные микро-ЭВМ семейства МК51.	65
Структура микроконтроллеров семейства MCS-x96.	74
Периферийные устройства микроконтроллеров семейства MCS-x96.	76
ЛЕКЦИЯ 10.	78
Преимущества регистр-регистровой архитектуры	78
Блок-схема микроконтроллера MCS-196.	80
Регистровый файл	83
Особенность организация памяти микроконтроллеров MCS-196	84
Возможности подключения внешней памяти и внешних устройств ввода/вывода	86

ЛЕКЦИЯ 11.	87
ПРИМЕНЕНИЕ МИКРОПРОЦЕССОРОВ В ПРИВОДАХ МЕХАТРОННЫХ СИСТЕМ. ПРИМЕРЫ МП ПРИВОДОВ СОВРЕМЕННЫХ СИСТЕМ.	87
Пример МК-системы на основе ОМЭВМ семейства МК51.	87
Унифицированная структура силовой части статических преобразователей частоты для широкого класса приводов переменного тока.	89
Универсальный контроллер для встроенных применений	93
Выводы	97
ЛЕКЦИЯ 12.	98
МУЛЬТИПРОЦЕССОРНЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ. ТРАНСПЬЮТЕРЫ - ЭЛЕМЕНТНАЯ БАЗА МУЛЬТИПРОЦЕССОРНЫХ СИСТЕМ	98
Основные особенности транспьютеров	98
Архитектура и структура транспьютеров фирмы Inmos	99
ЛЕКЦИЯ 13.	109
Транспьютер Т9000	109
Транспьютероподобные микропроцессоры серии "Квант"	110

Лекция 1.

Введение. Основные типы больших интегральных схем для микропроцессорных комплектов.

Особая роль в совершенствовании систем автоматического управления в настоящее время принадлежит микроэлектронике и микропроцессорной технике, использование которых в САУ обеспечивает не только улучшение точностных характеристик, повышение отказоустойчивости, обеспечение стабильности функционирования, но и придает САУ принципиально новых свойств, таких, как гибкость и перестраиваемость структуры, адаптивность, способность решать вычислительные и логические задачи, самоконтроль и т.д.

Использование микропроцессоров в САУ требует решения целого ряда задач, специфика которых обусловлена как распределенным управлением в реальном масштабе времени, так и цифровым характером обрабатываемой информации. В связи с этим требуется подготовка специалистов обладающими знаниями и опытом по разработке и эксплуатации микропроцессорных систем различного назначения: информационных, связанных, вычислительных, управляющих и т.д.

Изучение такой интенсивно развивающейся и наукоемкой предметной области, как микроэлектроника, и микропроцессорная техника в частности - задача весьма интересная и сложная, требующая постоянного совершенствования и пополнения получаемых знаний и знакомства со смежными научно-техническими областями. Для эффективного решения прикладных задач любой современный специалист, профессионально связанный с вычислительной техникой, должен иметь адекватное представление о состоянии и перспективах развития ее элементной базы.

Создание фирмой Intel первого микропроцессора в 1971 году положило начало эпохе компьютеризации. "Благодаря микропроцессорам компьютеры стали массовым, общедоступным продуктом", - заявил Тед Хофф (Ted Hoff), один из изобретателей первого микропроцессора. Его имя, вместе с именами его коллег - Федерико Феджина (Federico Faggin) и Стена Мейзора (Stan Mazor), внесено в список лауреатов Национального зала славы изобретателей США, а само изобретение признано одним из величайших достижений XX века.

За чуть более чем четверть вековую историю микропроцессоры прошли поистине гигантский путь. Первый чип Intel 4004 работал на частоте 750 КГц, содержал 2300 транзисторов и стоил около \$200. Производительность его оценивалась в 60 тыс. операций в секунду. На сегодняшний день рекордные показатели принадлежат микропроцессорам Pentium 4 и составляют: 3,46 ГГц, 55 млн. транзисторов, и около \$650 соответственно.

Такое интенсивное развитие технологий в обществе, где основным предметом труда становится информация, является следствием растущего спроса на новые орудия труда - компьютеры. На сегодняшний день компьютеризация является одним из главных направлений научно-

технического прогресса и концентрированным его выражением. Количество и качество производимых в стране компьютеров, степень насыщенности вычислительной техникой самых разных отраслей становится одним из основных критериев ее экономического и военного потенциала.

В формируемом ежегодно в США группой экспертов перечне "критических технологий", охватывающем практически все направления производства, исследований и разработок, оказывающих влияние на военный и экономический статус страны, микроэлектронные технологии традиционно занимают первое место.

В микропроцессорах - наиболее сложных микроэлектронных устройствах - воплощены самые передовые достижения инженерной мысли. В условиях свойственной данной отрасли производства жесткой конкуренции и огромных капиталовложений, выпуск каждой новой модели микропроцессора - так или иначе связан с очередным научным, конструкторским, технологическим прорывом.

Современная элементная база - сверхбольшие интегральные схемы (СБИС), характеризуется большим числом транзисторов на кристалле и относительно малым числом выводов у корпуса. Поэтому БИС адекватны построению логически законченных устройств.

Различные выполняемые функции и сферы применения обусловили специализацию СБИС. Достаточно условно их можно разделить на следующие классы:

1) СБИС с аппаратной реализацией алгоритмов обработки данных:

микропроцессоры универсальные и сигнальные, а также микроконтроллеры, включая интерфейсные схемы для образования мультипроцессорных систем;

2) микросхемы памяти: статические и динамические;

3) программируемые логические интегральные схемы (ПЛИС).

Микропроцессоры и микроконтроллеры

Универсальные микропроцессоры предназначены для применения в вычислительных системах: персональных ЭВМ, рабочих станциях, а в последнее время и в массово-параллельных супер-ЭВМ. Основной их характеристикой является наличие развитых устройств для эффективной реализации операций с плавающей точкой над 64 разрядными и более длинными операндами. Предназначаются в основном для проведения научно-технических расчетов.

Цифровые сигнальные процессоры рассчитаны на обработку в реальном времени цифровых потоков, образованных путем оцифровывания аналоговых сигналов. Это обуславливает их сравнительно малую разрядность и преимущественно целочисленную обработку. Однако современные сигнальные процессоры способны проводить вычисления с плавающей точкой над 32 — 40-разрядными операндами. Кроме того, появился класс медийных процессоров,

представляющих собой законченные системы для обработки аудио- и видеоинформации.

Наибольшей специализацией и разнообразием функций обладают микроконтроллеры, используемые во встроенных системах управления, в том числе в бытовых приборах. Общее число типов кристаллов с различными системами команд превышает 500, и все они, в силу существования изделий с их использованием, имеют свою устойчивую долю рынка.

По прогнозам компаний-производителей дальнейшее развитие технологии производства микропроцессоров будет идти в направлении увеличения плотности транзисторов на кристалле, роста числа слоев металлизации и повышения тактовой частоты, наряду с уменьшением напряжения питания и удельной (на один транзистор) потребляемой электрической и выделяемой тепловой энергии.

Технологический предел линейных размеров транзисторов на кристалле, обусловленный физическими ограничениями, составляет около 0,05 мкм. На пути дальнейшей миниатюризации кроме физических ограничений имеются и экономические. Для каждого следующего поколения микросхем стоимость технологии удваивается (в 1986 г. Intel 80386 имел 250 тыс. транзисторов и выпускался на заводе стоимостью 200 млн. долларов. Завод, производящий микросхемы по технологии 0,25 мкм, стоил 10 млрд. долларов). Возрастают сроки изготовления микропроцессоров, так процессор Pentium производился за шесть месяцев, а более новый Pentium Pro - за девять. Во многом уже сейчас уровень технологии, используемой в массовом производстве, определяется экономическими соображениями. Увеличение числа слоев металлизации экспоненциально повышает процент брака при производстве, увеличение площади кристалла также приводит к снижению выхода годных кристаллов. Современный уровень технологии СБИС позволяет уверенно производить схемы с проектными нормами 0,13-0,09 мкм, 5-6 слоями металлизации, площадью кристалла менее 150 кв.мм и числом транзисторов порядка 55 млн. Смена поколений микропроцессоров происходит каждые 2 года. С каждым поколением линейные размеры элементов уменьшаются в 0,7 раза. В настоящее время ширина проводников составляет 0,13 мкм, а к 2004 г. достигнет 0,09 мкм. Тактовая частота будет составлять более 4 ГГц, что существенно усложнит проблему внутрикристалльных, а еще более межкристалльных соединений.

Основной технологической проблемой будет, по-видимому, отвод тепла от процессоров. Уже сейчас рассеиваемая мощность некоторых процессоров составляет до 70 Вт. И в дальнейшем, с увеличением тактовой частоты и числа транзисторов, ее рост будет продолжаться. Для снижения потребляемой энергии применяются разные технологические способы - уменьшение проектных норм и снижение питающего напряжения. Если мощность и впрямь будет расти, отвод тепла действительно станет непреодолимой преградой.

Микросхемы памяти

Как известно, производительность системы определяется скоростью работы

наиболее «медленного» её компонента. Поэтому для достижения оптимального быстродействия необходимо использовать сбалансированные конфигурации. Это означает, что наиболее важные узлы микропроцессорного устройства, к которым относится процессор, набор системной логики и подсистема памяти, должны обладать приблизительно равной производительностью.

Упрощённо работу микропроцессорного устройства можно представить как последовательность операций, совершаемых над различными данными. Задача процессора заключается в выполнении этих операций, а подсистемы памяти – в доставке данных и сохранении результатов. Взаимодействие процессора и памяти управляется чипсетом либо осуществляется напрямую.

Естественно, что для создания быстрого микропроцессорного устройства необходимо прежде всего обеспечить высокую скорость выполнения операций. Но даже самый совершенный процессор, работая в связке с памятью обладающей недостаточной пропускной способностью, окажется бесполезен, т.к. попросту будет простаивать в ожидании очередных порций информации. Поэтому для современных приложений большое значение имеет пропускная способность памяти, объём и сколько задержки в выдаче данных при каждом обращении (латентность).

Любой подсистеме памяти соответствует набор характеристик, которые более-менее полно будут описывать её возможности. К ним, в первую очередь относится частота работы памяти (частота передачи данных) и разрядность шины. Эти два показателя определяют теоретическую пропускную способность шины памяти, которая равна произведению разрядности и частоты. В действительности теоретическая пропускная способность не достижима из-за присутствия латентности (в среднем 60-80%).

В спецификациях модулей часто указывается время доступа (численно оно равно обратной величине рабочей частоты) и представляет собой длительность одного такта. Т.о., чем меньше время доступа, тем на большей частоте сможет работать модуль памяти.

В настоящее время в микропроцессорных устройствах широко применяется многоуровневая иерархическая архитектура памяти, где на верхнем уровне иерархии расположена более быстродействующая кэш-память, в которую в процессе вычислений помещаются интенсивно используемые фрагменты программного кода и обрабатываемых данных. В реальных системах используется до 3 уровней кэш-памяти. Разработчики используют более быстродействующую и, соответственно, более дорогую память в наиболее "ответственных" узлах системы.

Оперативная память (энергозависимая, т.е. теряющая запомненную информацию при снятии питания) случайного доступа RAM развивается уже довольно долгое время, и к настоящему моменту сформировались две основные её разновидности – статическая (SRAM) и динамическая (DRAM). Их отличие заключается в способе хранения данных. Динамическая память (память использует для запоминания бита информации состояния конденсатора "заряжен - не заряжен") требует постоянного обновления записанной

информации с периодом порядка десятков мсек, что сказывается на увеличении латентности. При этом она проста и дешёва в производстве. Статическая память, наоборот, достаточно дорога за счёт более сложного устройства ячеек (статические микросхемы памяти запоминают биты данных в триггерах, что требует 4-6 транзисторов для хранения бита), но обладает очень низкой латентностью. Тем не менее именно стоимость во многом определяет популярность продукции. Поэтому SRAM не получила большого распространения в модулях ОЗУ, зато активно применяется в процессорах в качестве кеша 2-го уровня.

В одной из первых разновидностей DRAM под названием EDO RAM применялся асинхронный режим доступа (процессор при считывании данных приостанавливает свою работу), что приводило к существенной потере производительности системы. Но несколько лет назад рынок стал заполняться новым типом DRAM – SDRAM с синхронным режимом работы.

Память SDRAM представляет собой набор элементарных ячеек, в каждой из которых может быть записан 1 бит информации. Они объединяются в матрицы, по номерам строк и столбцов которых производится адресация. Физически каждая ячейка DRAM состоит из конденсатора и транзистора. И в этом кроется основной недостаток DRAM. Дело в том, что конденсатор не может самостоятельно поддерживать электрический заряд, поэтому для функционирования ячейку необходимо периодически подзаряжать. Эта процедура должна повторяться и после каждой операции чтения, что в определенных случаях существенно увеличивает латентность.

Поиск ячейки в матрице осуществляется с помощью двух сигналов – RAS и CAS. Первый несёт информацию о номере строки, второй – о номере столбца.

Операцию считывания данных из ячейки можно разбить на несколько элементарных стадий:

- пересылка запроса процессора набору системной логики (1 такт системной шины);

- перенаправление запроса на банк памяти, соответствующий запрашиваемому адресу (1 цикл работы ОЗУ);

- поиск необходимой строки в матрице (2-3 цикла) – “RAS-to-CAS delay” или “RAS-to-CAS latency”;

- поиск необходимого столбца в найденной строке, т.е. ячейке, располагающейся на их пересечении (2-3 цикла) – CAS-латентность;

- непосредственно считывание и помещение информации в выходной буфер (1 цикл);

- передача считанной информации набору системной логики (1 цикл);

- перенаправление её процессору (1 такт системной шины).

Т.о., простая на первый взгляд операция растягивается на 9-11 тактов системной шины и соответственно 45—55 тактов процессора при множителе 5. Но столь большая задержка имеет место лишь при считывании первых 8

байтов. Тогда как другие ячейки из той же строки будут доступны уже по истечении лишь времени CAS-латентности. Если же происходит последовательное чтение ячеек, то задержки будут отсутствовать вовсе. С другой стороны, возможен вариант, когда первая и вторая считываемые ячейки располагаются в одном банке, но на разных строках. В этом случае к выше перечисленным задержкам добавится ещё одна – “Precharge delay”, необходимая на подзарядку первой ячейки после операции считывания (2-3 цикла).

Три выше упомянутых параметра - CAS-латентность, RAS-to-CAS-латентность и “Precharge delay” – образуют набор таймингов модуля памяти.

Общая латентность системы складывается не только из задержек выдачи данных ОЗУ, но и времени их пересылки процессору.

Наименьшие потери при пересылке данных будут иметь место при синхронном обмене информацией, т.е. когда частоты системной шины и шины памяти совпадают. При использовании асинхронного режима появляется дополнительная латентность, вызванная необходимостью согласования двух шин.

DDR SDRAM является эволюционным шагом в развитии обычной памяти SDRAM. Основное отличие между ними заключается в способе передачи данных. В DDR SDRAM используется так называемая DDR (Double Data Rate) технология, при которой для кодирования информации используются как передний, так и задний фронт тактового импульса. В результате при той же частоте FSB эффективная частота шины памяти удваивается. При этом на удвоенной частоте передаются только данные, а пересылка адресов осуществляется на основной частоте. В остальном модули SDRAM и DDR SDRAM мало отличаются друг от друга.

Подобная схема передачи данных весьма чувствительна даже к самой незначительной задержке тактового сигнала, поэтому, в отличие от SDRAM, для синхронизации передачи данных помимо сигнала тактового генератора применяется дополнительный сигнал DQS. Этот сигнал передается параллельно с тактовым сигналом и корректирует процесс передачи данных для каждой линии шины данных. Для выдачи сигнала DQS, означающего доступность данных на выходе, используется специальный цикл с фиксированной задержкой DLL (Delay Locked Loop).

Для точной синхронизации сигналов DQS и передачи данных (DQ) соответствующие проводники имеют одинаковую длину и емкость. Таким образом, колебания напряжения и температуры одинаково отражаются на обоих сигналах, что обеспечивает отсутствие нарушения синхронизации между контроллером памяти и микросхемами модулей памяти. Дополнительный контроль синхронизации передачи данных обеспечивает более надежную и высокую скорость передачи данных, чем при использовании только сигнала тактового генератора. Чтение и запись данных производится не в соответствии с тактовым сигналом, а синхронизируется сигнал DQS (рис. 1).

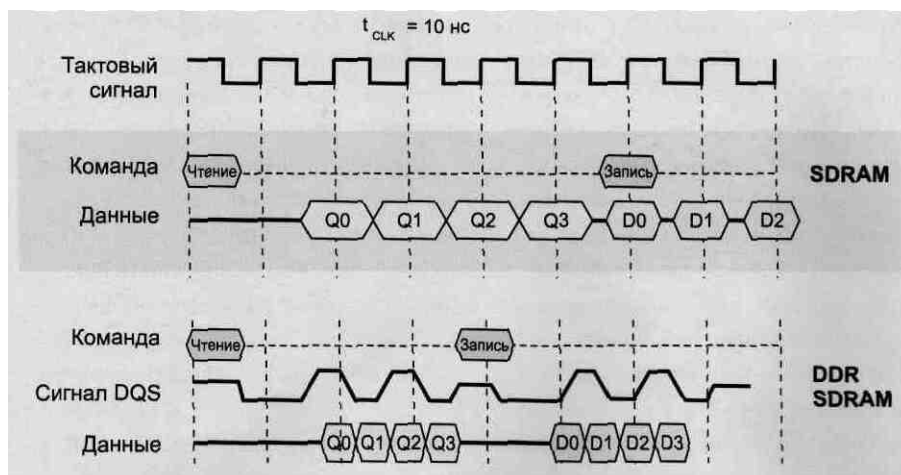


Рис. 1. Временная диаграмма DDR SDRAM

Архитектура микросхемы состоит из четырех независимых банков (рис. 2).

При тактовой частоте 100 и 133 МГц пропускная способность шины памяти DDR SDRAM составляет соответственно 1,6 и 2,1 Гбайт/с.

В настоящее время тактовая частота шины памяти с поддержкой DDR SDRAM составляет 100, 133, 166, 200 МГц, соответствующие микросхемы памяти называются соответственно DDR200, DDR266, DDR333 и DDR400, а модули памяти PC1600, PC2100, PC2700 и PC3200 (в названии модулей указана фактическая пропускная способности шины памяти в Гб/сек).

Дальнейшим развитием технологии DDR SDRAM является технология DDR II. Появление этого типа памяти ожидается в 2003 году. В отличие от DDR SDRAM в DDR II за один такт по каждой линии будет перерываться не 2, а 4 бита информации (при 64-разрядной шине — 32 байта), что вдвое увеличит пропускную способность шины памяти. Естественно, данный подход требует более совершенной системы синхронизации. Рабочие напряжения DDR II уменьшены с 2,5 до 1,8 В. Микросхемы выполнены в корпусе микро-BGA.

Первоначально модули DDR-II будут работать на эффективных частотах 400, 533 и 667 МГц, что позволит говорить о теоретической пропускной способности 3,2, 4,2 и 5,3 Гб/сек.

Для уменьшения времени доступа к данным планируется использовать технологию Virtual Channel (разработанную компанией NEC), а также кэширование информации.

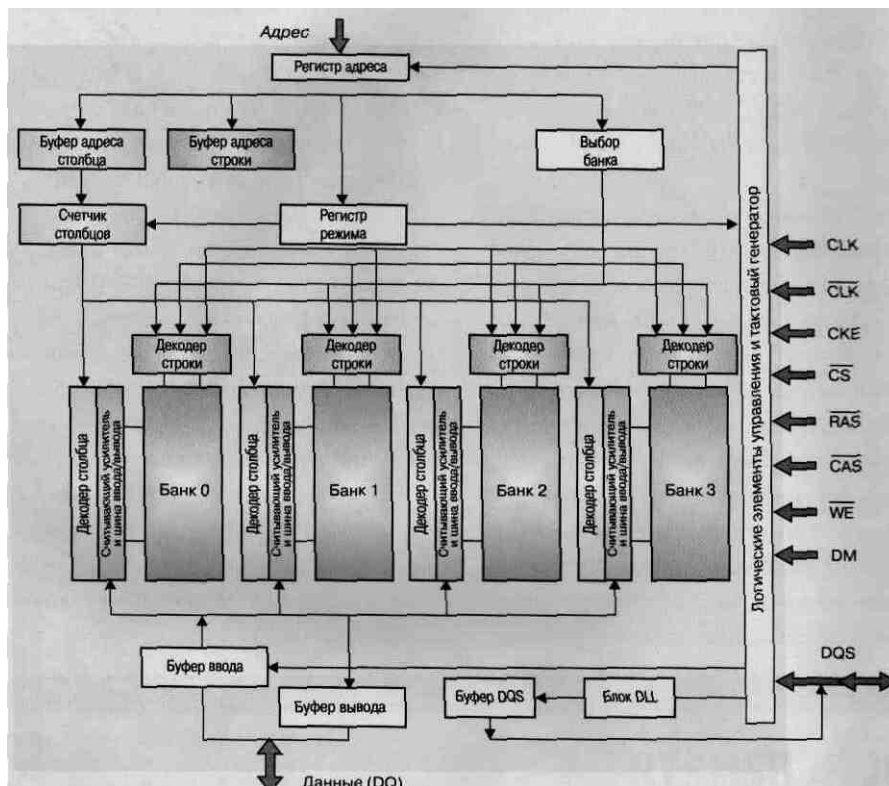


Рис. 2. Структурная схема DDR SDRAM

Следующий большой шаг в развитии DDR SDRAM должен будет произойти лишь в 2007 году, когда планируется появление памяти следующего стандарта DDR-III. По предварительным данным, стартовая эффективная частота модулей составит 800 МГц, которая впоследствии вырастет до 1,5 ГГц. Планируется дальнейшее понижение напряжения питания до 1,2 В. Будут приняты специальные меры по борьбе с возникающими на высоких частотах помехами.

В ближайшее время может появиться ещё один тип ОЗУ – QBM SDRAM. QBM (Quad Band Memory) фактически представляет собой слегка усовершенствованную память DDR, но с увеличенной вдвое теоретической пропускной способностью. При производстве модулей QBM используются те же самые чипы DDR SDRAM. Однако циклы работы половины из них смещены на четверть такта. В результате ширина шины как бы увеличивается до 128 бит, а модуль как бы превращается в двухканальный (для PC2100 пропускная способность составит 4,2 Гб/сек).

Повышение пропускной способности шины памяти может осуществляться либо за счёт увеличения тактовой частоты шины, либо её разрядности. К сожалению, внутреннее устройство SDRAM не позволяет существенно продвинуться в этой области. Дело в том, что каждая разрядная линия шины памяти при распространении по ней переменного сигнала неизбежно излучает электромагнитные волны. Чем выше частота сигнала и плотность расположения линий, тем сильнее влияние излучаемых помех на сигнал. Поэтому у памяти SDRAM существует предел пропускной способности. Чтобы как можно ближе к нему подобраться, можно увеличивать частоту шины при неизменном количестве разрядов. Но есть и альтернативное решение – заметно сократить количество линий в шине, что позволит существенно увеличить

частоты. Именно эта идея и была реализована в памяти Rambus DRAM.

Разрядность шины большинства модулей RDRAM составляет 16 бит, а рабочая частота 400 МГц. К тому же в памяти RDRAM используется DDR-технология. Поэтому эффективная частота шины равняется 800 МГц. Модули RDRAM должны устанавливаться парами, т.к. предназначены для работы в двухканальной конфигурации. Т.о., суммарная теоретическая пропускная способность – 3,2 Гб/сек.

Несмотря на принципиально иной подход к организации памяти, ячейки RDRAM не отличаются от ячеек SDRAM – это та же совокупность транзистора и конденсатора. Тем не менее для реализации RDRAM потребовалось перестроить инфраструктуру модулей. Если у SDRAM один банк состоит из 8 чипов, то у RDRAM, наоборот, каждый чип является независимым и сам может состоять из нескольких десятков банков. В результате такого «распараллеливания» RDRAM способна производить гораздо больше, чем SDRAM, операций чтения за один и тот же промежуток времени. Причём латентность при считывании окажется незначительной как раз из-за того, что многие банки памяти могут постоянно держаться открытыми. С помощью подобных технических решений достигается высокая эффективность использования шины памяти – более 90%.

Обратная сторона медали заключается в усложнении модулей. В отличие от SDRAM чипы RDRAM необходимо оснащать управляющей логикой, что увеличивает их площадь, а высокая частота функционирования приводит к значительному тепловыделению. Более того, сложность в проектировании и производстве определила высокую конечную стоимость, что и сказалось в итоге на отсутствии популярности данного типа памяти среди массового потребителя.

Но у RDRAM есть ещё один серьёзный недостаток – высокая латентность при выдаче первых байтов информации, которая может в 2-3 раза превышать соответствующую латентность памяти SDRAM. В результате RDRAM показывает рекордную пропускную способность при считывании потоковых данных, располагающихся друг за другом. Но в задачах с хаотическим характером обращения к памяти эффективность использования шины памяти резко снижается.

Вся подсистема памяти Rambus состоит из следующих компонентов (рис. 3):

- контроллера памяти (RMC — Rambus Memory Controller);
- Rambus-канала (RC — Rambus Channel);
- генератора тактовых импульсов (DRCG — Direct Rambus Clock Generator);
- микросхемы памяти RDRAM (Rambus DRAM), которая установлена на модулях памяти RIMM (Rambus In-line Memory Module).

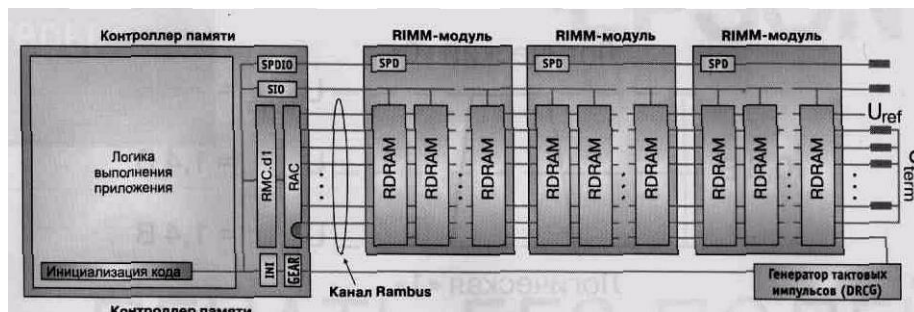


Рис.3 Подсистема памяти RambusDRAM.

Rambus-канал

Rambus-канал (рис. 4) предназначен для осуществления электрической связи между контроллером памяти и микросхемами RDRAM. Физически он представляет собой шину, которая состоит из 30 проводников, разведенных строго параллельно на материнской плате.

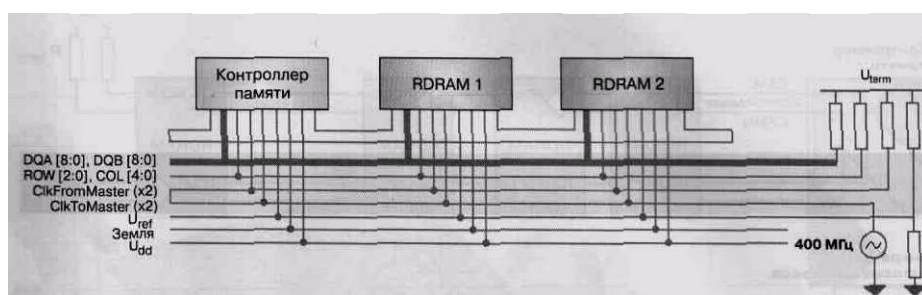


Рис.4 Схема Rambus-канала

Сигналы в Rambus-канале передаются в соответствии с высокоскоростным протоколом сигналов RSL (Rambus Signal Levels). Согласно данному протоколу осуществляется низковольтный перенос номинальных напряжений логического «0» и логической «1» с разностью 800 мВ (рис. 5).



Рис.5

Генератор тактовых импульсов

Rambus-канал является синхронным. Команды и данные передаются параллельно по переднему и заднему фронту синхроимпульсов, создаваемых генератором тактовых импульсов (рис.6).

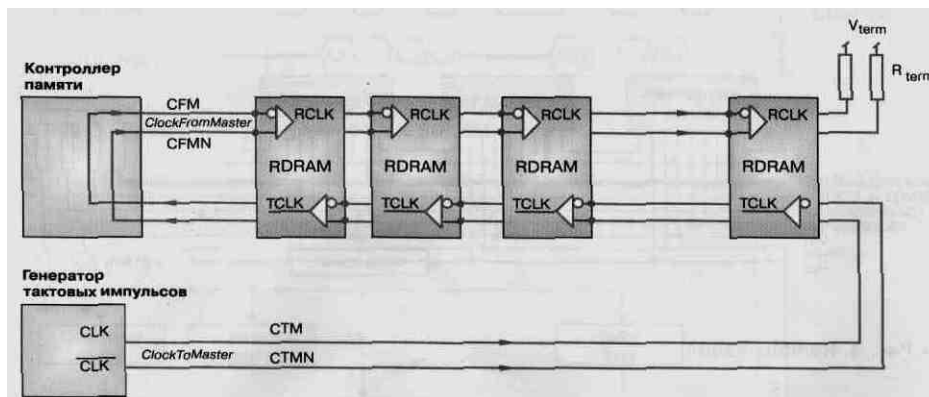


Рис.6 Схема генератора тактовых импульсов

Конструктивно генератор тактовых импульсов может быть интегрирован в контроллер памяти или установлен в виде отдельной микросхемы (в 24-контактном корпусе типа SSOP).

Передача данных

Данные и служебные биты передаются по каждому фронту тактового сигнала с частотой 800 МГц (1,25 нс), что соответствует скорости передачи 800 Мбит/с на линию. Таким образом, пропускная способность шины составляет 1,6 Гбайт/с. Передача данных осуществляется только между контроллером и микросхемами памяти, обмен только между микросхемами невозможен.

Вся информация передается по Rambus-каналу пакетами (пакеты строк, столбцов и данных). Каждый пакет передается за четыре такта (10 нс).

Конвейеризация

Операция чтения/записи в Rambus-канале могут быть конвейеризированы. В этом случае время задержки первого пакета составляет 50 нс, далее операции чтения/записи осуществляются практически непрерывно.

При последовательном чередовании двух операций записи и двух операций чтения, адресованных к одной микросхеме, пропускная способность канала составляет 86% от предельной, а при адресации к разным микросхемам — 95%.

Контроллер памяти

Контроллер памяти Rambus осуществляет управление системой памяти RDRAM и основные функции мультиплексирования/демультиплексирования при преобразовании данных, передающихся по 16-разрядной последовательной шине Rambus-канала в 64-разрядную системную шину. Контроллер принадлежит к семейству специализированных интегрированных микросхем ASIC (Application Specific Integrated Circuits). Данные микросхемы способны объединить в себе функции, обычно реализуемые целым набором микросхем, но при этом оказываются существенно быстрее, компактнее и дешевле.

Основным элементом контроллера памяти Rambus (RMC — Rambus Memory Controller) является специализированная микросхема библиотеки макроядра (RAC — Rambus ASIC Cell). Здесь происходит преобразование высокоскоростных сигналов RSL канала Rambus в низкоскоростные сигналы CMOS-уровня.

Контроллер памяти осуществляет взаимодействие подсистемы памяти Rambus с другими компонентами персонального компьютера, взаимодействующими с памятью (центральным процессором, жестким диском, видеосистемой и др.).

Структурная схема микросхемы RDRAM представлена на рис. 7.

Внутреннее ядро RDRAM имеет 128/144-разрядную шину, работающую на частоте 100 МГц - 1/8 тактовой частоты Rambus-канала. Таким образом, каждые 10 нс в ядро (или из ядра) может быть передано 16 байт данных.

Компания Rambus планирует эволюционное развитие существующей линейки модулей RDRAM. В 2003-2004 годах ожидается выпуск как 32-, так и 64-битных чипов, работающих на эффективных частотах 1,2 и 1,33 ГГц (10,6 Гб/сек).

Параллельно Rambus представила новый сигнальный интерфейс памяти Yellowstone. Для реализации данного интерфейса планируется использовать три разработки: дифференциальный протокол передачи запросов, технологию ODR (Octal Data Rate), позволяющую за один такт передавать 8 бит данных, и технологию упрощающую привязку данных к тактовой частоте. По заявлению компании Rambus, технология Yellowstone позволит достичь тактовых частот 6,4 ГГц и пропускной способности до 100 Гб/сек.

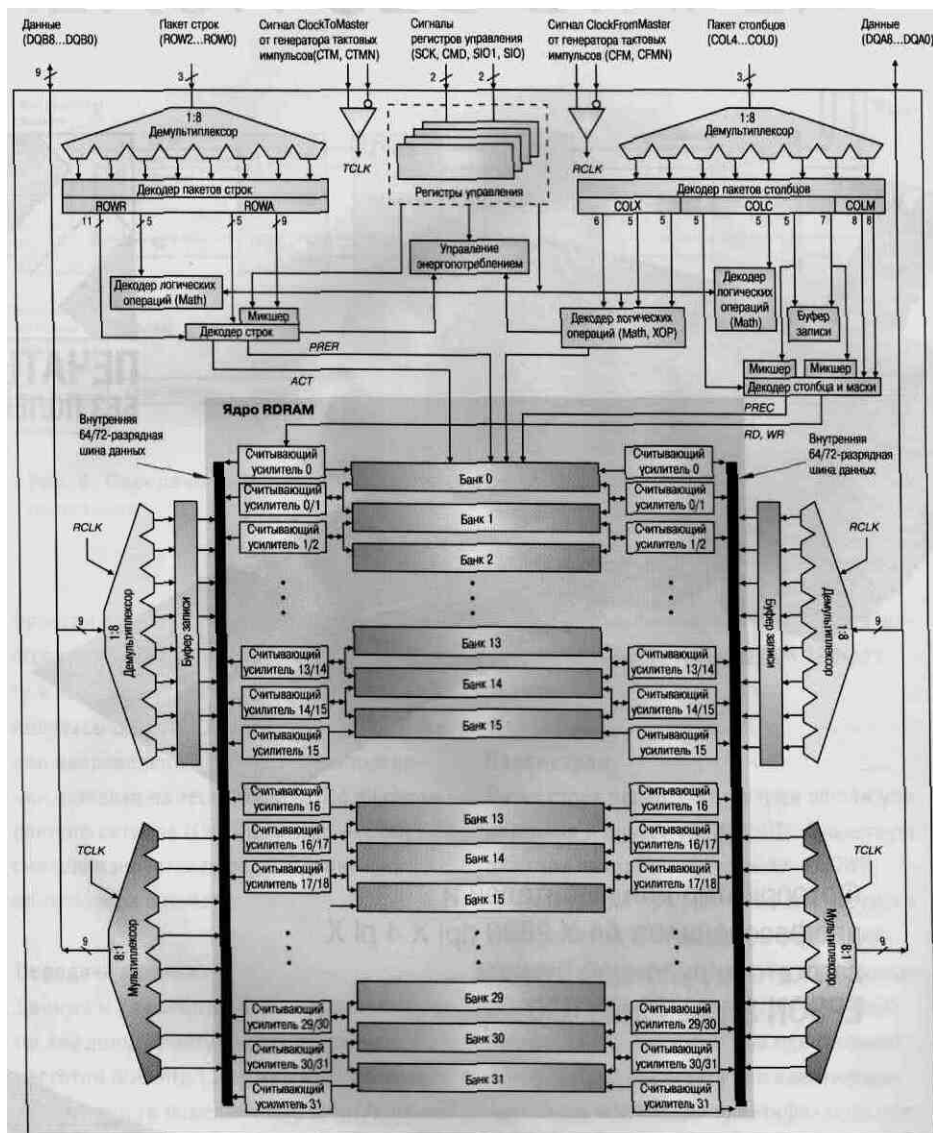


Рис.7 Структурная схема RDRAM

Год	Тип памяти	Частота шины, МГц	Разрядность шины памяти, бит	Максимальная пропускная способность, Мбайт/с	Пропускная способность линии памяти, Мбит/с/контакт
1987	FPM DRAM	25, 33	32	100, 132	24; 32
1995	EDO DRAM	40, 50	32	160, 200	40; 50
1997	PC 66 SDRAM	66	64	528	65,6
1998	PC 100 SDRAM	100	64	800	100
1999/2000	PC 133 SDRAM	133	64	1064	133
1999/2000	Direct RDRAM (один канал)	400, 600, 800*	16	800, 1200, 1600	400; 600; 800
2000	DDR200 SDRAM	200*	64	1600	200
2000	DDR266 SDRAM	266*	64	2100	256
2001	Direct RDRAM (два канала)	400, 600, 800*	16	1600, 2400, 3200	400; 600; 800
2001	Direct RDRAM	1066*	16	2132	1066
2001	DDR300	300*	64	2400	300
2002	DDR333	333*	64	2700	337
2003	DDR II	200; 400*	64	3200, 6400	400; 800

Лекция 2.

Программируемые логические интегральные схемы

ПЛИС - это матричные большие интегральные схемы, позволяющие программно скомпоновать в одном корпусе электронную схему, эквивалентную схеме, включающей от нескольких десятков до нескольких сотен ИС стандартной логики. По сравнению с другими микроэлектронными технологиями, в том числе базовыми матричными кристаллами (БМК), технология ПЛИС обеспечивает рекордно короткий проектно-технологический цикл (от нескольких часов до нескольких дней), минимальные затраты на проектирование, максимальную гибкость при необходимости модификации аппаратуры.

ПЛИС содержат программируемую матрицу элементов логического И, программируемую или фиксируемую матрицу элементов логического ИЛИ и так называемые макро ячейки. Макро ячейки как правило включают в себя триггер, тристабильный буфер и вентиль исключающее ИЛИ, управляющий уровнем активности сигнала. Размерность матриц и конфигурация макро ячеек определяют степень интеграции и логическую мощность ПЛИС. В сочетании с разнообразными обратными связями перечисленные элементы формируют завершённую автоматную структуру, ориентированную на реализацию как комбинационных (дешифраторов, мультиплексоров, сумматоров), так и последовательных схем (управляющих автоматов, контроллеров, счётчиков).

В ПЛИС заложены возможности, которые позволяют превратить её в ИС с любой функцией цифровой логики. Проектирование сводится к выявлению программируемых элементов (перемычек или запоминающих ячеек), после удаления которых в структуре схемы остаются только связи, которые необходимы для выполнения требуемых функций. На практике эта задача весьма не простая, т.к. современные ПЛИС содержат в среднем несколько десятков тысяч перемычек. Поэтому для проектирования применяют САПР ПЛИС. Каждая компания - производитель ПЛИС разрабатывает и выпускает свою САПР, обеспечивающую реализацию всех этапов проектирования для каждого типа программируемой логики. Благодаря различным САПР, а также структурным и технологическим особенностям, ПЛИС представляют технологию рекордно-короткого цикла разработки РЭА.

Если за рубежом ПЛИС уже заняли заметное место в арсенале разработчика РЭА, то в России эта технология только начинает по-настоящему развиваться.

В каких случаях целесообразно применять ПЛИС?

При разработке оригинальной аппаратуры, а также для замены обычных ИС. При этом значительно уменьшаются размеры устройства, снижается потребляемая мощность и повышается надёжность. (Наиболее эффективно использование ПЛИС в изделиях, требующих нестандартных схемотехнических решений. В этих случаях ПЛИС даже средней степени интеграции (24 вывода) заменяет, как правило, до 10-15 обычных ИС.)

При необходимости резко сократить сроки и затраты на проектирование, а также повысить возможность модификации и отладки аппаратуры. Поэтому ПЛИС широко применяется в стендовом оборудовании, на этапах разработки и производства опытной партии новых изделий, а также для эмуляции схем, подлежащих последующей реализации на другой элементной базе.

Отдельная область применения ПЛИС – проектирование на их основе устройств для защиты программного обеспечения и аппаратуры от несанкционированного доступа и копирования. ПЛИС обладают такой технологической особенностью, как «бит секретности», после программирования которого схема становится недоступной для чтения. Обычно применение 1-2 ПЛИС средней степени интеграции оказывается вполне достаточной для надёжной защиты информации.

Наиболее широко ПЛИС используются в микропроцессорной технике. На их основе разрабатываются контроллеры, адресные дешифраторы, логика обрания микропроцессоров, формирователи управляющих сигналов и др. На ПЛИС часто изготавливают микропрограммные автоматы и другие специализированные устройства (цифровые фильтры, схемы обработки сигналов и изображений, процессоры быстрого преобразования Фурье, аппаратура уплотнения телефонных сигналов и т.д.).

Применение ПЛИС становится актуальным ещё и потому, что у разработчика зачастую нет необходимых стандартных микросхем.

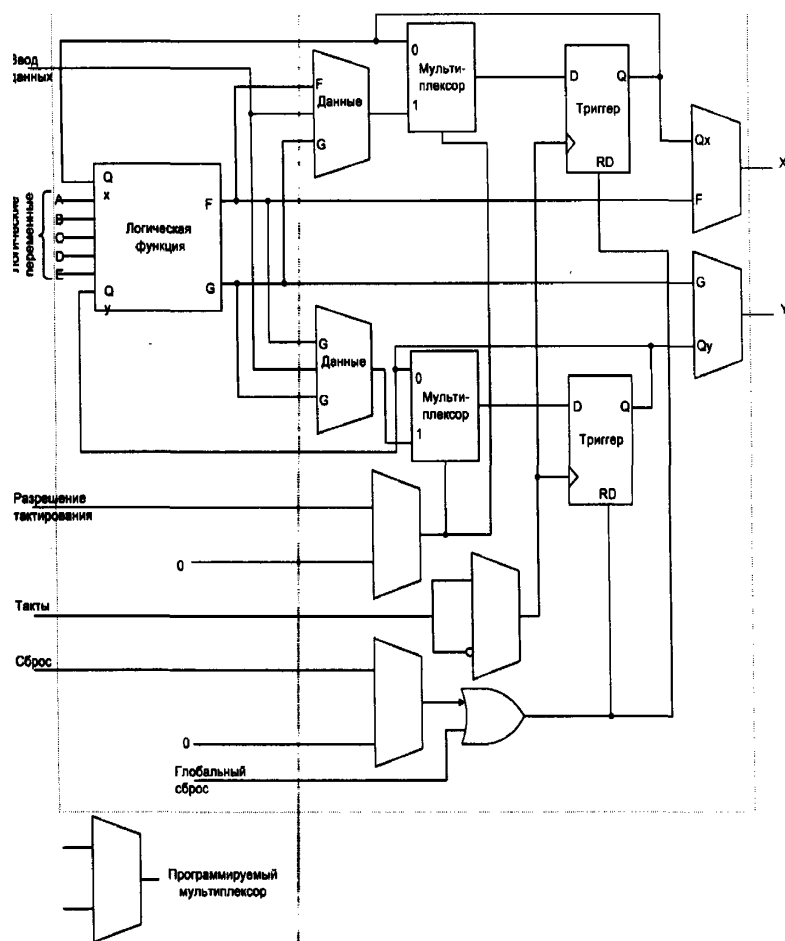


Рис. 8. Логический блок ПЛИС

В настоящее время на мировом рынке можно отметить несколько основных компаний-производителей — ПЛИС-XILINX, ALTERA, LATTICE, AT&T, INTEL, выпускающих микросхемы с архитектурой EPLD (EPROM technology based complex Programmable Logic Device) - многократно программируемые, и FPGA (Field Programmable Gate Array) - многократно реконфигурируемые.

В качестве памяти для хранения конфигурации в ПЛИС EPLD используется ППЗУ с ультрафиолетовым стиранием, а у ПЛИС FPGA - статическое ОЗУ.

Микросхема FPGA представляет собой матрицу логических ячеек, соединенных между собой логическими ключами. Содержащаяся в микросхемах FPGA статическая память, будучи заполненной определенной битовой последовательностью, воздействует на логические ячейки и соединяющие их ключи, позволяя получить требуемые электрические схемы (регистры, счетчики, логические схемы и т.д., соединенные друг с другом в требуемом порядке). Каждая микросхема FPGA имеет также вход для записи битовой последовательности, заполняющей статическую память, а также элементы "вход/выход" для связи с другими микросхемами.

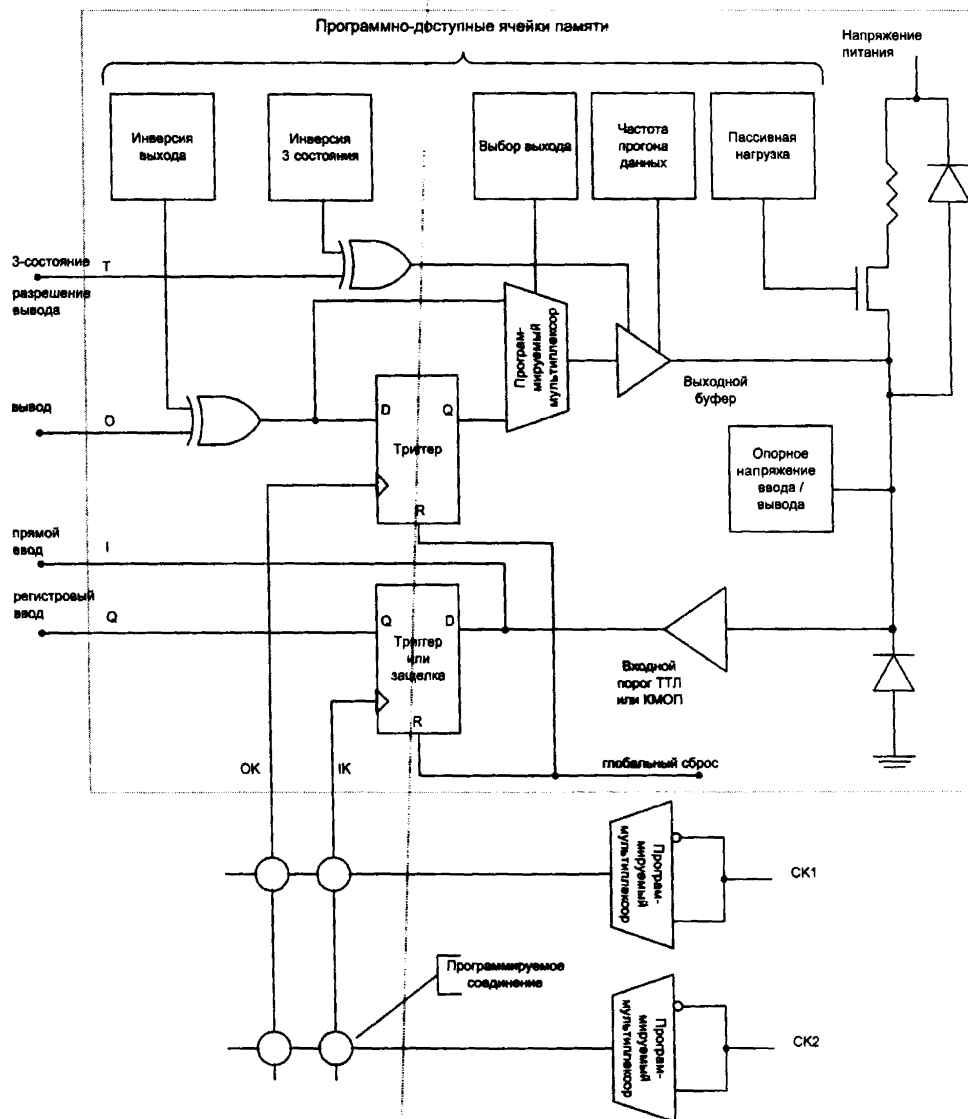


Рис. 9. Блок ввода/вывода ПЛИС

Существует крайняя точка зрения, что со временем ПЛИС вытеснят серийные микропроцессоры, так как пользователь сможет реализовать требуемую ему систему программными средствами, учитывая всю специфику своего приложения.

Таким образом, на основе одной или нескольких микросхем FPGA можно создать реконфигурируемый процессор, обладающий преимуществами спецпроцессора на "жесткой" логике, но способного путем изменения содержимого статической памяти решать любые задачи, подобно универсальному процессору.

Логический блок - один из базовых элементов архитектуры ПЛИС FPGA, может выполнять любую логическую функцию в соответствии с заданной битовой последовательностью (рис.8). Изменять выполняемую функцию можно неограниченное количество раз путем загрузки другой битовой последовательности.

Блок ввода/вывода (рис.9), так же как и логический блок, может быть настроен на выполнение любого электрического соединения реализованной внутри ПЛИС схемы с внешним миром через соответствующий контакт

микросхемы.

Направление развития микроэлектронных компонентов вычислительных систем

Для создания высокоэффективных вычислительных систем важно интегрировать на кристалле как можно больше функций по обработке и хранению данных, а также интерфейс с пользователем и другими вычислительными системами.

Стремление к интеграции совокупности функций обусловлено рядом факторов. Во-первых, при однокристалльной реализации пропускная способность интерфейсов между подсистемами обработки и хранения данных не ограничивается количеством выводов корпуса кристалла и может достигать требуемого значения. Во-вторых, упрощается системная плата, на которую монтируется кристалл, уменьшается объем монтажных работ, повышаются показатели надежности и производительности вычислительной системы и уменьшается ее стоимость. В-третьих, снижаются требования к количеству выводов корпуса кристалла, так как минимизируется интерфейс с другими компонентами вычислительной системы, например с устройствами отображения информации. И, наконец, в четвертых, реализуются возможности миллионов транзисторов, которые могут быть размещены на кристалле. Эти транзисторы можно использовать как для построения специализированной системы, состоящей из совокупности проблемно-ориентированных блоков, так и для создания параллельных систем из нескольких процессоров.

Наряду с созданием однокристалльных систем существует проблема организации быстрых интерфейсов между микросхемами в многокристалльных системах, например между микросхемами процессора и памяти. В Pentium Pro эта проблема решается путем размещения в одном корпусе двух кристаллов: собственно микропроцессора и кэш-памяти второго уровня. Другое возможное решение этой проблемы заключается в создании многокристалльных микросборок, в которых бескорпусные СБИС монтируются на кремниевой подложке с нанесенными, возможно несколькими, слоями межкристалльных соединений.

Лекция 3.

Архитектура и структура микропроцессоров. Цикл работы микропроцессора: типы адресации и система команд.

Типы команд микропроцессоров.

В ходе эволюционного развития архитектур процессоров в состав системы команд вводились и, в силу преемственности программного обеспечения, закреплялись сложные команды, которые по мнению разработчиков соответствовали решаемым задачам. Мерой этого соответствия чаще всего был объем двоичного кода программы, так как минимизация длины программы

была равнозначна минимизации времени исполнения. Команды бывают разных типов: "регистр, регистр -> регистр", "память, память -> память", "регистр -> память" и др. Сложные команды модифицируют содержимое групп регистров и ячеек памяти, и для их реализации при приемлемых затратах оборудования, как правило, применяется микропрограммирование.

Команды называются скалярными, если входные операнды и результат являются числами (скалярами).

Команды называются векторными, если входные операнды и, возможно, результат являются вектором (массивом) чисел, а для преобразования данных массива (вектора) используется одна векторная команда. Примером векторной команды служит команда, при выполнении которой умножаются два очередных элемента двух массивов, далее произведение суммируется с содержимым некоторого заданного регистра, после чего модифицируются адреса памяти для доступа к двум очередным элементам массивов. Указанная последовательность действий повторяется заданное число раз по счетчику, определенному в теле команды.

Само появление векторных команд обусловлено стремлением ускорить обработку массивов данных за счет исключения затрат времени на выборку и дешифрацию команд обработки, одинаковых для всех компонент входных массивов.

Однако использование векторных команд требует подготовки программистом векторизованного кода программ, что, вообще говоря, эквивалентно разработке параллельных программ.

При сохранении последовательных программ для ускорения обработки применяются суперскалярные процессоры, в которых за счет параллельной работы функциональных устройств процессора в одном такте вырабатывается несколько скалярных результатов.

Структурный параллелизм микропроцессоров

Повышение производительности микропроцессоров достигается за счет увеличения тактовой частоты, совершенствования параллельной и конвейерной обработки данных, а также уменьшения времени доступа к памяти. Современные микропроцессоры содержат десять и более обрабатывающих устройств, каждое из которых представляет собой конвейер. Эффективная загрузка параллельно функционирующих конвейеров обеспечивается либо аппаратурой процессора, либо компилятором, на вход которого поступают программы на традиционном последовательном языке программирования, либо совместно аппаратурой и компилятором.

В компиляторах используется изощренная техника извлечения параллелизма из последовательных программ. Аппаратура микропроцессоров ориентирована на выделение более простых форм параллелизма, в том числе естественного. Стремление использовать присущий большинству программ естественный

параллелизм вычисления целочисленных адресных выражений и собственно обработки данных в формате с плавающей точкой привело к появлению разнесенных архитектур (decoupled architecture).

В первом приближении, микропроцессор с разнесенной архитектурой, как показано на рис.10, состоит из двух связанных подпроцессоров, каждый из которых управляется собственным потоком команд.

Условно эти подпроцессоры называются адресным А-процессором и исполнительным Е-процессором. А- и Е-процессоры имеют собственные наборы регистров АО, А1,... и ХО, Х1,..., соответственно и наборы команд. А-процессор выполняет все адресные вычисления и формирует обращения к памяти по чтению и записи. А-процессор является обыкновенным целочисленным процессором, поэтому он способен выполнять произвольные целочисленные преобразования, не связанные с вычислением адресов. Е-процессор реализует вычисления с плавающей точкой.

Данные, извлекаемые из памяти, используются либо в А-процессоре, будучи помещенными в FIFO очередь АА, либо помещаются в FIFO очередь, называемую АЕ очередью, для отсылки в Е-процессор. Когда Е-процессору требуются данные из памяти, он берет их из очереди АЕ. Если очередь пуста, то Е-процессор задерживается до поступления данных, что решает вопросы синхронизации работы А и Е-процессоров. Если Е-процессор выработал данное, которое должно быть отправлено в память, то он помещает его в FIFO очередь ЕА.

При записи данных в память после вычисления адреса А-процессор сразу отправляет адрес в FIFO очередь АW адресов записи в память, не дожидаясь, пока данные поступят в очередь ЕА. А-процессор группирует пары, выбирая первые элементы очередей ЕА и АW и отправляя эти пары в память. Естественно, если одна из очередей или обе пусты, то отсылка в память приостанавливается.

При чтении данных А-процессор отправляет адреса в память с указанием очередей АА или АЕ, в которые должны быть считаны данные из памяти.

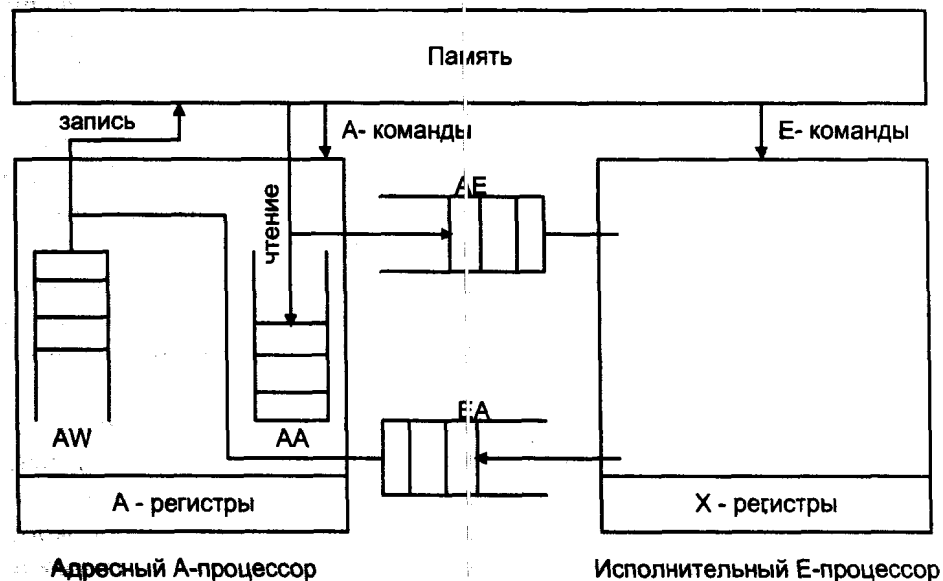


РИС.10. МИКРОПРОЦЕССОР С РАЗНЕСЕННОЙ АРХИТЕКТУРОЙ

Разнесенная архитектура позволяет достигать при скалярной обработке производительности, характерной для векторных процессоров, за счет предвыборки данных из памяти и автоматической развертки нескольких последовательных витков цикла в А-процессоре. Проблемы расщепления программы на программы для А- и Е-процессоров решаются на уровне компилятора или специальным блоком-расщепителем.

Важным системным аспектом разнесенной архитектуры служит интерфейс между процессором и памятью посредством транзакций чтения и записи. Это позволяет расположить между процессором и памятью произвольную коммутационную среду, что подводит логический базис под концепцию построения многопроцессорных систем.

Лекция 4.

Структурные методы уменьшения времени доступа к памяти

Совершенствование архитектуры микропроцессоров и механизмов доступа к памяти не может происходить без принятия совокупности соглашений о структуре программ и обрабатываемых данных. Это обусловлено, например, тем, что время доступа в основную память десять и более раз больше, чем время выполнения преобразований данных в регистрах процессора. Потому необходимо находить решения по уменьшению времени доступа, учитывающие этот факт.

Иерархическая структура памяти. Идеальная память должна обеспечивать процессор командами и данными так, чтобы не вызывать простоев процессора. При этом память должна иметь большую емкость. В современных условиях уменьшение времени доступа достигается введением многоуровневой иерархии памяти. Время доступа зависит от объема и типа используемой памяти.

Типовая современная иерархия памяти имеет следующую структуру:

- регистры 64 - 256 слов с временем доступа 1 такт процессора;
- кэш 1 уровня - 8к слов с временем доступа 1-2 такта;
- кэш 2 уровня - 256к слов с временем доступа 3-5 тактов;
- основная память - до 4 Гигаслов с временем доступа 12-55 тактов.

Используя помимо основной памяти небольшую и более быструю буферную память, можно значительно сократить количество обращений к основной памяти, за счет аккумуляции текущего фрагмента программного кода в буферной памяти. Создание иерархической многоуровневой памяти, пересылающей блоки программ и данных между уровнями памяти за время, пока предшествующие блоки обрабатываются процессором, позволяет существенно сократить простои процессора в ожидании данных. При этом эффект уменьшения времени доступа в память будет тем больше, чем больше время обработки данных в буферной памяти по сравнению с временем пересылки между буферной и основной памятью. Это достигается при локальности обрабатываемых данных, когда процессор многократно использует одни и те же данные для выработки некоторого результата. Например, такая ситуация имеет место при решении систем уравнений в научных и инженерных расчетах, когда короткие участки программного кода с большим количеством вложенных и зацепленных друг с другом циклов обрабатывают поочередно, переходя от точки к точке, небольшие порции данных, многократно используя одни и те же данные и внутренние результаты.

В связи с тем, что локально обрабатываемые данные могут возникать в динамике вычислений и не обязательно сконцентрированы в одной области при статическом размещении в основной памяти, буферную память организуют как ассоциативную, в которой данные содержатся в совокупности с их адресом в основной памяти. Такая буферная память получила название кэш-памяти. Кэш-память позволяет гибко согласовывать структуры данных, требуемые в динамике вычислений, со статическими структурами данных основной памяти.

Кэш имеет совокупность строк (cache-lines), каждая из которых состоит из фиксированного количества адресуемых единиц памяти (байтов, слов) с последовательными адресами. Типичный размер строки: 16, 64, 128, 256 байтов.

Наиболее часто используются три способа организации кэш-памяти, отличающиеся объемом аппаратуры, требуемой для их реализации. Это так называемые кэш-память с прямым отображением (direct-mapped cache), частично ассоциативная кэш-память (set-associative cache) и ассоциативная кэш-память (fully associative cache).

При использовании кэш-памяти с прямым отображением адрес представляется как набор трех компонент, составляющих группы старших, средних и младших разрядов адреса, соответственно тега, номера строки, смещения. Например, при 16-разрядном адресе старшие 5 разрядов могут представлять тег, следующие 7 разрядов - номер строки и последние 4 разряда - смещение в строке. В этом случае строка состоит из 6 адресуемых единиц памяти, всего

строк в кэше 128. Кэш-память с прямым отображением представляет собой набор строк, каждая из которых содержит компоненту тег и элементы памяти строки, адрес которых идентифицируется смещением относительно начала строки.

При этом устанавливается однозначное соответствие между адресом элемента памяти и возможным расположением этого элемента памяти в кэше, а именно: элемент памяти всегда располагается в строке, задаваемой компонентой "номер строки" адреса, и находится на позиции строки, задаваемой компонентой "смещение" адреса,

Наличие элемента данных по запрашиваемому адресу в кэше определяется значением тега. Если тег строки кэш-памяти равен компоненте "тег" адреса, то элемент данных содержится в кэш-памяти.

Иначе необходима подкачка в кэш-память строки, с заданным в адресе тегом.

Так как для определения наличия нужной строки данных в кэш-памяти требуется только одно сравнение тегов заданной строки и адреса, а само замещение строк выполняется по фиксированному местоположению, то объем оборудования, необходимый для реализации этого типа кэш-памяти, достаточно мал.

Недостатки этой организации - очевидны. Если программа использует поочередно элементы памяти из одной строки, но с различными значениями тегов, то это вызывает при каждом обращении замену строки с обращением к данным основной памяти.

Ассоциативная кэш-память использует двухкомпонентное представление адреса: группа старших разрядов трактуется как тег, а группа младших разрядов - как смещение в строке.

Нахождение строки в кэше определяется совпадением тега-строки со значением тега адреса. Количество строк в кэше может быть произвольным (естественное ограничение - количество возможных значений тегов). Поэтому при определении нахождения требуемой строки в кэш-памяти необходимо сравнение тега адреса с тегами всех строк кэша. Если выполнять это последовательно, строка за строкой, то время выполнения сравнений будет непозволительно большим. Поэтому сравнение выполняется параллельно во всех строках с использованием принципов построения ассоциативной памяти, что и дало название этому способу организации кэш-памяти.

При отсутствии необходимой строки в кэш-памяти одна из его строк должна быть заменена на требуемую. Используются разнообразные алгоритмы определения заменяемой строки, например циклический, замена наиболее редко используемой строки, замена строки, к которой дольше всего не было обращений, и другие.

Частично-ассоциативная кэш-память комбинирует оба вышеописанных подхода: кэш-память состоит из набора ассоциативных блоков кэш-памяти. Средняя компонента адреса задает в отличие от прямо адресуемой кэш-памяти

не номер строки, а номер одного из ассоциативных блоков. При поиске данных ассоциативное сравнение тегов выполняется только для набора блоков (возможна организация кэша, когда таких наборов несколько), номер которого совпадает со средней компонентой адреса. По количеству n строк в наборе кэш-память называется n -входовой.

Соответствие между данными в оперативной памяти и кэш-памяти обеспечивается внесением изменений в те области оперативной памяти, для которых данные в кэш-памяти подверглись модификации. Соответствие данных обеспечивается параллельно с основными вычислениями. Существует несколько способов его реализации (и, соответственно, несколько режимов работы кэш-памяти).

Один способ предполагает внесение изменений в оперативную память сразу после изменения данных в кэше. При этом процессор простаивает в ожидании завершения записи в основную память. В основной памяти поддерживается правильная копия данных кэша, и при замене строк не требуется никаких дополнительных действий. Кэш-память, работающая в таком режиме, называется памятью со сквозной записью (*write-through*).

Другой способ предполагает отображение изменений в основной памяти только в момент вытеснения строки данных из кэша. Если данные по адресу памяти, в который необходимо произвести запись, находятся в кэш-памяти, то идет запись только в кэш-память. При отсутствии данных в кэш-памяти производится запись в основную память. Такой режим работы кэша получил название обратной записи (*write-back*).

Существуют также промежуточные варианты (*buffered write through*), при которых запросы на изменение в основной памяти буферизуются и не задерживают процессор на время операции записи в память. Эта запись выполняется по мере возможности доступа контроллера кэш-памяти к основной памяти.

В процессорах, предусматривающих возможность использования в мультипроцессорных конфигурациях, применяется более сложный протокол MESI (*Modified, Exclusive, Shared, Invalid*) организации кэш-памяти с обратной записью, который предотвращает лишние передачи данных между кэш-памятью и основной памятью.

Для мультипроцессорных систем, в которых память физически распределена между процессорными модулями, идентичность данных в кэшах (когерентность кэшей) различных модулей поддерживается с помощью межмодульных пересылок. Существует несколько основных подходов.

Прямолинейный подход к поддержанию когерентности кэшей в мультипроцессорной системе заключается в том, что при каждом непопадании в кэш в любом процессоре инициируется запрос требуемой строки из того блока памяти, в котором эта строка размещена. В дальнейшем этот блок памяти будет по отношению к этой строке называться резидентным. Запрос передается через коммутатор в модуль с резидентным для строки блоком памяти, из которого

затем необходимая строка через коммутатор присылается в модуль, в котором произошло непопадание. Таким образом, в частности, обеспечивается начальное заполнение кэшей. При этом в каждом модуле для каждой резидентной строки ведется список модулей, в кэшах которых эта строка размещается. Строка, размещенная в кэше более чем одного модуля, в дальнейшем будет называться разделяемой.

Собственно когерентность кэшей обеспечивается следующим. При обращении к кэш-памяти в ходе операции записи данных, после самой записи, процессор приостанавливается до тех пор, пока не выполнится последовательность действий: измененная строка кэша пересылается в резидентную память модуля, затем, если строка была разделяемой, она пересылается из резидентной памяти во все модули, указанные в списке модулей, разделяющих эту строку. После получения подтверждений, что все копии изменены, резидентный модуль пересылает в процессор, приостановленный после записи, разрешение продолжать вычисления.

Изложенный алгоритм обеспечения когерентности хотя и является логически работоспособным, однако практически редко применяется из-за больших простоев процессоров при операциях записи в кэш строки. На практике применяют более сложные алгоритмы, обеспечивающие меньшие простои процессоров.

Для изложения одного из алгоритмов поддержки когерентности кэшей, известного как DASH, зададим некоторые начальные условия и введем определения.

Каждый модуль имеет для каждой строки, резидентной в модуле, список модулей, в кэшах которых размещены копии строк.

С каждой строкой в резидентном для нее модуле свяжем три ее возможных глобальных состояния:

- 1) "некэшированная", если копия строки не находится в кэше какого-либо другого модуля, кроме, возможно, резидентного для этой строки;
- 2) "удаленно-разделенная", если копии строки размещены в кэшах других модулей;
- 3) "удаленно-измененная", если строка изменена операцией записи в каком-либо модуле.

Кроме этого, каждая строка кэша может находиться в одном из трех локальных состояний:

- 1) "невозможная к использованию";
- 2) "разделяемая", если есть неизменная копия, которая, возможно, размещается также в других кэшах;
- 3) "измененная", если копия изменена операцией записи,

Перейдем к изложению алгоритма. Каждый процессор может читать из своего кэша, если состояние читаемой строки "разделяемая" или "измененная".

Если строка отсутствует в кэше или находится в состоянии "невозможная к использованию", то посылается запрос "промах чтения", который направляется в модуль, резидентный для требуемой строки.

Бели глобальное состояние строки в резидентном модуле - "некэшированная" или "удаленно-разделенная", то копия строки посылается в запросивший модуль, а в список модулей, содержащих копии рассматриваемой строки, вносится модуль, запросивший копию.

Если состояние строки "удаленно-измененная", то запрос "промах чтения" перенаправляется в модуль, содержащий измененную строку. Этот модуль пересылает требуемую строку в запросивший модуль и в модуль, резидентный для этой строки, и устанавливает в резидентном модуле для этой строки состояние удаленно-распределенная .

Если процессор выполняет операцию записи и состояние строки, в которую производится запись, - "измененная", то запись выполняется и вычисления продолжаются. Если состояние строки - "невозможная к использованию" или "разделяемая", то модуль посылает в резидентный для строки модуль запрос на захват в исключительное использование этой строки и приостанавливает выполнение записи до получения подтверждений, что все остальные модули, разделяющие с ним рассматриваемую строку, перевели ее копии в состояние "невозможная к использованию".

Если глобальное состояние строки в резидентном модуле - "некэшированная", то строка отсылается запросившему модулю, и этот модуль продолжает приостановленные вычисления .

Если глобальное состояние строки - "удаленно-разделенная", то резидентный модуль рассылает по списку всем модулям, имеющим копию строки, запрос на переход этих строк в состояние "невозможная к использованию". По получении этого запроса каждый из модулей изменяет состояние своей копии строки на "невозможная к использованию" и посылает подтверждение исполнения в модуль, инициировавший операцию записи. При этом в приостановленном модуле строка после исполнения записи переходит в состояние "удаленно-измененная".

Предпринимаются попытки повысить эффективность реализации алгоритма когерентности, в частности, за счет учета специфики параллельных программ, в которых используются асинхронно одни и те же данные на каждом временном интервале исключительно одним процессором с последующим переходом обработки к другому процессору. Такого рода ситуации случаются, например, при определении условий окончания итераций, В этом случае возможна более эффективная схема передачи строки из кэша одного процессора в кэш другого процессора.

В системах, использующих коммутатор с временным разделением (шину), интерфейс с шиной каждого модуля "прослушивает" все передачи по шине, поэтому нет необходимости вести списки модулей, разделяющих строки.

Кэш-память с обратной записью создает меньшую нагрузку на шину

процессора и обеспечивает большую производительность, однако контроллер для write-back кэша значительно сложнее.

Контроллер кэша отслеживает адреса памяти, выдаваемые процессором, и если адрес соответствует данным, содержащимся в одной из строк кэша, то отмечается "попадание в кэш", и данные из кэша направляются в процессор. Если данных в кэше не оказывается, то фиксируется "промах", и инициируются действия по доставке в кэш из памяти требуемой строки. В ряде процессоров, выполняющих одновременно совокупность команд, допускается несколько промахов, прежде чем будет запущен механизм замены строк.

Рассуждения о том, какой способ организации кэш-памяти более предпочтителен, должны учитывать особенности генерации программ компилятором, а также использование программистом при подготовке программы сведений о работе компилятора и контроллера кэш-памяти. То есть более простой способ организации кэш-памяти, поддерживаемый компилятором, при исполнении программ, написанных в соответствии с некоторыми правилами, обусловленными особенностями компиляции и организации кэш-памяти, может дать лучший результат, чем сложный способ организации кэш-памяти.

Так как области памяти программ и данных различны и к ним происходит одновременный доступ, то для повышения параллелизма при работе с памятью делают отдельные кэши команд и данных.

Расслоение памяти. Другим структурным способом уменьшения времени доступа к памяти служит расслоение памяти. В предположении, что выборка из памяти выполняется по последовательным адресам возможно использование k блоков памяти с размещением в блоке i , где $i=0, \dots, k-1$, слов с адресами $p=i+krrp \bmod k$, где $p=0,1,\dots, M$. В этом случае возможно k параллельных обращений в память по адресам, принадлежащим различным блокам. Поэтому выборка команд программы за исключением команд, выбираемых как результат ветвления, может быть ускорена применением расслоения памяти. Аналогично может быть ускорена обработка массивов данных, последовательные элементы которых помещаются в разные блоки памяти.

Многоуровневая иерархия и расслоение памяти могут использоваться совместно.

CISC- и RISC- процессоры.

АППАРАТНЫЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПРОЦЕССОРОВ ОПРЕДЕЛЯЮТСЯ УРОВНЕМ РАЗВИТИЯ МИКРОЭЛЕКТРОННОЙ ТЕХНОЛОГИИ, КОТОРАЯ ОГРАНИЧИВАЕТ ЧИСЛО ЛОГИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ, РАЗМЕЩАЕМЫХ НА КРИСТАЛЛЕ. ФАКТИЧЕСКИ ЕГО РАЗМЕРЫ И ЧИСЛО РАЗМЕЩАЕМЫХ НА НЕМ ТРАНЗИСТОРОВ ПОЧТИ ЦЕЛИКОМ ОПРЕДЕЛЯЮТ ТОТ НАБОР АППАРАТНЫХ УСТРОЙСТВ, КОТОРЫЕ ВКЛЮЧАЮТСЯ В СОЗДАВАЕМЫЙ ПРОЦЕССОР. РАЗРАБОТЧИКИ СТРЕМЯТСЯ ВВЕСТИ В ЕГО СОСТАВ КАК МОЖНО БОЛЬШЕЕ ЧИСЛО РАЗЛИЧНЫХ АРИФМЕТИЧЕСКИХ И ЛОГИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ, СОПРОЦЕССОРОВ И Т.Д., ПОСКОЛЬКУ ОЧЕВИДНО, ЧТО АППАРАТНАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ КАКОЙ-ЛИБО ФУНКЦИИ ОБЕСПЕЧИВАЕТ БОЛЕЕ БЫСТРОЕ ЕЕ ВЫПОЛНЕНИЕ, ЧЕМ ПРОГРАММНАЯ. ДА И ДЛИНА КОДА ДЛЯ РЕАЛИЗУЕМЫХ АППАРАТНЫМ ПУТЕМ ФУНКЦИЙ СУЩЕСТВЕННО МЕНЬШЕ, ПОЭТОМУ В 80-Х ГОДАХ ПРОЦЕССОРЫ "РОСЛИ ВШИРЬ", ОСНАЩАЛИСЬ НОВЫМИ УЗЛАМИ, СОВЕРШЕНСТВУЯ УЖЕ ИМЕЮЩИЕСЯ. КРОМЕ ТОГО, РАЗРАБОТЧИКАМ

ПРОЦЕССОРОВ ПРИХОДИЛОСЬ ПОСТОЯННО ПОДСТРАИВАТЬСЯ ПОД СТРЕМЛЕНИЕ ПРОГРАММИСТОВ ИМЕТЬ ВОЗМОЖНО БОЛЕЕ МОЩНУЮ И ГИБКУЮ СИСТЕМУ КОМАНД. ТАКИЕ СИСТЕМЫ КОМАНД С РАЗНООБРАЗНЫМИ СПОСОБАМИ АДРЕСАЦИИ И НАБОРАМИ УСЛОВНЫХ ПЕРЕХОДОВ И ВЫЗОВОВ ПОДПРОГРАММ, СТРОКОВЫМИ ОПЕРАЦИЯМИ И ПРЕФИКСАЦИЯМИ ОБЕСПЕЧИВАЛИ СОЗДАНИЕ КОРОТКИХ ПРОГРАММ, ГАРАНТИРОВАЛИ МЕНЬШЕЕ ЧИСЛО ОШИБОК В НИХ. И РАЗРАБОТЧИКИ НЕ МОГЛИ НЕ СЧИТАТЬСЯ С ЭТИМ.

! ПОД АРХИТЕКТУРОЙ В ДАННОМ СЛУЧАЕ СЛЕДУЕТ ПОНИМАТЬ ТОЛЬКО СИСТЕМУ КОМАНД, ИГРАЮЩУЮ РОЛЬ ИНТЕРФЕЙСА МЕЖДУ АППАРАТНЫМ И ПРОГРАММНЫМ ОБЕСПЕЧЕНИЕМ.

ПЕРВЫЕ РОСТКИ ПРОТИВОРЕЧИЙ, ПРИВЕДШИХ К ТОМУ, ЧТО ПУТИ ЗАНИМАЮЩИХСЯ РАЗРАБОТКОЙ И ПРОИЗВОДСТВОМ МП КОМПАНИЙ РАЗОШЛИСЬ В РАЗНЫЕ СТОРОНЫ, ОБНАРУЖИЛИСЬ ДАВНО. ЗА ПЕРВЫЕ 10 ЛЕТ СУЩЕСТВОВАНИЯ МП СФОРМИРОВАЛАСЬ АРХИТЕКТУРА CISC (COMPLEX INSTRUCTION SET COMPUTING — ВЫЧИСЛЕНИЯ СО СЛОЖНЫМ НАБОРОМ ИНСТРУКЦИЙ). В ПОСТРОЕННЫХ ПО ЕЁ ПРИНЦИПАМ ПРОЦЕССОРАХ БОЛЕЕ 2/3 КРИСТАЛЛА ЗАНИМАЮТ ЛОГИКА, РЕАЛИЗУЮЩАЯ ВЫБОРКУ И ДЕКОДИРОВАНИЕ СЛОЖНЫХ ИНСТРУКЦИЙ, ПРЯМОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ НЕ ТОЛЬКО С РЕГИСТРОВОЙ ПАМЯТЬЮ, НО И С ВНЕШНЕЙ, А ТАКЖЕ ИЗОЩРЁННЫЕ СХЕМЫ АДРЕСАЦИИ. ПРИ ЭТОМ БЛОКИ, НЕПОСРЕДСТВЕННО ЗАНЯТЫЕ ВЫЧИСЛЕНИЯМИ ЗАНИМАЮТ ЛИШЬ 1/3 ПЛОЩАДИ КРИСТАЛЛА. НА ПРОТЯЖЕНИИ НЕСКОЛЬКИХ ДЕСЯТИЛЕТИЙ СИСТЕМЫ КОМАНД ЭВОЛЮЦИОНИРОВАЛИ, НАХОДЯСЬ В СЛОЖНОЙ ЗАВИСИМОСТИ ОТ СТОИМОСТИ АППАРАТНЫХ РЕСУРСОВ, И ПРЕЖДЕ ВСЕГО САМОГО ДОРОГОГО ИЗ НИХ – ОПЕРАТИВНОЙ ПАМЯТИ. ИНЖЕНЕРАМИ РУКОВОДИЛО СТРЕМЛЕНИЕ СОКРАТИТЬ РАЗМЕР ПРОГРАММ, ДЛЯ ЭТОГО ОНИ СТАРАЛИСЬ ВЛОЖИТЬ КАК МОЖНО БОЛЬШЕ ФУНКЦИОНАЛЬНОСТИ В ОДНУ КОМАНДУ. К НАЧАЛУ 80-Х ЧИСЛО ТАКИХ КОМАНД ДОСТИГЛО ПОЧТИ 300 СОТЕН, И ПОЧТИ КАЖДАЯ ИЗ НИХ ИМЕЛА ДО 6 ТИПОВ АДРЕСАЦИИ. К ТОМУ ЖЕ КОМАНДЫ НЕ ИМЕЛИ ФИКСИРОВАННОЙ ДЛИНЫ.

ОДНАКО, НАЧИНАЯ С НЕКОТОРОГО МОМЕНТА CISC-ИДЕОЛОГИЯ СТАЛА НЕ УСКОРИТЕЛЕМ, А ТОРМОЗОМ РОСТА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ СИСТЕМ. ДЕЛО В ТОМ, ЧТО БОЛЬШОЕ РАЗНООБРАЗИЕ КОМАНД И РАЗЛИЧНАЯ ИХ ДЛИНА СУЩЕСТВЕННО УСЛОЖНЯЮТ АППАРАТУРУ УПРАВЛЕНИЯ ВНУТРИ ПРОЦЕССОРА. ТАК, НАПРИМЕР, ОНА ДОЛЖНА ОПРЕДЕЛИТЬ ДЛИНУ КОМАНДЫ (МОЖЕТ ВАРЬИРОВАТЬСЯ В ПРЕДЕЛАХ ОТ ОДНОГО ДО ПЯТИ-ШЕСТИ БАЙТ), ВЫДЕЛИТЬ КОД ОПЕРАЦИИ, ПОДГОТОВИТЬ ОПЕРАНДЫ, КОТОРЫЕ МОГУТ НАХОДИТЬСЯ КАК В РЕГИСТРАХ, ТАК И В ОПЕРАТИВНОЙ ПАМЯТИ. РЕЗУЛЬТАТ ВЫЧИСЛЕНИЙ ТАКЖЕ НУЖНО ПЕРЕНЕСТИ ИЛИ В ПАМЯТЬ, ИЛИ В КАКОЙ-ЛИБО ИЗ РЕГИСТРОВ.

ОСОЗНАВ УКАЗАННЫЕ ФАКТЫ, МНОГИЕ ИССЛЕДОВАТЕЛИ УЖЕ В 80-Е ГОДЫ НАЧАЛИ ПОИСКИ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ПУТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ПРОЦЕССОРОВ. БЫЛО ЯСНО, ЧТО НУЖНО ПОПЫТАТЬСЯ УМЕНЬШИТЬ «НАКЛАДНЫЕ РАСХОДЫ», ОТЪЕДАЮЩИЕ ДО ДВУХ ТРЕТЕЙ ПОЛЕЗНОЙ ПЛОЩАДИ КРИСТАЛЛА, СНИЗИВ ЧИСЛО ЛОГИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ В НИХ ДО МИНИМУМА. ДЛЯ ЭТОГО БЫЛО НЕОБХОДИМО ПЕРЕНЕСТИ "ЦЕНТР ТЯЖЕСТИ" НА ПРОГРАММНЫЕ СРЕДСТВА, ОСТАВИВ МИНИМАЛЬНО ВОЗМОЖНОЕ ЧИСЛО КОМАНД, ИМЕЮЩИХ ПРОСТУЮ И РЕГУЛЯРНУЮ СТРУКТУРУ. ДРУГИМИ СЛОВАМИ, НАЧАЛА ФОРМИРОВАТЬСЯ СТРАТЕГИЯ "ДЛИННАЯ ПРОГРАММА — КОРОТКИЕ КОМАНДЫ" В ПРОТИВОВЕС ГОСПОДСТВУЮЩЕЙ «КОРОТКАЯ ПРОГРАММА — ДЛИННЫЕ КОМАНДЫ». ОСТАВАЛОСЬ ТОЛЬКО НАЙТИ РАЗУМНЫЙ КОМПРОМИСС МЕЖДУ РЕСУРСАМИ, ОТВОДИМЫМИ ОСНОВНЫМ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫМ УЗЛАМ ПРОЦЕССОРА И УСТРОЙСТВАМ УПРАВЛЕНИЯ.

И ВСКОРЕ ЭТОТ КОМПРОМИСС БЫЛ НАЙДЕН. ВНАЧАЛЕ ДЖОН КУК ИЗ IBM RESEARCH LABS НА СВОЕМ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОМ КОМПЬЮТЕРЕ "MODEL 801" ПОКАЗАЛ, ЧТО ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ В ПРОГРАММЕ ЛИШЬ ПРОСТЕЙШИХ КОМАНД ФОРМАТА «РЕГИСТР—

РЕГИСТР» (ОПЕРАНДЫ ИЗВЛЕКАЮТСЯ ИСКЛЮЧИТЕЛЬНО ИЗ РЕГИСТРОВ И ПОСЛЕ ВЫПОЛНЕНИЯ ОПЕРАЦИИ ПОМЕЩАЮТСЯ ТОЛЬКО В РЕГИСТРЫ) СКОРОСТЬ ВЫПОЛНЕНИЯ БОЛЬШИНСТВА ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫХ ЗАДАЧ ВОЗРАСТАЕТ В ДВА-ТРИ РАЗА. ЗАТЕМ УЧЕНЫМИ СТЕНФОРДСКОГО УНИВЕРСИТЕТА БЫЛО ПОКАЗАНО, ЧТО ИСКЛЮЧЕНИЕ ИЗ НАБОРА КОМАНД СЛОЖНЫХ ОПЕРАЦИЙ УМЕНЬШАЕТ ЧИСЛО ЭЛЕМЕНТОВ ПРОЦЕССОРА НА ПОРЯДОК ЗА СЧЕТ УПРОЩЕНИЯ СХЕМ УПРАВЛЕНИЯ РЕСУРСАМИ ПРОЦЕССОРА (ПРИ ЭТОМ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ СИСТЕМЫ ОСТАЕТСЯ ПРАКТИЧЕСКИ НЕИЗМЕННОЙ).

ОПЫТ МНОГОЧИСЛЕННЫХ ИССЛЕДОВАТЕЛЕЙ СТАТИСТИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ПРОГРАММ ВЫЯВИЛ, ЧТО 80 % ПРОЦЕССОРНОГО ВРЕМЕНИ ОБЫЧНО ТРАТИТСЯ НА ВЫПОЛНЕНИЕ ВСЕГО 20 % ОТ ОБЩЕГО ЧИСЛА ИНСТРУКЦИЙ ОБЫЧНЫХ CISC-ПРОЦЕССОРОВ. ПРИЧЕМ ВСЕ ЭТИ 20 % ПРИХОДЯТСЯ НА КОМАНДЫ ТИПА "РЕГИСТР—РЕГИСТР".

И НАКОНЕЦ, В РАБОТАХ Д. ПАТТЕРСОНА И К. СЕКУИНА БЫЛИ СФОРМУЛИРОВАНЫ ЧЕТЫРЕ ОСНОВНЫХ ПРИНЦИПА, КОТОРЫЕ ДОЛЖНЫ БЫТЬ ПОЛОЖЕНЫ В ОСНОВУ ПРОЦЕССОРОВ ГРУППЫ RISC (REDUCED INSTRUCTION SET COMPUTING – ВЫЧИСЛЕНИЯ С СОКРАЩЕННЫМ НАБОРОМ КОМАНД):

- А) ЛЮБАЯ ОПЕРАЦИЯ, К КАКОМУ БЫ ТИПУ ОНА НИ ПРИНАДЛЕЖАЛА, ДОЛЖНА ВЫПОЛНЯТЬСЯ ЗА ОДИН ТАКТ;
- Б) ОПЕРАЦИИ ОБРАБОТКИ ДАННЫХ РЕАЛИЗУЮТСЯ ТОЛЬКО В ФОРМАТЕ “РЕГИСТР—РЕГИСТР”. ОБМЕН МЕЖДУ ПАМЯТЬЮ И РЕГИСТРАМИ (Т. Е. МОДИФИКАЦИЯ ПАМЯТИ И ЧТЕНИЕ ИЗ НЕЕ НЕОБХОДИМЫХ ДАННЫХ) ОСУЩЕСТВЛЯЕТСЯ ТОЛЬКО ЛИШЬ С ПОМОЩЬЮ СПЕЦИАЛЬНЫХ КОМАНД ЧТЕНИЯ/ЗАПИСИ;
- В) СИСТЕМА КОМАНД ДОЛЖНА СОДЕРЖАТЬ МИНИМАЛЬНОЕ ЧИСЛО НАИБОЛЕЕ ЧАСТО ИСПОЛЪЗУЕМЫХ ПРОСТЕЙШИХ КОМАНД ОДИНАКОВОЙ ДЛИНЫ;
- Г) СОСТАВ СИСТЕМЫ КОМАНД ДОЛЖЕН БЫТЬ ОПТИМИЗИРОВАН С УЧЕТОМ ТРЕБОВАНИЙ КОМПИЛЯТОРОВ ЯЗЫКОВ ВЫСОКОГО УРОВНЯ.

КСТАТИ, НАД ИДЕЯМИ, ВОШЕДШИМИ В КОНЦЕПЦИЮ RISC, ТРУДИЛИСЬ НЕ ТОЛЬКО НА ЗАПАДЕ. ЕЩЁ В 70-Х ГОДАХ, КОГДА АМЕРИКАНСКИЕ УЧЁНЫЕ ТОЛЬКО ПРИБЛИЗИЛИСЬ К ФОРМУЛИРОВКЕ ТОГО, ЧТО СТАЛО НАЗЫВАТЬСЯ RISC, В СОВЕТСКОМ СОЮЗЕ УЖЕ БЫЛИ ПОСТРОЕНЫ БОЛЬШИЕ ЭВМ, В КОТОРЫХ БЫЛИ РЕАЛИЗОВАНЫ РЕШЕНИЯ, ПОЗВОЛИВШИЕ ИСПОЛЬЗОВАТЬ RISC-АРХИТЕКТУРУ В ОБЛАСТИ ВЫСОКОПРОИЗВОДИТЕЛЬНЫХ ВЫЧИСЛЕНИЙ. НАПРИМЕР, СУПЕРСКАЛЯРНАЯ АРХИТЕКТУРА БЫЛА РЕАЛИЗОВАНА У НАС 1978 ГОДУ, В ТО ВРЕМЯ КАК АМЕРИКАНЦЫ ПОДОШЛИ К НЕЙ ЛИШЬ В НАЧАЛЕ 90-Х ГОДОВ. А ВЕДЬ ИМЕННО СУПЕРСКАЛЯРНОСТЬ НАЗЫВАЮТ СЕГОДНЯ 5-ЫМ КРИТЕРИЕМ ПРИНАДЛЕЖНОСТИ ПРОЦЕССОРА К RISC-АРХИТЕКТУРЕ.

НАИБОЛЕЕ СЛОЖНО ВЫПОЛНИМОЕ ИЗ УПОМЯНУТЫХ ТРЕБОВАНИЙ — ПЕРВОЕ, В СООТВЕТСТВИИ С КОТОРЫМ, КАЖДАЯ КОМАНДА ДОЛЖНА ВЫПОЛНЯТЬСЯ НЕ БОЛЕЕ ЧЕМ ЗА ОДИН ТАКТ. ОДНАКО, НЕСМОТРИ НА СУЩЕСТВЕННОЕ УПРОЩЕНИЕ, НЕОБХОДИМО, ЧТОБЫ УСТРОЙСТВО УПРАВЛЕНИЯ ПО-ПРЕЖНЕМУ ВЫПОЛНЯЛО ОПЕРАЦИИ ПО ЧТЕНИЮ КОДА КОМАНДЫ, ДЕКОДИРОВАНИЮ, ПОДГОТОВКЕ ОПЕРАНДОВ, СОБСТВЕННО ВЫПОЛНЕНИЮ КОМАНДЫ И ПЕРЕМЕЩЕНИЮ РЕЗУЛЬТАТА В СООТВЕТСТВУЮЩИЙ РЕГИСТР. ЕСЛИ УЧЕСТЬ, ЧТО КАЖДАЯ ИЗ ЭТИХ ОПЕРАЦИЙ ОБЯЗАНА СИНХРОНИЗИРОВАТЬСЯ С ФРОНТОМ (ИЛИ СПАДОМ) СИГНАЛА ТАКТОВОГО ГЕНЕРАТОРА, ТО ЕДИНСТВЕННО ВОЗМОЖНЫЙ ВАРИАНТ РЕШЕНИЯ ПРОБЛЕМЫ - ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТАК НАЗЫВАЕМОГО КОНВЕЙЕРА КОМАНД. ПРИ ЭТОМ ПО ПЕРВОМУ ПЕРЕПАДУ СИГНАЛА ТАКТОВОГО ГЕНЕРАТОРА В СООТВЕТСТВУЮЩЕМ УСТРОЙСТВЕ ВЫДЕЛЯЕТСЯ КОД ОПЕРАЦИИ, КОТОРЫЙ ЗАТЕМ ПЕРЕДАЕТСЯ В УСТРОЙСТВО ДЕКОДИРОВАНИЯ; ПО ВТОРОМУ - В УСТРОЙСТВЕ ИЗВЛЕЧЕНИЯ ВЫДЕЛЯЕТСЯ КОД ОПЕРАЦИИ СЛЕДУЮЩЕЙ КОМАНДЫ, А В УСТРОЙСТВЕ ДЕКОДИРОВАНИЯ ПРОИСХОДИТ

ДЕКОДИРОВАНИЕ ПЕРВОЙ КОМАНДЫ И ПЕРЕДАЧА ЕЕ В СООТВЕТСТВУЮЩЕЕ ИСПОЛНИТЕЛЬНОЕ УСТРОЙСТВО - АЛУ, СОПРОЦЕССОР И Т. Д. ТРЕТИЙ ПЕРЕПАД СОПРОВОЖДАЕТСЯ ИЗВЛЕЧЕНИЕМ КОДА ОПЕРАЦИИ ТРЕТЬЕЙ КОМАНДЫ, ДЕКОДИРОВАНИЕМ ВТОРОЙ И ПОДГОТОВКОЙ ДАННЫХ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ ПЕРВОЙ.

ТАКИМ ОБРАЗОМ, ПО КАЖДОМУ ИЗ ТАКОВЫХ ИМПУЛЬСОВ НА КОНВЕЙЕР ВСТУПАЕТ НОВАЯ КОМАНДА, И НЕСКОЛЬКО УЖЕ ОБРАБАТЫВАЮТСЯ НА РАЗНЫХ ЕГО СТУПЕНЯХ. ОДНОВРЕМЕННО, ТАКЖЕ ПО КАЖДОМУ ИЗ ТАКОВЫХ ИМПУЛЬСОВ, ЕГО ПОКИДАЕТ ОДНА ВЫПОЛНЕННАЯ КОМАНДА. И ХОТЯ НА ВЫПОЛНЕНИЕ КАЖДОЙ ЗАТРАЧИВАЕТСЯ ПО-ПРЕЖНЕМУ ОТ ЧЕТЫРЕХ ДО СЕМИ-ВОСЬМИ ТАКТОВ (В РАССМОТРЕННОМ ВЫШЕ УСЛОВНОМ КОНВЕЙЕРЕ - ПЯТЬ), КАЖДЫЙ ИЗ НИХ СОПРОВОЖДАЕТСЯ, КАК ЭТО И ТРЕБОВАЛОСЬ, ВЫПОЛНЕНИЕМ ОДНОЙ КОМАНДЫ. СЛЕДОВАТЕЛЬНО, ЕСЛИ ДЛЯ RISC - ПРОЦЕССОРОВ КОНВЕЙЕР КОМАНД ЯВЛЯЕТСЯ НЕОБЯЗАТЕЛЬНЫМ (ХОТЯ И ЖЕЛАТЕЛЬНЫМ) ЭЛЕМЕНТОМ, ТО ДЛЯ RISC-ПРОЦЕССОРОВ ОН ОБЯЗАТЕЛЕН. ОТМЕТИМ, ЧТО БОЛЬШИНСТВО RISC-ПРОЦЕССОРОВ ИМЕЮТ НЕ ОДИН, А НЕСКОЛЬКО (ОТ ДВУХ ДО ЧЕТЫРЕХ) КОНВЕЙЕРОВ, ЗА ЧТО ОНИ ПОЛУЧИЛИ НАЗВАНИЕ СУПЕРСКАЛЯРНЫХ (В ОТЛИЧИЕ ОТ СКАЛЯРНЫХ - ОДНОКОНВЕЙЕРНЫХ).

СЛЕДУЮЩАЯ ОСОБЕННОСТЬ RISC-ПРОЦЕССОРОВ - ВЫСОКАЯ СТЕПЕНЬ ДРОБЛЕНИЯ КОНВЕЙЕРА. В РАССМОТРЕННОМ ВЫШЕ ПРИМЕРЕ ОН СОСТОИТ ИЗ ПЯТИ СТУПЕНЕЙ: ИЗВЛЕЧЕНИЯ КОДА ОПЕРАЦИИ, ДЕКОДИРОВАНИЯ, ПОДГОТОВКИ ОПЕРАНДОВ, ИСПОЛНЕНИЯ, СОХРАНЕНИЯ РЕЗУЛЬТАТА. РЕАЛЬНО RISC-ПРОЦЕССОРЫ ХАРАКТЕРИЗУЮТСЯ СЕМИДЕСЯТИ СТУПЕНЧАТЫМИ КОНВЕЙЕРАМИ. С УВЕЛИЧЕНИЕМ ЧИСЛА СТУПЕНЕЙ ДЕЙСТВИЯ, ВЫПОЛНЯЕМЫЕ НА КАЖДОЙ ИЗ НИХ, ВСЕ БОЛЕЕ И БОЛЕЕ УПРОЩАЮТСЯ. ПОСЛЕДНЕЕ ОЗНАЧАЕТ, ЧТО УМЕНЬШАЕТСЯ ЧИСЛО НЕОБХОДИМЫХ ДЛЯ ЭТОГО ЛОГИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ И ПОЯВЛЯЕТСЯ ВОЗМОЖНОСТЬ ПОВЫСИТЬ ТАКОВУЮ ЧАСТОТУ ПРОЦЕССОРА.

ТРЕТЬЯ ОСОБЕННОСТЬ, ВЫТЕКАЮЩАЯ ИЗ ПРЕДЫДУЩЕЙ, - РАЗВИТЫЕ СРЕДСТВА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ВЕТВЛЕНИЙ И ПЕРЕХОДОВ. В ПРОГРАММАХ ДЛЯ СЕМЕЙСТВА X86 КОМАНДА ПЕРЕХОДА ВСТРЕЧАЕТСЯ В СРЕДНЕМ ЧЕРЕЗ КАЖДЫЕ ШЕСТЬ, В ПРОГРАММАХ ДЛЯ RISC-ПРОЦЕССОРОВ, КОМАНДЫ КОТОРЫХ ПРОЩЕ, - ЧЕРЕЗ КАЖДЫЕ 10... 12 КОМАНД. ВСТРЕТИВ КОМАНДУ УСЛОВНОГО ПЕРЕХОДА, ПРОЦЕССОР ДОЛЖЕН СДЕЛАТЬ ПРЕДПОЛОЖЕНИЕ О ТОМ, ВЫПОЛНИТСЯ УСЛОВИЕ ИЛИ НЕТ, И В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ЭТОГО НАЧАТЬ ПРЕДВЫБОРКУ КОМАНД ЛИБО С АДРЕСА ПРЕДПОЛАГАЕМОГО ПЕРЕХОДА, ЛИБО С АДРЕСА, СЛЕДУЮЩЕГО ЗА ТЕКУЩИМ. ЕСЛИ ПЕРЕХОД ПРЕДСКАЗАН НЕПРАВИЛЬНО, ПРОЦЕССОРУ НЕОБХОДИМО УДАЛИТЬ СО ВСЕХ СТУПЕНЕЙ КОНВЕЙЕРА КОМАНДЫ, ОТНОсяЩИЕСЯ К НЕВЕРНО СДЕЛАННОМУ ПРЕДПОЛОЖЕНИЮ, И ПЕРЕЗАГРУЗИТЬ КОНВЕЙЕР. ЭТО ОСОБЕННО СКАЗЫВАЕТСЯ НА РАБОТЕ СУПЕРСКАЛЯРНЫХ ПРОЦЕССОРОВ - НА РАЗНЫХ СТУПЕНЯХ ТРЕХ-ЧЕТЫРЕХ КОНВЕЙЕРОВ МОЖЕТ НАХОДИТЬСЯ ДОВОЛЬНО МНОГО КОМАНД. ИХ УДАЛЕНИЕ С ПОСЛЕДУЮЩЕЙ ПЕРЕЗАГРУЗКОЙ ПРИВОДИТ К ТОМУ, ЧТО В ТЕЧЕНИЕ НЕСКОЛЬКИХ ТАКТОВ КОНВЕЙЕР НЕ ПОКИДАЕТ НИ ОДНА КОМАНДА. ПРОЦЕССОР, В КОТОРОМ ЭТО СЛУЧАЕТСЯ ЧАСТО, ТЕРЯЕТ 20... 30 % СВОЕЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ. ПОЭТОМУ RISC-ПРОЦЕССОРЫ ХАРАКТЕРИЗУЮТСЯ ВЕСЬМА ЭФФЕКТИВНЫМИ МЕХАНИЗМАМИ ПРЕДСКАЗАНИЯ ВЕТВЛЕНИЙ. КРОМЕ ТОГО, ОНИ СОДЕРЖАТ УСТРОЙСТВА, ПОЗВОЛЯЮЩИЕ ВЫБРАТЬ ТЕ ИЗ КОМАНД В ПРЕДСКАЗАННОМ ПЕРЕХОДЕ, КОТОРЫЕ МОЖНО ВЫПОЛНИТЬ ПРЕЖДЕ, ЧЕМ СТАНЕТ ЯСНО, ПРАВИЛЬНО ЛИ БЫЛ ПРЕДСКАЗАН ПЕРЕХОД.

ЕЩЕ ОДНА ОСОБЕННОСТЬ RISC-ПРОЦЕССОРОВ - ИСПОЛЬЗОВАНИЕ БОЛЬШОГО ЧИСЛА РЕГИСТРОВ. КАК ПРАВИЛО, В RISC-ПРОЦЕССОРАХ ИХ НЕ МЕНЕЕ 32. ПОДОБНАЯ СВОБОДА (СЕМЕЙСТВО X86 ИМЕЕТ ВСЕГО ВОСЕМЬ РЕГИСТРОВ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ) ПОЗВОЛЯЕТ СНИЗИТЬ ЧИСЛО ОБРАЩЕНИЙ К ОТНОСИТЕЛЬНО МЕДЛЕННОЙ ОПЕРАТИВНОЙ ПАМЯТИ В ПОЛТОРА-ДВА РАЗА (В СРАВНЕНИИ С CISC-ПРОЦЕССОРАМИ), ЧТО ОПЯТЬ-ТАКИ ПОЛОЖИТЕЛЬНО СКАЗЫВАЕТСЯ НА РОСТЕ РЕАЛЬНОЙ

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ СИСТЕМЫ. ДОБАВИМ К ЭТОМУ, ЧТО ВСЕ RISC-ПРОЦЕССОРЫ СОДЕРЖАТ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ КЭШ-ПАМЯТЬЮ ВТОРОГО УРОВНЯ, ПОЗВОЛЯЮЩИЕ РАБОТАТЬ С НЕЙ НА МАКСИМАЛЬНОЙ СКОРОСТИ (В RISC-ИЗДЕЛИЯХ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ С КЭШ-ПАМЯТЬЮ ОБЫЧНО ПРОИСХОДИТ НА ЧАСТОТЕ, БОЛЕЕ НИЗКОЙ, ЧЕМ ЧАСТОТА САМОГО ПРОЦЕССОРА).

Очевидно, что RISC-процессоры эффективны в тех областях применения, в которых можно продуктивно использовать структурные способы уменьшения времени доступа к оперативной памяти. Если программа генерирует произвольные последовательности адресов обращения к памяти и каждая единица данных используется только для выполнения одной команды, то фактически производительность процессора определяется временем обращения к основной памяти. В этом случае использование сокращенного набора команд только ухудшает эффективность, так как требует пересылки операндов между памятью и регистром вместо выполнения команд "память, память - память". Программист должен учитывать необходимость локального размещения обрабатываемых данных, чтобы при пересылках между уровнями памяти по возможности все данные пересылаемых блоков данных принимали участие в обработке. Если программа будет написана так, что данные будут размещены хаотично и из каждого пересылаемого блока данных будет использоваться только небольшая их часть, то скорость обработки замедлится в несколько раз до скорости работы основной памяти.

Развитие микропроцессоров происходит при постоянном стремлении сохранения преемственности программного обеспечения (ПО) и повышения производительности за счет совершенствования архитектуры и увеличения тактовой частоты. Сохранение преемственности ПО и повышение производительности, вообще говоря, противоречат друг другу. Процессоры с системой команд x86, относящиеся к классу CISC-процессоров, имеют более низкие тактовые частоты по сравнению с микропроцессорами ведущих компаний-изготовителей RISC-процессоров. Существуют приложения, на которых производительность x86 микропроцессоров значительно ниже, чем у RISC-процессоров, реализованных на той же элементной базе. Однако возможность использования совместимого ПО для различных поколений x86 процессоров, выпущенных в течение последнего десятилетия, обеспечивает им устойчивое доминирующее положение на рынке.

В настоящее время на основе разработок компаний NexGen и AMD, подхваченных компанией Intel, предпринята попытка решить проблему повышения производительности в рамках архитектуры x86. Эти компании, сохраняя преемственность по системе команд с CISC-микропроцессорами семейства x86, создают новые устройства с использованием элементов RISC-архитектуры, использующие концепцию разделенной (decoupled) архитектуры и RISC ядра. В микропроцессор встраивается аппаратный транслятор, превращающий команды x86, в команды RISC-процессора. При этом одна команда x86 может порождать до четырех команд RISC-процессора. Исполнение команд происходит как в развитом суперскалярном процессоре.

Лекция 5.

Методы ускорения переключения контекста процессора

Современные операционные системы и системы программирования широко используют переключение контекста процессора (содержимого регистров и отдельных управляющих триггеров) при отработке входа в прерывание и выхода из него, входа и выхода из подпрограммы и в случае организации мультипрограммной работы. Время переключения контекста должно быть по возможности минимальным, так как затраты на переключение - это плата за организацию совместного протекания совокупности взаимодействующих вычислительных процессов.

Уменьшение времени переключения контекста процессора может быть достигнуто за счет, во-первых, сокращения количества регистров, содержимое которых сохраняется в памяти, во-вторых, аппаратной поддержки сохранения регистров и, в-третьих, введения специальных соглашений, регламентирующих использование регистров в программах, что позволяет перейти от полного сохранения контекста к частичному.

Уменьшение количества сохраняемых регистров ведет к снижению производительности и, вообще говоря, находится в противоречии со стремлением увеличения производительности за счет использования быстрой регистровой памяти и параллельного функционирования устройств процессора, каждое из которых содержит собственные регистры. Однако, этот прием применяется в ряде архитектур, например в транспьютерах компании INMOS и Java-процессорах. Это архитектуры, основанные на операциях со стеком. К числу сохраняемых регистров относятся указатели на текущую позицию стека, на используемую область памяти и т.д. Число таких указателей ограничено, например, в транспьютере их 8, что позволило переключать контекст за 2 микросекунды при тактовой частоте 10 МГц.

Аппаратная поддержка сохранения регистров может реализовываться по разному. С одной стороны, это может быть ускоренный аппаратный перенос содержимого регистров в память. С другой - возможно предоставление каждой вновь активизируемой программе своего множества регистров.

Например, в архитектуре SPARC микропроцессоров компании SUN используется 200 регистров, образующих 8 групп (окон) по 32 регистра с общими для двух соседних окон восемью регистрами. Перекрытие регистровых окон выполнено так, что регистры с номерами 24-31 предыдущего окна служат одновременно регистрами с номерами 0-7 последующего окна. Это, по мнению разработчиков, увеличивает эффективность передачи параметров подпрограммам.

Использование регистров обработки быстрых прерываний. Ряд функций, связанных с обработкой прерываний, выполняются специализированными программами, которые могут использовать ограниченное число регистров. Поэтому в ряде процессоров вводятся специальные регистры, используемые при обработке так называемых быстрых прерываний. Это, например,

прерывание по приему очередного символа сообщения, переносящее символ в память. Действия по началу приема, требующие запуска механизма распределения памяти, и завершению приема всего сообщения требуют, как правило, обычного прерывания, сохраняющего все регистры процессора. Но так как чаще происходит прием очередного символа, то быстрые прерывания дают существенное увеличение производительности.

Стандартизация архитектур микропроцессоров

На протяжении всей истории развития вычислительной техники предпринимались попытки (прежде всего со стороны разработчиков программных средств) стандартизировать архитектуру процессоров, что существенно расширило бы область применения создаваемого программного обеспечения. Осознав безуспешность попыток добиться совместимости на уровне системы машинных команд, разработчики пытались стандартизовать язык ассемблера, языки высокого уровня, языки интерфейса прикладных программ с операционными системами.

Стимулом к этому была и остается постоянно растущая сложность как самих процессоров, так и создаваемых с их использованием программных систем.

Создание сложных новых систем требует, помимо всего прочего, наличия двух обязательных этапов: адекватного описания системы и исчерпывающего тестирования на соответствие этому описанию. Тестирование должно быть доказательным. Не прибегая к примерам из области создания больших прикладных систем, укажем на широко известные ошибки в микропроцессорах известных компаний и на наличие не декларированных возможностей микропроцессоров и операционных систем.

Отсутствие стандартизации не позволяет создавать новые системы путем конструирования из существующих, прошедших апробацию в разнообразных условиях применения большим количеством независимых пользователей.

Попытка комплексного решения проблемы стандартизации - формулирование концепции Открытых систем. Открытые системы представляют совокупность интерфейсов, протоколов и форматов данных, базирующихся на общедоступных, общепринятых стандартах, обеспечивающих переносимость (мобильность) программного обеспечения, взаимодействие между системами, масштабируемость.

Переносимость - свойство, выражающееся в возможности исполнения программы в исходных кодах на различных аппаратных платформах в среде различных операционных систем.

Взаимодействие систем - свойство, выражающееся в способности систем обмениваться информацией с автоматическим восприятием форматов и семантики данных.

Масштабируемость - свойство, выражающееся в возможности исполнения программы на различных ресурсах (объем памяти, число и производительность процессоров) с пропорциональным изменению ресурсов значением показателей

эффективности. Важно понимать, что ресурсы могут не только возрастать, но и уменьшаться. Например, программа может выполняться на произвольном, выделенном для ее исполнения участке памяти.

В рамках концепции Открытых систем архитектура процессора должна под-даваться достаточно простому формальному описанию со спецификацией типов данных, регистров и выполняемых преобразований без "побочных эффектов".

Известны по крайней мере две попытки реализации этого подхода, рассмотренные ниже.

Архитектурно независимая спецификация программ. В настоящее время в рамках международной организации ISO/IEC в комитете по микро-процессорным системам ведется подготовка проекта стандарта ANDF на архитектурно независимый формат спецификации программ (Architecture Neutral Distribution Format). По мнению разработчика компании X/Open Company Ltd., этот формат спецификаций позволит решить проблему переносимости программ. Компиляция исходного кода предполагается двухэтап-ной. На первом этапе исходный код транслируется в обобщенные декларации интерфейсов прикладных программ (API) в совокупности с обобщенными описаниями типов данных. Фактически полученная оттранслированная программа представляет собой выражение абстрактной алгебры, определенной Architecture Neutral Distribution Format. В результате текст программы может быть подвергнут формальной проверке и преобразованию. На втором этапе генерируется программа для конкретной архитектуры.

Java-технология, предложенная компанией SUN. В основе данной технологии лежит понятие виртуальной Java-машины, спецификации которой включают следующие типы данных:

- byte - байт;
- short - двухбайтовое целое;
- integer - четырехбайтовое целое;
- long - восьмибайтовое вещественное;
- float - четырехбайтовое вещественное;
- double - восьмибайтовое вещественное;
- char - двухбайтовый символ;
- object - четырехбайтовая ссылка на объект;
- returnAddress - четырехбайтовый адрес возврата. В виртуальном Java-процессоре предусмотрены следующие регистры:
 - PC - счетчик команд;
 - Vars - регистр для доступа к локальным переменным;
 - Optop - указатель на стек операндов;
 - Frame - указатель на окружение времени выполнения. Большинство команд

Java-процессора имеют длину один байт, что согласуется со стековой архитектурой процессора, использующей небольшое число регистров и указателей на данные,

Использование байт-кода в процессоре Java позволяет уменьшить длину программ. Средняя длина команды составляет 1,8 байта. В последнее время ко всем ранее существовавшим доводам в пользу стандартизации архитектур добавилась практическая потребность работы в сетях типа Internet, что выдвигает требование короткого программного кода. Открытые системы, создаваемые в Internet, позволяют накапливать программные продукты и конструировать системы из уже существующих.

Заметим, что архитектура виртуальной Java-машины достаточно похожа на архитектуру транспьютеров компании IMMOs. Отличие фактически состоит в добавлении элементов объектно-ориентированной технологии. Одним из препятствий на пути развития Java-технологии является низкая производительность исполнения Java-кода. Однако есть все предпосылки для преодоления этого препятствия. Например, современные процессоры с архитектурой компании Intel x86 содержат специальный блок, транслирующий сложные команды в совокупность простых команд RISC-процессора. Далее RISC-процессор исполняет эти команды, используя все преимущества RISC-подхода для достижения высокой производительности. Вполне мыслимое дело разработать подобный транслятор для Java-кода, когда байт-код будет транслироваться в команды реального процессора.

Другим возможным подходом к повышению производительности служит примененный в транспьютере T-9000. В нем предпринята попытка при сохранении байтовой системы команд транспьютеров семейств T-2xx, T-4xx, T-8xx повысить скорость исполнения за счет одновременной обработки большого числа команд при исполнении их на параллельно функционирующих обрабатывающих устройствах.

Лекция 6.

ILP процессоры

Архитектура ILP- процессоров

Более высокая производительность достигается как за счёт совершенствования полупроводниковой технологии, так и за счёт увеличения плотности микросхем. Дальнейшего увеличения скорости выполнения программ можно добиться в первую очередь благодаря реализации определённого вида параллелизма. Параллелизм на уровне команд (instruction-level parallelism, ILP) стал возможен благодаря созданию процессоров и методик компиляции, которые ускоряют работу за счёт параллельного выполнения отдельных RISC-операций. Системы на базе ILP используют программы, написанные на традиционных языках высокого уровня для последовательных процессоров, а обнаружение «скрытого параллелизма» автоматически выполняется благодаря применению соответствующей

компиляторной технологии и аппаратного обеспечения.

Тот факт, что эти методики не требуют от прикладных программистов дополнительных усилий, имеет крайне важное значение. Это решение резко отличается от традиционного микропроцессорного параллелизма (многопроцессорный и мультискалярный тип параллельной обработки), который предполагает, что программисты должны переписывать свои приложения. Поэтому сейчас, параллельная обработка на уровне команд, является единственным надёжным подходом, позволяющим добиться увеличения производительности без фундаментальной переработки приложений. Эти два типа параллельной обработки не исключают друг друга; самые эффективные многопроцессорные или мультискалярные системы, вероятнее всего, будут создаваться на базе процессоров ILP.

Компьютерная архитектура – это своего рода соглашение между классом программ, написанных для данной архитектуры, множеством реализаций процессора для неё. Как правило, это соглашение описывает формат и интерпретацию отдельных команд, но в случае с архитектурами ILP это соглашение может быть расширено: в него включается информация о возможном параллелизме между командами.

Есть два крайних подхода, при возможных промежуточных, к отображению присущего микропроцессору внутреннего параллелизма обработки данных на архитектурном уровне в системе команд. Первый подход более консервативен и состоит в том, что никакого указания на параллельную обработку внутри процессора система команд не содержит. Такие процессоры относятся к классу суперскалярных.

Второй подход - напротив полностью открывает все возможности параллельной обработки. В специально отведенных полях команды каждому из параллельно работающих обрабатывающих устройств предписывается действие, которое устройство должно совершить. Такие процессоры называются процессорами с длинным командным словом (VLIW). Предполагается, что существуют компиляторы с языков высокого уровня, которые готовят программы для загрузки их в микропроцессоры.

Основная идея, определяющая развитие ILP микропроцессоров, состоит в построении возможно большего количества параллельных структур при сохранении традиционных последовательных программ. Это означает, что компиляторы и аппаратура микропроцессора сами, без вмешательства программиста, обеспечивают загрузку параллельно работающих функциональных устройств микропроцессора.

Повысить степень параллелизма программы можно изменяя соответствующим образом ее статическую или динамическую структуру. Поскольку статическая структура программы однозначно соответствует ее исходному тексту (в предположении неизменности компилятора), то изменение статической структуры сводится к изменению исходного кода, что, в общем случае, не всегда возможно. Динамическая же структура программы может быть изменена при неизменной статической структуре. И главной целью такого

изменения должно быть повышение степени параллельного исполнения команд.

Суперскалярные процессоры

Суперскалярные процессоры – это реализация ILP-процессора для последовательных архитектур – архитектур, программа для которых не должна передавать и, фактически, не может передавать точную информацию о параллелизме. Поскольку программа не содержит точной информации о наличии ILP, то, задача обнаружения параллелизма должна решаться аппаратурой, которая, следовательно, должна создавать план действий для обнаружения «скрытого параллелизма». Код для суперскалярных процессоров содержит последовательность команд, которая порождает корректный результат, если выполняется в установленном порядке. Код указывает последовательный алгоритм и, за исключением того, что он использует конкретный набор команд, не представляет себе точную природу аппаратного обеспечения, на котором он будет работать или точный временной порядок, в котором будут выполняться команды. Такой подход увеличивает сложность аппаратного обеспечения, в то же время суперскалярный процессор создаёт план выполнения, используя преимущества тех факторов, которые могут быть определены только во время выполнения.

Допустимые границы преобразования динамической структуры программы задают существующие на множестве инструкций отношения: зависимость по управлению и зависимость по данным. При описании архитектур суперскалярных процессоров часто используется модель окна исполнения. При исполнении программы микропроцессор как бы продвигает по статической структуре программы окно исполнения. Команды в окне могут исполняться параллельно, если между ними нет зависимости.

Для устранения зависимостей, вызванных командами переходов, используется метод предсказания, позволяющий извлекать и условно исполнять команды предсказанного перехода. Если позднее обнаруживается, что предсказание было сделано верно, то результаты условно исполненных команд принимаются. Если предсказание было ошибочным, состояние процессора восстанавливается на момент принятия решения о выполнении перехода.

Команды, помещенные в окно исполнения, могут быть зависимы по данным. Эти зависимости обусловлены использованием одних и тех же ресурсов памяти (регистров, ячеек памяти) в разных командах. Поэтому для правильного исполнения программы необходимо использование этих ресурсов в предписываемом программой порядке.

Все виды зависимостей по данным могут быть классифицированы по типу ассоциаций: RAR - "чтение после чтения", WAR - "запись после чтения" и WAW - "запись после записи", RAW - "чтение после записи". Пример различных зависимостей команд по данным показан на рис.11. Некоторые из зависимостей по данным могут быть устранены. RAR, по сути дела,

соответствует отсутствию зависимостей, поскольку в данном случае порядок выполнения команд не имеет значения. Действительной зависимостью является только "чтение после записи" (RAW), так как необходимо прочитать предварительно записанные новые данные, а не старые.

Лишние зависимости по данным появляются в результате "записи после чтения" (WAR) и "записи после записи" (WAW).

После удаления лишних зависимостей по управлению и данным команды могут исполняться параллельно. Формирование расписания параллельного выполнения команд возлагается на аппаратные средства микропроцессора. Это расписание учитывает существующие зависимости между командами и имеющиеся функциональные модули процессора.

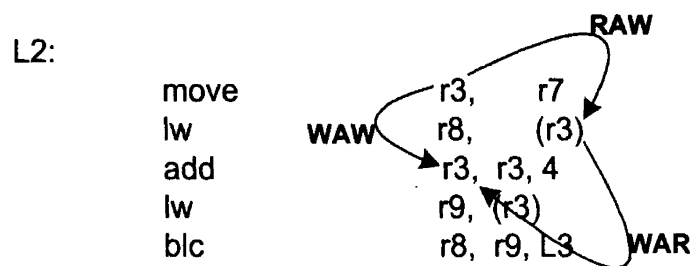


Рис.11. Зависимости команд по данным

Типовая архитектура суперскалярного микропроцессора представлена на рис.12.

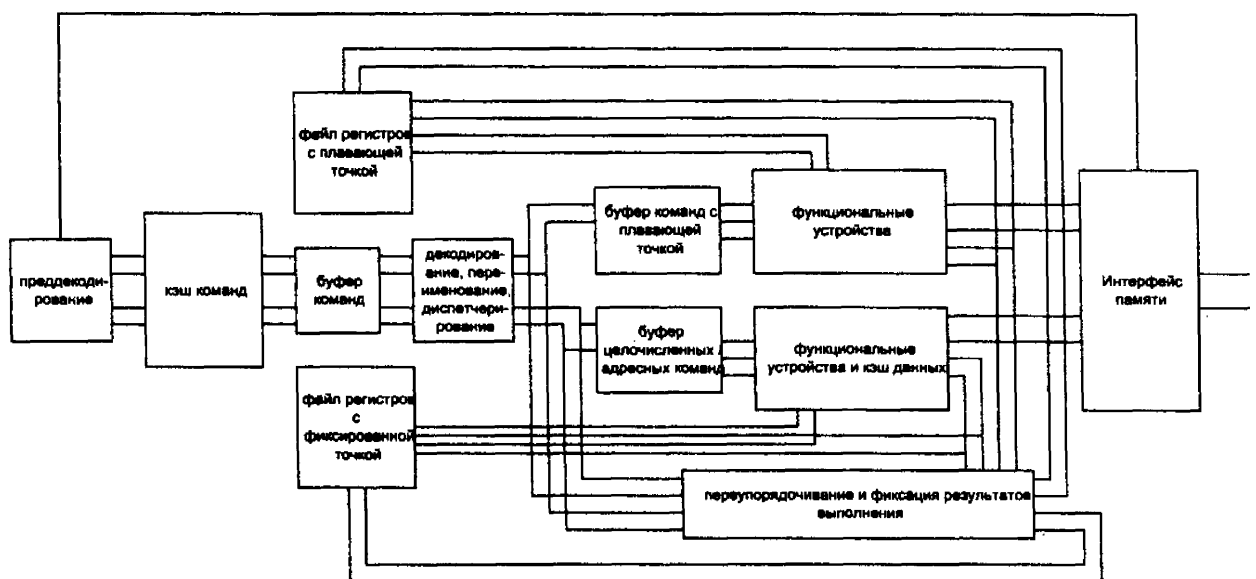


Рис.12. Архитектура суперскалярного микропроцессора

В число основных блоков суперскалярного микропроцессора входят: блок выборки команд и предсказания переходов, блок декодирования команд, анализа зависимостей между командами, переименования и диспетчеризации, блоки регистров и обрабатывающих устройств с плавающей и фиксированной

точками, блок управления памятью, а также блок упорядочения выполненных команд.

Рассмотрим основные приемы повышения быстродействия в суперскалярных микропроцессорах.

Предварительная выборка команд и предсказание переходов. Поскольку при суперскалярной обработке необходимо извлекать из памяти несколько команд за один такт для загрузки параллельно работающих функциональных модулей, повышенные требования предъявляются к пропускной способности интерфейса микропроцессор-память. В современных микропроцессорах применяются многоуровневые раздельные кэш-памяти данных и команд.

Для уменьшения потерь процессорных циклов, связанных с промахами при обращении к кэш-памяти в случае выполнения команд ветвления, в состав системы кэширования введены средства предсказания переходов, основное назначение которых - повысить вероятность наличия в кэш-памяти требуемой команды.

Исполнение условных ветвлений состоит из следующих этапов:

- распознавание команды условного ветвления;
- проверка выполнения условия перехода;
- вычисление адреса перехода;
- передача управления, в случае перехода.

На каждом этапе используются специальные приемы повышения производительности:

1. Для быстрого декодирования используются либо дополнительные биты в поле команды, либо преддекодирование команд при выборе из кэш-памяти команд.

2. Часто, когда команда уже выбрана в кэш, условие перехода еще не вычислено и чтобы не задерживать поток команд в данном случае используется предсказание перехода по одной из нескольких возможных схем. Некоторые предсказатели используют статическую информацию из двоичного кода программы или специально выработанную компилятором. Например, определенные коды операций чаще вырабатывают ветвление, чем другие коды, или ветвление более вероятно (при организации циклов), или компилятор может устанавливать флаг, указывающий направления перехода. Может также использоваться статистическая информация, полученная при трассировке программы.

Другие предсказатели используют динамически формируемую информацию в процессе исполнения программы. Обычно это информация, касающаяся истории выполнения данного ветвления, сохраняемая в таблице ветвлений или в таблице предсказаний ветвлений. Таблица предсказания ветвлений организуется по ассоциативному принципу, подобно кэш-памяти, ее элементы доступны по адресу команды, ветвление которой предсказывается. В некоторых реализациях элемент таблицы предсказания ветвления является счетчиком,

значение которого увеличивается при правильном предсказании и уменьшается при неправильном. При этом значение счетчика определяет преобладающее направление ветвлений.

В момент определения действительного значения условия ветвления, вносится изменение в историю ветвления. Если предсказание было неверным, то должна инициироваться выборка правильных команд. Результаты команд, которые были условно выполнены, должны быть аннулированы.

3. Для определения адреса ветвления обычно требуется выполнить целочисленное сложение, прибавляющее к текущему значению счетчика команд смещение, заданное в поле команды ветвления. И хотя это не требует дополнительных циклов для обращения к регистрам, ускорение вычисления адреса может быть достигнуто благодаря использованию буфера, содержащего ранее использованные адреса переходов.

Если требуется осуществить смену значения счетчика команд, то необходим, по крайней мере, один такт для распознавания команды ветвления, модификации счетчика команд и выборки команды по заданному значению счетчика команд. Эти задержки вызывают пустые такты в конвейерах процессора. Более сложные решения используют буферы, содержащие наборы команд для двух возможных результатов ветвлений.

Возможно также использование "отложенных переходов", когда одна или несколько команд после команды ветвления выполняются безусловно.

Декодирование команд, переименование ресурсов и диспетчеризация. На этой фазе определяются существенные зависимости (RAW) по данным между командами и преодолеваются несущественные (WAW, WAR), производится распределение команд по буферам команд функциональных устройств.

При декодировании команды создается одна или несколько упорядоченных троек, каждая из которых включает: 1) исполняемую операцию, 2) указатели на операнды, 3) указатель на место помещения результата.

Для преодоления лишних WAR и WAW зависимостей, возникающих в результате ограниченности логических ресурсов (ячеек памяти, регистров), используется механизм динамического отображения определяемых текстом программы логических ресурсов на физические ресурсы микропроцессора. При данном подходе с одним логическим ресурсом может быть связано несколько значений в различных физических ресурсах, каждое из которых соответствует значению логической величины в один из моментов времени последовательного выполнения программы.

Когда команда создает новое значение для логического регистра, физический ресурс, в который помещается это значение, получает имя. Последующие команды, использующие это значение, снабжаются именем физического ресурса. Данная процедура называется переименованием регистров. Используются два основных способа переименования.

В первом, физический файл регистров больше логического. При необходимости переименования из списка свободных физических регистров

берется один и ему сопоставляется соответствующее логическое имя. Если список свободных регистров пуст, диспетчеризация команд приостанавливается до момента появления свободных физических регистров.

Остается вопрос о возвращении физических регистров в список свободных после того, как из них считаны данные в последний раз. Один из способов связывает счетчик с каждым физическим регистром. Счетчик увеличивается при каждом переименовании операнда в командах, использующих этот физический регистр. Соответственно при использовании операнда значения счетчика уменьшается на 1. При достижении счетчиком нуля физический ресурс должен быть переведен в список свободных.

Второй способ переименования использует одинаковое число логических и физических регистров и поддерживает их однозначное соответствие. В дополнение имеется буфер с одним вхождением для каждой инициированной на исполнение команды. Этот буфер называется переупорядочивающим, так как он используется также для установления порядка команд при прерываниях. Данный буфер можно рассматривать в виде кольцевого буфера с указателями "начало" и "конец".

Команды помещаются в конец буфера. По завершению команды ее результат заносится в заранее предписанный ей элемент очереди, независимо от места в очереди, занимаемого этим элементом. К моменту достижения командой начала буфера, если она была исполнена, ее результат помещается в регистровый файл, а сама команда удаляется. Команда, находящаяся в буфере и не исполненная в виду отсутствия значения операнда, остается в нем вплоть до получения этого значения. Одновременно может выбираться из очереди или помещаться в нее несколько команд.

Исполнение команд. После формирования для каждой команды упорядоченных троек, состоящих из кода операции, физических операндов - источника и результата, и размещения их в буферах, наступает фаза динамической проверки готовности значений операндов для исполнения команды.

В идеале команда готова к исполнению как только готовы ее входные операнды. Однако есть ряд ограничений, связанных с доступностью физических ресурсов, таких как исполнительные устройства, коммутаторы и порты регистровых файлов (или переупорядочивающего буфера). Для организации окна исполнения используются различные методы: одной очереди, многих очередей или метод резервирующей станции.

Если имеется одна очередь, то переименование регистров не требуется, так как доступность значений операндов может отмечаться битом резервирования, сопоставленным каждому регистру. Регистр резервируется, когда модифицирующая его команда назначается на исполнение. И регистр освобождается, когда заканчивается исполнение команды. Если для команды ресурсы не были зарезервированы, то она приостанавливает свое исполнение.

В методе многих очередей каждая очередь организуется для команд одного

типа. Например, очередь команд с плавающей точкой или очередь команд работы с памятью.

Третий метод предполагает использование резервирующей станции, состоящей из совокупности элементов, каждый из которых содержит позиции для размещения кода операции, наименования первого операнда, самого первого операнда, признака доступности первого операнда, наименования второго операнда, самого второго операнда, признака доступности второго операнда и наименования регистра результата. Когда команда завершает исполнение и вырабатывает результат, то наименование результата сравнивается с наименованиями операндов в резервирующей станции.

Если в резервирующей станции обнаруживается команда, ждущая этого результата, то данные записываются в соответствующую позицию и устанавливается признак их доступности. Когда у команды доступны все операнды, инициируется ее исполнение. Резервирующая станция следит за доступностью операндов. Когда команда при диспетчеризации попадает в резервирующую станцию, все готовые операнды из регистрационного файла переписываются в поля этой команды. Когда все операнды готовы, команда исполняется. Иногда резервирующая станция содержит не сами операнды, а указатели на них в регистрационном файле или переупорядочивающем буфере.

Работа с памятью. Для вычисления адреса памяти, как правило, требуется, по крайней мере, одно сложение. После вычисления адреса может потребоваться его преобразование в физический адрес, осуществляемое буфером трансляции адресов (TLB).

Проблемы конфликтов при доступе к разделяемому ресурсу - ячейкам памяти, по сути те же, что и при доступе к регистрам.

Завершение выполнения команды. Завершающей фазой исполнения команды является фаза изменения состояния процессора в соответствии с выполненной командой. Назначение этой фазы - сохранение последовательной модели исполнения программы, при реальном параллельном выполнении отдельных команд и условном выполнении команд ветвления. Для изменения состояния процессора применяются два основных способа, причем оба основаны на использовании двух состояний: состояния, измененного в результате операции, и состояния, требуемого для восстановления.

При первом способе сохраняется состояние процессора в наборе контрольных точек или в буфере истории вычислений, которые, в случае необходимости, используются для восстановления состояния.

Второй способ предполагает рассмотрение логического (архитектурного) и физического состояния процессора. Физическое состояние изменяется немедленно по завершении очередной команды. Архитектурное состояние изменяется тогда, когда ясен результат условно выполненных команд. Для реализации этого способа используется переупорядочивающий буфер: результаты из буфера отправляются в файл архитектурных регистров и память.

В переупорядочивающем буфере для каждой команды содержится

соответствующее ей значение счетчика команд и значения других регистров, которые необходимы для корректного обслуживания прерываний.

На рис.13. показаны основные компоненты суперскалярного микропроцессора: функциональные модули - выполнения операций с плавающей (FPU) и фиксированной (ALU) точкой, устройство загрузки/сохранения, файлы регистров, отдельная кэш-память команд и данных, а также вспомогательные модули, обеспечивающие динамическое планирование вычислительного процесса " устройство связи с кэш-памятью 2-го уровня, блок переупорядочивания команд и блок предварительной дешифрации.

По крайней мере два обстоятельства ограничивают эффективность использования суперскалярных архитектур. Во-первых, есть ограничения на степень параллелизма на уровне команд, даже если применяется самая совершенная техника суперскалярных вычислений. Первое ограничение проистекает из условных переходов. Другое следует из того, что размер окна исполнения (число активных команд, могущих исполняться параллельно) ограничивает возможный присущий программе параллелизм, так как не рассматривается параллельное исполнение команд, находящихся на расстоянии, превышающем размер окна.

Во-вторых, сложность суперскалярного процессора возрастает как количество параллельно исполняемых команд и даже быстрее.

Вероятнее всего, что пределом распараллеливания при суперскалярной обработке является запуск одновременно на исполнение в каждом такте 7-8 команд.

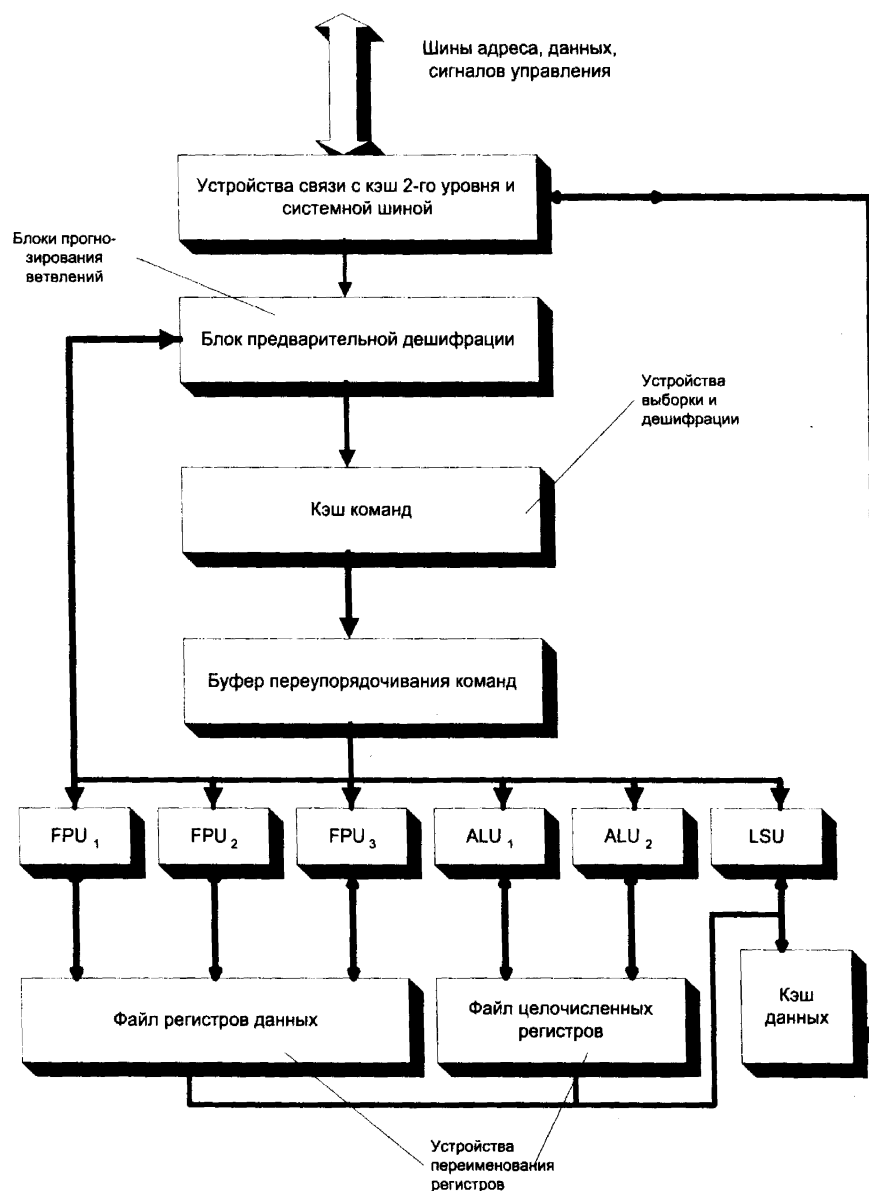


Рис. 13. Структура суперскалярного микропроцессора

VLIW-процессоры.

Альтернатива суперскалярной обработке — процессоры с длинным командным словом (VLIW). Использование этого метода предполагает задание в командном слове совокупности параллельно выполняемых команд. Подготовкой таких программ занимается компилятор.

В отличие от программ для суперскалярных процессоров, код VLIW предлагает точный план того, как процессор будет выполнять программу, план, которой компилятор создаёт статически во время компиляции. Код точно указывает, когда будет выполнена каждая операция, какие функциональные устройства будут работать и какие регистры будут содержать операнды. Компилятор VLIW создаёт такой план выполнения, имея полное представление о процессоре VLIW, причём создаёт этот план так, чтобы добиться требуемой

записи выполнения – последовательности событий, которые действительно происходят во время работы программы. Компилятор передаёт план выполнения (через архитектуру набора команд, которая точно описывает параллелизм) аппаратному обеспечению, которое, в свою очередь, выполняет этот план.

Процессоры VLIW представляют собой пример архитектуры, для которой программа представляет точную информацию о параллелизме. Компилятор выявляет параллелизм в программе и сообщает программному обеспечению, какие операции не зависят друг от друга. Эта информация имеет важное значение для аппаратного обеспечения, поскольку в этом случае оно «знает» без дальнейших проверок, какие операции можно начинать выполнять в одном и том же такте.

Достоинства VLIW заключаются в следующем:

Компилятор может эффективнее исследовать зависимости между командами и выбирать параллельно исполняемые команды, чем это делает аппаратура суперскалярного процессора, ограниченная размером окна исполнения.

VLIW процессор имеет более простое устройство управления и потенциально может иметь более высокую тактовую частоту.

Однако у VLIW процессоров есть серьёзный фактор, снижающий их производительность. Это команды ветвления, зависящие от данных, значения которых становятся известны только в динамике вычислений. Окно исполнения VLIW-процессора, не может быть очень большим в виду отсутствия у компилятора информации о зависимостях, формируемых динамически, в процессе выполнения. Этот недостаток препятствует возможности переупорядочивания операций в VLIW процессоре. Кроме того, VLIW реализация требует большого размера памяти имён, многовходовых регистровых файлов, большого числа перекрёстных связей.

EPIC-процессоры.

Тип архитектуры Explicitly Parallel Instruction Computing – это эволюция архитектуры VLIW, которая абсорбировала в себе многие концепции суперскалярной архитектуры, хотя и в форме, адаптированной к EPIC. По сути, EPIC – это «идеология», определяющая, как создавать ILP-процессоры, а также набор характеристик архитектуры, которые поддерживают данную идеологию. К архитектуре EPIC можно отнести множество различных архитектур набор команд (ISA). Помимо включения или исключения той или иной характеристики архитектуры, которые мы рассматриваем, проектировщики процессоров должны принимать традиционные решения по таким вопросам, как набор кодов операций, диапазон поддерживаемых типов данных и количество используемых регистров. Любая архитектура, относящаяся к классу EPIC должна реализовывать общую идеологию EPIC. В зависимости от того, какие из характеристик EPIC использует архитектура ISA, она может быть оптимизирована для различных приложений, например, для систем общего назначения или встроенных устройств. Из чего следует, что тип архитектуры

EPIC должен быть архитектурой общего назначения, то есть архитектурой, способной достигать высокой степени параллелизма на уровне команд как в числовых, так и в скалярных приложениях.

Одна из целей создания архитектуры EPIC, состоит в том, чтобы сохранить реализованный в VLIW принцип статического создания плана выполнения, но в то же время обогатить его возможностями суперскалярного процессора, которые позволили новой архитектуре лучше учитывать динамические факторы, традиционно ограничивающие параллелизм, свойственный VLIW. Чтобы добиться этих целей, «идеология» EPIC была построена на следующих основных принципах:

Компилятор должен играть ключевую роль в создании плана выполнения, а архитектура должна обеспечивать поддержку необходимых для этого компонентов.

Архитектура должна обеспечивать функции, которые помогают компилятору в использовании статических ILP.

Архитектура должна обеспечивать механизм для передачи плана выполнения компилятора аппаратному обеспечению.

Направления развития ILP архитектуры.

Как уже отмечалось ранее, в ILP процессорах предпринимается попытка в рамках модели последовательных программ реализовать параллельное исполнение команд этих программ. После извлечения последовательного потока команд между командами устанавливаются только действительно необходимые зависимости по данным. При этом сохраняется достаточно информации о порядке следования команд в исходной программе, чтобы сохранить их порядок при наступлении прерывания.

Типичный ILP процессор выбирает команды и исследует их по мере выполнения. Исследование проводится с целью выявления и обработки команд перехода, идентификации типа команды для ее дальнейшего направления на соответствующий исполнительный блок или в буфер памяти. Выполняются также некоторые действия для смягчения зависимостей по данным, например переименование регистров. VLIW процессор возлагает на компилятор статическую реализацию тех функций, которые в суперскалярном процессоре выполняются динамически.

За последние десять лет сравнение достоинств VLIW и суперскалярных архитектур было основной темой в дискуссиях специалистов по вопросам ILP. Сторонники той и другой концепции сводят обсуждение к противопоставлению простоты и ограниченных возможностей VLIW и сложности и динамическим возможностям суперскалярных систем. При этом ясно, что оба подхода имеют свои достоинства и говорить об их альтернативности не уместно. Очевидно, что создание плана выполнения во время компиляции существенно для обеспечения высокой степени распараллеливания на уровне команд, даже для

суперскалярного процессора. Так же ясно и то, что во время компиляции существует неоднозначность, которую можно разрешить только во время выполнения, и для решения этой задачи процессор требует наличия динамических механизмов. Сторонники ЕРІС согласны с обеими позициями. Различие только в том, что компилятор может управлять такими динамическими механизмами, применяя их выборочно там, где это возможно. Столь широкие функции управления дают компилятору возможность использовать правила управления этими механизмами более оптимально, чем это позволяют аппаратные возможности.

Основные принципы ЕРІС, наряду с возможностями архитектуры, которые их поддерживают, обеспечивают средства определения ІLP-архитектур и процессоров, позволяющих добиться более высокой степени ІLP при меньшей сложности аппаратуры в самых разных прикладных областях. ІА-64 – пример того, как принципы ЕРІС могут применяться к вычислительным системам общего назначения - области, где совместимость кода, имеет критически важное значение. ЕРІС даёт надежды на устойчивый рост производительности микропроцессоров общего назначения на наших приложениях без кардинального переписывания этих приложений. Однако можно быть уверенным в том, что ЕРІС будет играть столь же важную роль и на рынке высокопроизводительных встроенных систем. В этой области более жёсткие требования к соотношению цена/производительность и при этом более низкие требования к совместимости на уровне объектных модулей, что заставляет использовать более настраиваемые архитектуры.

Дальнейшее повышение производительности микропроцессоров связывается в настоящее время со статическим и динамическим анализом кода с целью выявления резервов параллелизма уровня отдельных команд и программных сегментов с использованием информации, предоставляемой компилятором языка высокого уровня. Исследования в данном направлении привели к разработке мультискалярной архитектуры процессоров, которые являются дальнейшим развитием ІLP архитектуры.

Лекция 7.

Мультискалярные процессоры

Мультискалярная модель выполнения программы.

Мультискалярные процессоры используют агрессивную парадигму выполнения кода с целью извлечения параллелизма уровня команд из последовательной программы, представленной на языке высокого уровня. В соответствии с данной парадигмой программа разбивается на совокупность задач с помощью программных и аппаратных средств. Задача - часть программы, выполнению которой соответствует непрерывная область динамической последовательности команд (например, часть базисного блока, базисный блок, множество базисных блоков, одиночная итерация цикла, полный цикл, обращение к функции, и т.д.). Задачи программы статически

разграничиваются аннотациями. Зависимости между операторами программы по управлению представляются как граф управляющих зависимостей (ГУЗ), в котором вершинами являются задачи, а дугами задается порядок их выполнения. Динамика выполнения программы может рассматриваться как обход ГУЗ программы. На каждом шаге обхода мультискалярный процессор назначает одну задачу на один из процессорных элементов (ПЭ) для выполнения, без учета фактического содержания задачи, и продолжает обход ГУЗ от рассматриваемой вершины до следующей.

Задача назначается для выполнения некоторому процессорному элементу, передачей ему начального значения программного счетчика. Множество инициированных таким образом задач выполняется параллельно на процессорных элементах, результатом чего является выполнение множества команд за один процессорный такт.

Каждый из процессорных элементов выбирает и выполняет команды, принадлежащие выделенной ему задаче. Значения разделяемых процессорными элементами регистров копируются в каждый ПЭ. Результат модификации содержимого регистров динамически направляется множеству параллельных ПЭ в соответствии с генерируемыми компилятором масками.

Доступ к памяти осуществляется спекулятивно (условно, по предположению) без знания последовательности предшествующих команд загрузки или сохранения. Обращение к данным осуществляется параллельно многим ПЭ, обработка приостанавливается только в случае истинной зависимости данных.

Пример архитектуры мультискалярного процессора показан на рис.14.

В общих чертах мультискалярный процессор можно рассматривать как параллельную вычислительную систему, состоящую из совокупности ПЭ с программой-планировщиком, которая назначает задачи на ПЭ. Как только задача назначена на ПЭ, он выбирает и выполняет команды задачи, пока она не завершится. Множество ПЭ, каждый с собственным внутренним механизмом последовательного выполнения команд, поддерживают выполнение множества задач. Команды, содержащиеся внутри динамического окна исполнения, ограничены первой командой в самой ранней выполняемой задаче и последней командой в последней выполняемой задаче. При условии, что каждая задача может содержать циклы и обращения к функциям, эффективный размер окна может быть чрезвычайно большим. Существенным является то, что не все команды внутри этого широкого диапазона одновременно рассматриваются для выполнения, а только ограниченный набор внутри каждого из ПЭ.

Важно заметить, что задачи, хотя и разделены на группы команд, но не являются независимыми. Так как задачи являются частями последовательного потока команд, то отношения по данным и управлению между индивидуальными командами должны поддерживаться в процессе выполнения. Ключевым вопросом в мультискалярной реализации является обеспечение связи по данным и управлению между параллельными процессорами. То есть как обеспечить выполнение последовательного обхода ГУЗ, если фактически

выполняется непоследовательный обход.

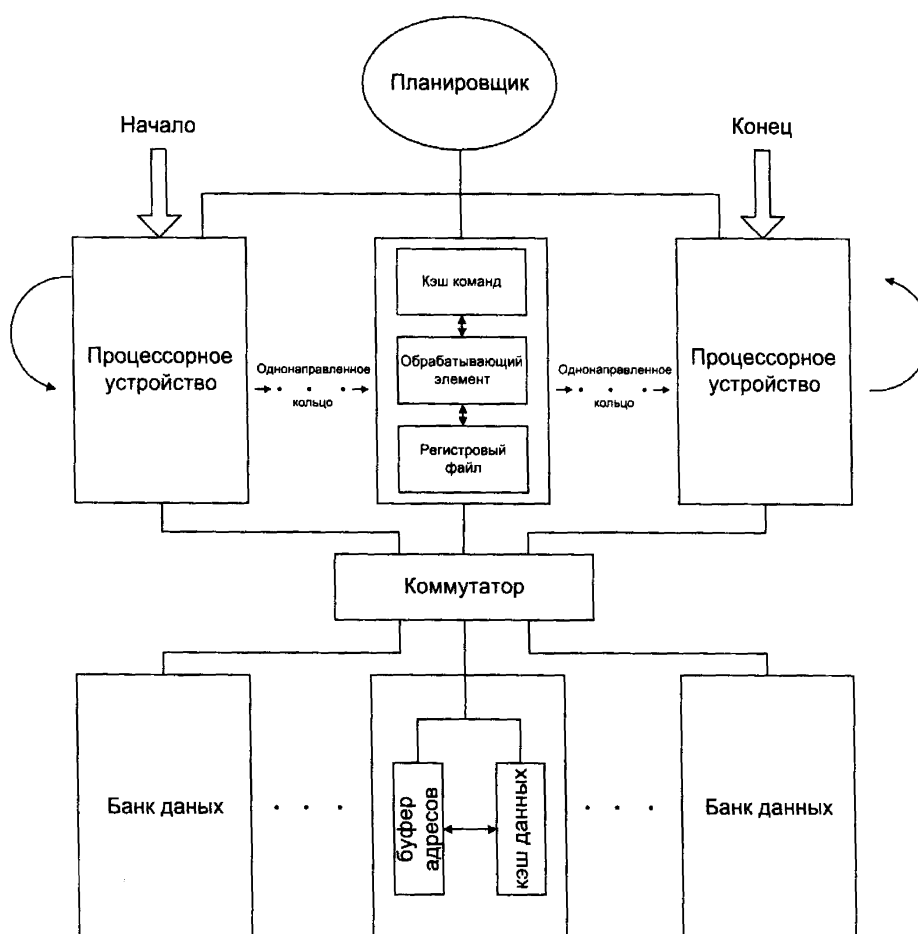


Рис 14. Микроархитектура мультискалярного процессора.

Последовательный обход поддерживается следующим образом. Во-первых, для каждого процессора обеспечивается последовательная модель выполнения назначенной ему задачи. Во-вторых, предписывается последовательный порядок выполнения для совокупности процессоров, который поддерживается с помощью организации циклической очереди ПЭ. Указатели начала и конца очереди идентифицируют ПЭ, которые выполняют самую раннюю и самую позднюю из назначенных текущих задач соответственно.

По мере выполнения команд задачи производятся и потребляются значения переменных программы. Эти значения связаны с местом хранения, а именно с регистрами и с памятью. Так как при последовательном выполнении область хранения переменных рассматривается как единый набор регистров и памяти, мультискалярное выполнение должно поддерживать такую же модель. Кроме того, мультискалярное выполнение должно гарантировать, что значения используются и производятся также, как и при последовательном выполнении. Чтобы обеспечить это, необходимо синхронизировать обмен между задачами.

В случае использования регистровой памяти логика управления

синхронизирует создание значений регистров в задачах-предшественниках с потреблением этих значений в задачах-преемниках. Производимые задачей регистровые значения могут быть определены статически и отмечены в маске создания задачи. В момент выработки соответствующего регистрового значения, если есть необходимая отметка в маске создания, это значение посылается через однонаправленный кольцевой канал (см. рис.14.) последующим задачам, т.е. в ПЭ, которые являются логическими преемниками ПЭ, выработавшего значение. Загружаемые из кольцевого канала в регистры значения, предназначенные для задач-преемников, определяются в маске накопления, которая является объединением масок создания активных в настоящее время задач-предшественников. Как только значения получены из модулей предшественников, очищаются признаки сохранения в модулях преемников. Если задача использует одно из этих значений, потребляющая команда может быть исполнена только в том случае, если значение было получено, иначе она ждет получения требуемого значения.

В отличие от значений регистров, для значений, хранимых в памяти, в силу динамического вычисления адресов, нельзя заранее точно определить, какие из них используются или производятся задачей. Если известно, что задача потребляет значение из памяти (используя команду загрузки), которое произведено (с помощью команды сохранения) в более ранней задаче, возможно синхронизировать потребление и производство этого значения. То есть загрузка в задаче-преемнице может быть отложена до тех пор, пока в задаче-предшественнице не будет выполнена команда сохранения (похоже на ситуацию с регистрами, однако механизм синхронизации все же другой, в виду несоизмеримости размеров пространства имен).

В более общем случае, когда такое знание недоступно, может быть предпринят консервативный или агрессивный подход. Консервативный подход подразумевает необходимость ожидания до тех пор, пока не возникнет уверенность, что команда загрузки прочтет правильное значение. Этот подход обычно подразумевает задержку выполнения команд загрузки внутри задачи, до тех пор пока не завершили операции записи в память все задачи-предшественницы, результат которых может быть использован последующей командой. При агрессивном подходе загрузки из памяти в регистры ПЭ должны выполняться спекулятивно, в предположении, что задача-предшественница позже не будет сохранять значения в ту же самую ячейку памяти. Чтобы гарантировать, что никакая задача-предшественница не записывает значение в ячейку памяти, предварительно считанную задачей-преемником, должна проводиться проверка в процессе выполнения вычислений. Если эта проверка идентифицирует загрузку и сохранение, которые находятся в противоречии (не происходят в соответствующем порядке), более поздняя задача должна быть прервана и должна быть инициализирована соответствующая процедура восстановления. В мультискалярных процессорах используется агрессивный подход.

Из-за спекулятивного характера мультискалярное выполнение должно иметь как средства подтверждения правильности выполнения, так и средства

исправления в случае неправильного выполнения. Выполнение команд внутри задач может рассматриваться как спекулятивное с двух точек зрения:

- спекулятивное по управлению;
- спекулятивное по данным.

Если в результате спекулятивного управления предсказание следующей задачи оказалось неверным, то следующая задача (задачи) должна быть отменена и восстановлена правильная последовательность задач. Аналогично задача, использующая неправильные данные, должна быть отменена и должно быть восстановлено правильное значение данных. В любом случае отмена задачи приводит к отмене всех задач, выполняемых после отмененной (иначе поддержание последовательной семантики оказывается сложным).

Для упрощения сохранения последовательной семантики исполнения программы мультискалярный процессор удаляет задачи из циклической очереди в том же порядке, в каком их помещал в очередь. В процессе спекулятивного выполнения задача производит значения, которые могут быть как правильными, так и неправильными. Только безусловно правильные результаты задачи могут быть безопасно использованы другими задачами. Тем не менее, в мультискалярном процессоре значения оптимистично посылаются для спекулятивного использования в процессе выполнения других задач. Поскольку задача посылает значения предварительно другим задачам, как только их вырабатывает, большая часть, если не все значения, будут посланы к моменту, когда задача становится головной в очереди. Таким образом, отмена задачи для освобождения процессора и назначения новой задачи может быть выполнена просто путем модифицирования указателя начала очереди.

Мультискалярные программы.

Мультискалярная программа должна обеспечить возможность быстрого обхода ее ГУЗ, в результате которого производится распределение множества задач по множеству процессоров.

Спецификация кода для каждой задачи стандартна. Задача определяется как фрагмент программы для последовательной машины. Хотя система команд, в которой представляется код, оказывает влияние на конструкцию каждого индивидуального процессора, это не оказывает влияния на остальную часть конструкции мультискалярного процессора.

Для ускорения обхода ГУЗ планировщику мультискалярного процессора требуется информация о структуре потока управления программы. В частности, требуется знать, какие задачи являются возможными преемниками любой данной задачи в ГУЗ. Планировщик мультискалярного процессора использует эту информацию для предсказания одной из возможных задач-преемников и продолжения обхода ГУЗ, начиная с текущей отметки. Такая информация может быть определена статически и помещена в описатель задачи. Описатели задачи могут быть расположены внутри текста программы (например, перед кодом задачи) или помещены отдельно, рядом с текстом программы (например,

в конце).

Для согласованного выполнения различных задач необходимо характеризовать каждую задачу в соответствии с набором используемых и производимых задачей значений.

Процедура обработки регистровых значений проста. В результате статического анализа ГУЗ компилятором формируется маска создания. Потребляя значения, задача ожидает их только в том случае, если они еще не были произведены задачей-предшественником. Иначе она находит требуемые значения внутри локальной памяти, переданные по кольцу задачей-предшественницей.

Естественным является расположение маски создания внутри описателя задачи. Так как задача может содержать множество базисных блоков, выполнение которых зависит от обрабатываемых данных, не представляется возможным определить статически, какие регистровые значения будут созданы динамике вычислений. Маска создания должна быть консервативной и вследствие этого включать все возможные регистровые значения, которые могут быть произведены.

По мере выполнения процессором команд задачи производимые значения регистров пересылаются последующим задачам. Так как ПЭ не может определять априорно, какие команды содержит назначенная ему задача, он не может знать, какие из команд выполняют модификацию регистров, чье значение должно быть послано другим задачам. В соответствии с последовательной семантикой другим задачам должен быть послан только результат последней модификации регистра в задаче. Стратегия, связанная с ожиданием выполнения всех команд в задаче (тогда никакие дальнейшие модификации регистров невозможны), нецелесообразна, так как это часто приводит к ожиданию другими задачами значения, которое уже является доступным.

Не все созданные задачей значения должны быть переданы задачам-приемникам. Достаточно передавать лишь те значения, которые будут использованы вне создавшей их задачи.

Компилятор имеет возможность определения последней команды в задаче, которая модифицирует соответствующий регистр. Он может отметить эту команду как специальную (выполнить-и-переслать) команду, которая в дополнение к выполнению определенной операции направляет результат следующим ПЭ. Кроме того, поскольку ПЭ выполняет команды задачи, он может идентифицировать те регистры, для которых значения не будут произведены.

По тем же самым причинам процессор не может определить, какие команды в действительности выполняет назначенная ему задача, так же как не может определять априорно, на какой команде задача завершится, т.е., в какой точке управление передается вне задачи. Во время разбиения компилятором ГУЗ на задачи определяются границы задачи и узлы передачи управления. Команда в

одном из этих узлов передачи управления может быть отмечена специальными условиями остановки так, чтобы соответствующие условия могли быть оценены к моменту выборки такой команды процессором. Если связанные с командой условия останова выполнены, то задача завершена.

Спецификация пересылки и останова может быть задана с помощью добавления тэговой битовой отметки (битов пересылки и стоповых битов) к каждой команде в задаче. Возможно также другое введение битовых отметок. Например, с каждой статической командой может быть ассоциирована таблица тэговых битов. Аппаратные средства выбирают команды из текста программы и соответствующие битовые отметки из таблицы, объединяют эту пару в новую команду и помещают в кэш-память команд. Освобождение регистра может быть задано добавлением специальной команды освобождения базовой системе команд.

Мультискалярная программа может быть сгенерирована из существующей двоичной, путем добавления описателей задачи и битовых отметок. Эта мультискалярная информация может быть размещена внутри кода программы, а также до или после кода.

Разделение исполнительного кода и описателей позволяет упростить процедуру перенесения программы на другие аппаратные средства.

Мультискалярные аппаратные средства.

На мультискалярные аппаратные средства возлагаются функции обхода ГУЗ, назначения задач на ПЭ и выполнения этих задач при сохранении последовательной семантики программы. Работа по определению порядка назначения задач на выполнение возлагается на программу-планировщик. По адресу описателя задачи программа-планировщик выбирает описатель задачи и назначает задачу на ПЭ, выдает адрес первой команды, устанавливает маски создания и накопления для задачи. Планировщик, используя статическую или динамическую схему предсказания, на основе информации из описателя задачи, предсказывает задачу-преемницу. Каждый ПЭ независимо выбирает и выполняет команды задачи до тех пор, пока не сталкивается с командой останова, идентифицирующей завершение задачи.

Основной целью распределения задач по ПЭ мультискалярного процессора является создание возможности выполнения нескольких команд в одном такте. Потери производительности мультискалярного процессора возможны из-за наличия у ПЭ тактов бесполезных вычислений, тактов ожидания и свободных тактов.

Бесполезные такты вычисления представляют работу, которая в последующем будет отменена в виду использования неправильных значений данных или неправильного предсказания. Такты ожидания связаны с ожиданием получения значения, созданного командой в задаче-предшественнице, или значения, созданного командой в той же самой задаче (например, в случае операции с большим временем выполнения или в виду неудачного обращения в кэш), а также с ожиданием при выполнении действий

по перепланированию задач. Неактивные такты составляют время, в течение которого ПЭ не имеет назначенной задачи. Основной причиной их возникновения является несбалансированность загрузки ПЭ.

Для уменьшения потерь, связанных с бесполезными тактами, следует снижать вероятность отмены результатов предыдущих вычислений, обеспечивая синхронизацию ПЭ по данным, а также устанавливать факт необходимости отмены (если он имеет место быть) как можно раньше.

Преимущества мультискалярной архитектуры.

Мультискалярный процессор имеет некоторые свойства, выгодно отличающие его от традиционных суперскалярных микропроцессоров.

При стандартном подходе точность предсказания ветвлений ограничивает степень параллелизма. Если средняя вероятность правильного предсказания перехода - 0,9, то вероятность правильного предсказания на пять ветвлений вперед только 0,6.

Мультискалярный процессор имеет большую глубину предсказания при обеспечении высокой вероятности выбора правильного направления вычислений. Это свойство обусловлено избирательностью предсказания ветвей. Мультискалярный процессор разбивает последовательный поток команд на задачи. Хотя задачи могут содержать внутренние ветви, планировщик должен предсказывать только ветви, которые отделяют задачи. Ветви, содержащиеся внутри задачи, не предсказываются (если они не предсказаны отдельно внутри ПЭ).

Для суперскалярных процессоров наличие широкого окна выполнения приводит к увеличению числа отложенных команд и усложняет контроль результатов выполнения всех команд в этом окне.

В мультискалярной реализации окно может быть очень широким, однако в любой момент времени только несколько команд должны быть рассмотрены на предмет выдачи результатов (только одна для каждого ПЭ). Границы окна отложенных команд могут быть идентифицированы первой и последней командами в очереди на исполнение.

Для одновременной выдачи n результатов в процессоре должна использоваться логика со сложностью n^2 , чтобы выполнить перекрестную проверку зависимостей среди команд. В суперскалярном процессоре, это ограничивает пропускную способность логики выдачи. В мультискалярном процессоре каждый ПЭ выдает команды независимо, т.е. используется сложность логики порядка n .

Прежде чем переупорядочить доступ к памяти, необходимо идентифицировать и вычислить все адреса загрузки и записи значений.

В суперскалярной реализации команды загрузки и записи упорядочиваются (или сохраняются в первоначальной последовательности) и помещаются в буфер вместе с адресом доступа к памяти. При выполнении команды загрузки проверяется буфер, чтобы гарантировать, что не отложена никакая более

ранняя команда записи по тому же самому или еще не определенному адресу. При выборке значения из памяти буфер проверяется, чтобы гарантировать, что не отложена никакая более ранняя команда загрузки или записи по тому же самому или еще не определенному адресу. В мультискалярной реализации команды загрузки и записи могут быть выполнены независимо, без знания последовательности выполнения команд загрузки и записи в задачах преемнице или предшественнице.

В суперскалярном процессоре возможна генерация достаточно широкого окна выполнения с большой глубиной предсказания ветвлений. Кроме того, возможно генерировать очень гибкий план выполнения команд. Например, загрузка в вызываемой функции может выполняться параллельно с запоминанием в вызывающей функции. Однако суперскалярный процессор не имеет представления о ГУЗ программы. Поэтому и возникает необходимость предсказания каждого перехода, что, в конечном счете, приводит к снижению точности предсказания и производительности.

Мультискалярный процессор во многом похож на многопроцессорную систему с общей памятью и очень низким уровнем непроизводительных затрат на планирование. Главное их отличие заключается в том, что многопроцессорная система требует, чтобы компилятор делил программу на задачи, где все соотношения зависимостей между задачами известны (предусмотрены программистом путем использования операторов синхронизации и межпроцессорных коммуникаций), а мультискалярный процессор не требует никакого априорного знания относительно связей команд по управлению и данным.

Мультискалярная архитектура объединяет принципы низко- и высокоуровневого распараллеливания, методы анализа статической и динамической структур программы, благодаря чему позволяет добиться более высоких значений эффективности использования вычислительных ресурсов процессора, чем другие типы архитектур. Фактически в мультискалярных процессорах реализован симбиоз автоматически распараллеливающего компилятора, дающего указания аппаратуре процессора в виде отметок команд и специальных команд, и аппаратных средств, воспринимающих эти указания.

Изложенный выше подход не является единственно возможным при реализации этой плодотворной идеи - привлечения компилятора к распределению заданий по ПЭ и балансировке загрузки процессоров в многопроцессорных системах.

Лекция 8.

Организация интерфейса МП устройств с внешними устройствами и памятью. Встроенные микропроцессорные системы управления.

Появление в 1971 году первого микропроцессора ознаменовало собой начало новой эры не только в вычислительной технике, но и в области *систем встроеного управления оборудованием* — эры высокопроизводительных и

надежных цифровых, микропроцессорных систем управления, интегрированных в рабочую машину, механизм, прибор, изделие — станок, робот, стиральную машину, принтер, плоттер, радиотелефон, автомобиль и т.д.

Компьютерная и связанная с ней микропроцессорная техника развиваются столь стремительно, что производительность процессоров удваивается каждые 8-10 месяцев при значительном росте степени интеграции, снижении габаритов, энергопотребления и цены.

Революция в управляющей электронике сопровождается революцией и в силовой электронике, что позволяет создавать *интегрально-гибридные интеллектуальные электронные модули*, а также конструктивно интегрировать в одном изделии рабочий орган механизма, силовой преобразователь, устройство управления, источник питания и датчики.

Вместо традиционного термина «электромеханика» постепенно начинают применять термин «мехатроника», означающий конструктивное объединение механики и электроники на принципиально новом уровне, когда рост управляющих вычислительных ресурсов при использовании *больших интегральных схем* (БИС) сопровождается значительным повышением надежности оборудования, главным образом, за счет резкого уменьшения монтажных соединений и расширением функциональных возможностей изделия в сторону автоматической адаптации к условиям эксплуатации и интерактивного обучения в процессе диалога с оператором.

Встроенной системой управления будем называть систему управления, конструктивно интегрированную в оборудование. Так, система управления, встроенная в статический преобразователь частоты для асинхронных двигателей, может представлять собой одно- или многоплатную микроЭВМ с необходимым набором интерфейсов для обеспечения как непосредственного управления инвертором и приводом в целом, так и взаимодействия с человеком-оператором, включая, например пульт оперативного управления с дисплеем и клавиатурой. Обязательным компонентом такой системы является интерфейс с системой управления более высокого уровня (промышленным программируемым контроллером или компьютером в промышленном исполнении), что позволяет решать задачи комплексной автоматизации с использованием заданного числа единиц технологического оборудования, объединяя это оборудование в единую *распределенную систему управления*.

В зависимости от сложности решаемой задачи встроенная система управления может быть *однопроцессорной* или *многопроцессорной (мультимикропроцессорной)*, *одноуровневой* или *многоуровневой*. В последнем случае на *нижнем уровне управления* решаются задачи *непосредственного управления* отдельными компонентами оборудования (например отдельными осями привода, узлами автомобиля), а на следующем, более высоком, - задачи совместного управления в реальном времени, связи с оператором, системой верхнего уровня и т.д. Типичными примерами являются станки с числовым программным управлением, роботы-манипуляторы, изделия автомобильной и авиационной электроники, системы связи.

Для многоуровневых систем управления в настоящее время четко прослеживается тенденция оформления систем управления *среднего уровня* в самостоятельном конструктиве для монтажа в стойки или в панели управления. Возможен также вариант настоольного или настенного монтажа. Такие устройства управления получили название *индустриальных рабочих станций, индустриальных компьютеров, панельных компьютеров, промышленных программируемых контроллеров*. При этом контроллеры нижнего уровня управления могут подключаться к системе среднего уровня управления несколькими способами: через стандартные последовательные или параллельные интерфейсы; путем установки на системную шину в качестве специализированных *устройств сопряжения с объектом (модулей УСО)*.

Индустриальные компьютеры имеют, как правило, развитый набор стандартных устройств сопряжения с объектом (УСО), делающий их универсальными средствами управления для широкого круга применений. Тем не менее на нижнем уровне управления двигателями, статическими преобразователями и др. требуется в большинстве случаев разработка *встроенных специализированных контроллеров*, причем эту разработку могут выполнить только специалисты в данной предметной области, хорошо разбирающиеся в особенностях объекта управления, способные предложить и реализовать весь комплекс необходимых алгоритмов оптимального управления объектом.

Главное отличие *промышленного контроллера* от *промышленного компьютера* состоит в адаптации языка программирования под конкретную область применения. Так, большинство промышленных контроллеров, выпускаемых такими известными фирмами как Allen Bradley, Simens, Fanuc, АВВ и др. являются *программируемыми логическими контроллерами (PLC)* и имеют встроенные интерпретаторы с языка релейной автоматики или языка Булевой алгебры, что позволяет неспециалисту программирование системы управления. Таким образом, одноуровневые системы встроенного управления выполняются преимущественно на *базе однокристальных микроЭВМ - микроконтроллеров*, а двух- и более -уровневые предполагают использование на среднем уровне управления многоплатных микроЭВМ типа промышленного программируемого контроллера или компьютера в промышленном исполнении.

Встраиваемое управляющее устройство является *микропроцессорной системой управления*, в состав которой кроме центрального процессора на базе однокристального микропроцессора и микроконтроллера входят необходимые дополнительные элементы памяти и периферийные интерфейсные БИС для организации сопряжения с датчиками, объектом управления и системой управления более высокого уровня.

С точки зрения производителей микропроцессорной техники все задачи, решаемые системами встроенного управления делятся на два больших класса: *управление событиями в реальном времени и управление потоками данных*. Каждый класс задач предъявляет свои специфические требования к микропроцессору или микроконтроллеру, что отражается прежде всего в наборе функций, реализуемых на кристалле, а также в системе команд.

К первому классу относятся задачи, требующие быстрой реакции микропроцессорной системы на изменение внешних условий (на срабатывание технологических датчиков, изменение параметров и т.д.). Как правило, системы управления приводами, энергетическими установками, роботами, а также системы распределенной автоматизации относятся к системам первого класса. Эти задачи требуют применения микроконтроллеров с большим объемом интегрированной на кристалл периферии, включая реализацию на кристалле памяти программ, памяти данных и устройств ввода-вывода, что сокращает аппаратные затраты и удешевляет изделие со встроенной системой управления. Чаще всего в системах управления этого класса для реализации алгоритма управления требуется память относительно небольшого объема (до 32 Кбайт).

Ко второму классу задач относятся задачи, требующие быстрой обработки значительных объемов информации, например в микропроцессорных системах поддержки компьютерных сетей, в системах управления летательными аппаратами, подвижным составом, в системах обработки видеоизображений, когда встроенный процессор должен выполнять множество различных вычислительных операций, в том числе операций с плавающей запятой. Как правило, для решения таких задач требуется уже высокопроизводительный 32- или 64-разрядный процессор.

В соответствии с упомянутыми выше классами задач, продукция фирмы Intel для встроенных применений может быть разделена на следующие группы:

- 8-битовые микроконтроллеры первого поколения (семейство MCSR-48).
- Современные 8-разрядные микроконтроллеры (MCSR-51, MCSR-51, MCSR-251).
- Современные 16-разрядные микроконтроллеры для управления в реальном времени (MCSR-96, MCSR-196, MCSR.-296).
- Встраиваемые 16-разрядные и 32-разрядные микропроцессоры PC-подобной архитектуры (80C186, 386EX и др.).
- Высокопроизводительные микропроцессоры, построенные по RISC-технологии (1960).

Первые три группы изделий ориентированы на управление событиями в реальном времени. Две последние группы предназначены преимущественно для управления процессами. Из изделий, предназначенных для управления событиями, группа 16-разрядных микроконтроллеров MCSR-96 является наиболее производительной и имеет богатейший выбор интегрированных на кристалл специализированных периферийных устройств. Основной базой для построения встроенных систем управления нижнего уровня являются именно *однокристалльные микроЭВМ и микроконтроллеры*, могут применяться также и законченные одноплатные системы управления на их основе, выпускаемые рядом фирм в качестве *контроллеров-прототипов*. Долгое время в нашей стране были доступны в основном только освоенные отечественной промышленностью младшие модели 8-разрядных микропроцессоров и микроконтроллеров фирмы Intel, совместимые с изделиями MCS-80, MCS-48,

MCS-51, а также 16-разрядные процессоры собственной разработки, система команд которые совместимы с процессорами фирмы DEC (1816BM1, 1816BM2). В настоящее время ситуация резко изменилась, и вся самая передовая продукция ведущих фирм мира стала доступна отечественному разработчику и производителю.

Сегодня разработчики встроенных систем управления стоят перед непростым выбором: какое изделие и какой фирмы использовать в проекте.

Разработка мощной микропроцессорной системы управления является сложным делом. Для этого необходим штат высококвалифицированных инженеров-схемотехников и программистов, а также соответствующее оборудование, а именно комплект аппаратных и программных средств разработки (кстати, для каждого набора микропроцессорных БИС-свой). Современные микропроцессоры и микроконтроллеры имеют высокие тактовые частоты и требуют исключительной тщательности как при проектировании печатной платы, включая разводку, так и при ее изготовлении.

На сегодняшний день общемировая потребность в микроконтроллерах составляет более 600 млн. штук в год и быстро возрастает. Это говорит о массовом освоении промышленностью изделий с высокопроизводительными встроенными системами управления в самых разнообразных отраслях техники. Эти системы находят применение в автомобильной промышленности, станко- и роботостроении, в самолетной индустрии, в производстве периферийных устройств компьютеров (приводы дисковых накопителей, скоростные принтеры, плоттеры и т.д.), в бытовой технике (стиральные машины, видеомагнитофоны и т.д.) и, разумеется, в энергетике и электромеханике, где 16-разрядные устройства управления появились даже в относительно несложных приводах бытовых кондиционеров. Особенно широкие возможности по применению этих контроллеров открываются перед разработчиками систем автоматизированного привода, стабилизированных источников питания, промышленных контроллеров и других средств автоматизации производственных процессов.

Лекция 9.

Однокристальные микро-ЭВМ.

В микропроцессорной технике выделился самостоятельный класс больших интегральных схем (БИС) - однокристальные микроЭВМ (микроконтроллеры), которые предназначены для "интеллектуализации" оборудования различного технологического назначения. Архитектура однокристальных микроЭВМ - результат эволюции архитектуры микропроцессоров и микропроцессорных систем, обусловленный стремлением существенно снизить их аппаратные затраты и стоимость.

Однокристальные микроЭВМ представляют собой приборы, конструктивно выполненные в виде одной БИС и включающие в себя все устройства, необходимые для реализации цифровой системы управления минимальной конфигурации: процессор, запоминающее устройство

данных, запоминающее устройство команд, внутренний генератор тактовых сигналов, а также программируемые схемы для связи с внешней средой.

Использование однокристальных микроЭВМ в системах управления обеспечивает достижение исключительно высоких показателей эффективности при столь низкой стоимости, что им, видимо, нет в ближайшем времени альтернативной элементной базы для построения управляющих и/или регулирующих систем.

Отечественная микроэлектронная промышленность освоила широкомасштабный выпуск однокристальных микроЭВМ, к числу которых можно отнести 4-битные микроконтроллеры серий 1814, 1820, 1829 и 1013; 8-битные микроЭВМ серии 1816; микроконтроллеры сигнальные (аналоговые микропроцессоры) серии 1813. В данном курсе в качестве базовых выбраны однокристальные микроЭВМ (ОМЭВМ) серии 1816. В настоящее время в состав этой серии входят два семейства ОМЭВМ МК48 и МК51.

Общие сведения об однокристальных микроЭВМ семейства МК48.

Семейство МК48 включает ряд моделей ОМЭВМ, функциональный состав и технические характеристики которых отражают как различные в идеологическом подходе к применению ОМЭВМ, так и прогрессе технологии СБИС. Все модели, входящие в семейство МК48, являются полностью совместимыми по системе команд, назначению и разводке выводов, совокупности основных функциональных устройств из базового набора семейств.

Первое поколение отечественных ОМЭВМ семейства МК48 - БИС КР1816ВЕ48 и КР1816ВЕ35 являются функционально-конструктивными аналогами БИС соответственно 8748 и 8035 фирмы Intel (США), выполнены по n-канальной МОП-технологии, что обусловило следующие ограничения: уровень интеграции до 18 тыс. транзисторов на кристалле, частота следования тактовых сигналов - 6.0 МГц, объем внутренней памяти ОЗУ - 64 байта, ППЗУ - 1 кбайт и минимальное время цикла - 2,5 мкс.

Второе поколение - БИС КР1816ВЕ49, КР1816ВЕ39 (аналоги БИС 8049 и 8039 фирмы Intel) выполнено по n-канальной МОП-технологии с пропорциональным масштабированием, что позволило повысить уровень интеграции до 36 тыс. транзисторов на кристалле, частоту следования тактовых сигналов до 11МГц, увеличить объем ОЗУ до 128 байт, ПЗУ до 2 кбайт и снизить минимальное время цикла до 1,36 мкс.

Третье поколение семейства МК48 - БИС ОМЭВМ серии КР1830: КР1830ВЕ48, КР1830ВЕ35 (аналоги БИС 80С48, 80С35 фирмы Intel) выполнено по КМОП-технологии, что позволило на порядок уменьшить ток потребления по сравнению с БИС КР1816 ВЕ48, КР1816ВЕ35 при сохранении остальных параметров.

ОМЭВМ КР1816ВЕ48, КР1816ВЕ35, КР1830ВЕ48 и КР1830ВЕ35 полностью идентичны в части структурной реализации. При этом в БИС

КМ1816ВЕ48 программная память размещается во внутреннем ППЗУ с ультрафиолетовым (УФ) стиранием, а в БИС КР1830ВЕ48 - во внутреннем ПЗУ масочного типа. Таким образом, оперативность программирования ППЗУ позволяет использовать ОМЭВМ КР1816ВЕ48 при создании контроллеров единичных экземпляров или мелкосерийных изделий. Потребители БИС КР1830ВЕ48 лишены такой возможности, так как программирование ПЗУ осуществляется в процессе изготовления БИС по данным "прошивки" заказа потребителя.

В микросхемах КР1816ВЕ35 и КР1830ВЕ35 в отличие от БИС КМ1816ВЕ48, КР1830ВЕ48 память программ реализуется только за счет подключения внешней памяти любого типа (ОЗУ, ППЗУ, ПЗУ) общим объемом до 4 кбайт. Эта особенность позволяет использовать их в качестве отладочного варианта, когда память программ реализуется в ОЗУ, что позволяет легко модифицировать отлаживание программ.

ОМЭВМ КР1816ВЕ49 и КР1816ВЕ39 имеют одну и ту же структуру, одинаковые схемотехнические решения и технические характеристики, за исключением памяти программ: ОМЭВМ КР1816ВЕ49 имеет внутреннюю память программы объемом 2 кбайт, выполненную в виде масочного ПЗУ, а ОМЭВМ КР1816ВЕ39 может использоваться только с внешней ЗУ программ.

Реализация программной памяти КР1816ВЕ49 в виде ПЗУ обуславливает целесообразность применения этих ОМЭВМ только для изделий средне- и крупносерийного производства, что обеспечивает в этом случае низкую стоимость ОМЭВМ. В качестве отладочной модели, а также при разработке единичных экземпляров изделий целесообразно использовать ОМЭВМ КР1816ВЕ39 с внешней памятью программ.

В общем виде основные отличительные особенности ОМЭВМ семейства МК48 представлены в таблице 1.

Таблица 1

Микро- схемы	Ана лог	Объ ем вну тр. пам яти	Тип памяти програ мм	Объе м Пам яти Данн ых	Макс. частота след.тактов ых сигналов	еб я
				байт	МГц	
КР1826В Е35	803 5	НЕ Т	ВНЕШ Н.	64 64	6.0 6.0	0
КР1816В Е48	874 8	1К НЕ	УФПП ЗУ	128 128	11.0 11.0	0

КР1816В Е39	803 9	Т 1К	ВНЕШ Н.	64 64	64 64	0
КР1816В Е49	804 9	НЕ Т	ПЗУ ВНЕШ			0
КР1830В Е35	80С 35	1К	Н. ПЗУ			
КР1830В Е48	80С 48					

В ОМЭВМ предусмотрена возможность расширения памяти программ до 4 кбайт, памяти данных до 384 байт и увеличения числа линий ввода вывода за счет подключения внешних кристаллов памяти программ, ОЗУ и БИС интерфейсов.

Однокристалльные микро-ЭВМ семейства МК51.

8-разрядные высокопроизводительные однокристалльные микроЭВМ семейства МК51 выполнены по высококачественной n-МОП-технологии (серия 1816) и КМОП-технологии (серия 1830).

Использование ОМЭВМ семейства МК51 по сравнению с МК48 обеспечивает увеличение объема памяти программ и памяти данных. Новые возможности ввода-вывода и периферийных устройств расширяют диапазон применения и снижают общие затраты системы. В зависимости от условий использования, быстродействие системы увеличивается минимум в два с половиной раза и максимум на порядок.

Семейство МК51 включает пять модификаций ОМЭВМ (имеющих идентичные основные характеристики), различающиеся реализацией памяти программ и мощностью энергопотребления.

ОМЭВМ КР1816ВЕ51 и КР1830ВЕ57 содержат масочно-программируемое в процессе изготовления кристалла ПЗУ памяти программ емкостью 4 кбайт и рассчитаны на применение в массовой продукции. За счет использования внешних микросхем памяти общий объем памяти программ может быть расширен до 64 кбайт.

ОМЭВМ КМ1816ВЕ751 содержит ППЗУ емкостью 4 кбайт с УФ стиранием и удобна на этапе разработки системы при отладке программ, а также при производстве небольшими партиями или при создании систем, требующих в процессе эксплуатации периодической подстройки. За счет использования внешних микросхем памяти общий объем памяти программ может быть расширен до 64 кбайт.

ОМЭВМ КР1816ВЕ31 и КР1830ВЕ31 не содержат встроенной памяти программ, однако могут использовать до 64 кбайт внешней постоянной или перепрограммируемой памяти программ и эффективно использоваться в системах, требующих существенно большего по объему (более чем 4 кбайт на

кристалле) ПЗУ памяти программ.

Каждая из перечисленных выше микросхем является соответственно аналогом БИС 8051, 80C51, 8751, 8031, 80C31 семейства MCS-51 фирмы Intel (США).

Сравнительные данные микросхем МК51 приведены в таблице 2.

Таблица 2

МИКРО-СХЕМЫ	АНАЛОГ	ОБЪЕМ ВНУТР. ПАМЯТИ	ТИП ПАМЯТИ ПРОГРАММ	ОБЪЕМ ПАМЯТИ ДАННЫХ	МАКС. ЧАСТОТА СЛЕД. ТАКТОВ. СИГНАЛОВ	ТОК ПОТРЕБЛЕНИЯ
		БАЙТ		БАЙТ	МГц	мА
КР1826ВЕ31	8031АН	НЕТ	ВНЕШН.	128	12.0	150.0
КР1816ВЕ51	8051АН	4К	ПЗУ	128	12.0	150.0
КР1816ВЕ751	8751Н	4К	ППЗУ	128	12.0	220.0
КР1830ВЕ31	80C31ВН	НЕТ	ВНЕШН.	128	12.0	18.0
КР1830ВЕ51	80C51ВН	4К	ПЗУ	128	12.0	18.0

Каждая ОМЭВМ рассматриваемого семейства содержит встроенное ОЗУ памяти данных емкостью 128 байт с возможностью расширения общего объема оперативной памяти данных до 64 Кбайт за счет использования внешних микросхем ЗУПВ.

Общий объем памяти ОМЭВМ семейства МК51 может достигать 128 Кбайт: 64 Кбайт памяти программ и 64 Кбайт памяти данных.

ОМЭВМ МК51 выполнены на основе высокоуровневой n-МОП-технологии и выпускаются в корпусе типа DIP, имеющем 40 внешних выводов. ОМЭВМ данного семейства содержат следующие основные узлы:

1. центральный 8-разрядный процессор;
2. память программ объемом 4 Кбайт;
3. память данных объемом 128 байт;
4. четыре 8-разрядных программируемых канала ввода-вывода;
5. два 16-битовых многорежимных таймера/счетчика;
6. систему прерываний с пятью векторами и двумя уровнями;
7. последовательный интерфейс;
8. тактовый генератор.

Система команд ОМЭВМ содержит 111 базовых команд с форматом 1,2 или 3 байта.

ОМЭВМ имеет: 32 РОН; 128 определяемых пользователем программно-управляемых флагов; набор регистров специальных функций.

РОН и определяемые пользователем программно-управляемые флаги расположены в адресном пространстве внутреннего ОЗУ данных.

Структурная схема ОМЭВМ представлена на рис.10. Основу

структурной схемы МК51 составляет внутренняя двунаправленная 8-битовая шина, которая связывает между собой все основные узлы и устройства: арифметико-логическое устройство (АЛУ), резидентную память, блок регистров специальных функций, устройство управления и порты ввода-вывода.

Устройство управления МК51 на основе сигналов синхронизации формирует машинный цикл фиксированной длительности, равной 12 периодам кварцевого резонатора или шести состояниям первичного управляющего автомата (S1-S6). Каждое состояние управляющего автомата содержит две фазы (P1, P2) сигналов резонатора. В фазе P1, как правило, выполняется операция в АЛУ, а в фазе P2 осуществляется межрегистровая передача. Весь машинный цикл состоит из 12 фаз, начиная с фазы S1P1 и кончая фазой S6P2.

Арифметико-логическое устройство. 8-битное АЛУ может выполнять арифметические операции сложения, вычитания, умножения и деления, логические операции И, ИЛИ, исключающее ИЛИ, а также операции циклического сдвига, сброса, инвертирования и т.п. В АЛУ имеются программно-недоступные регистры T1 и T2, предназначенные для временного хранения операндов, схема десятичной коррекции и схема формирования признаков.

Важной особенностью АЛУ является его способность оперировать не только байтами, но и битами. Отдельные программно-доступные биты могут быть установлены, сброшены, инвертированы, переданы, проверены и использованы в логических операциях. Вследствие этого, МК51 иногда называют "булевым процессором".

Таким образом, АЛУ может оперировать четырьмя типами объектов: булевыми (1 бит), цифровыми (4 бита), байтовыми (8 бит), адресными (16 бит).

Резидентная память. Резидентная память МК51 включает в себя память программ (РПП) и память данных (РПД). РПП и РПД физически и логически разделены, имеют различные механизмы адресации, работают под управлением различных сигналов и выполняют разные функции.

РПП имеет емкость 4Кбайта и предназначена для хранения команд, констант, управляющих слов инициализации и т.п. Она имеет 16-битную шину адреса, по которой обеспечивается доступ из счетчика команд (PC) или из регистра указателя данных (DPER). Последний выполняет функции базового регистра при косвенных переходах.

РПД (ОЗУ) предназначена для хранения переменных в процессе выполнения прикладной программы, адресуется одним байтом и имеет емкость 128 байт. Кроме того, к адресному пространству РПД примыкают адреса регистров специальных функций (SFR).

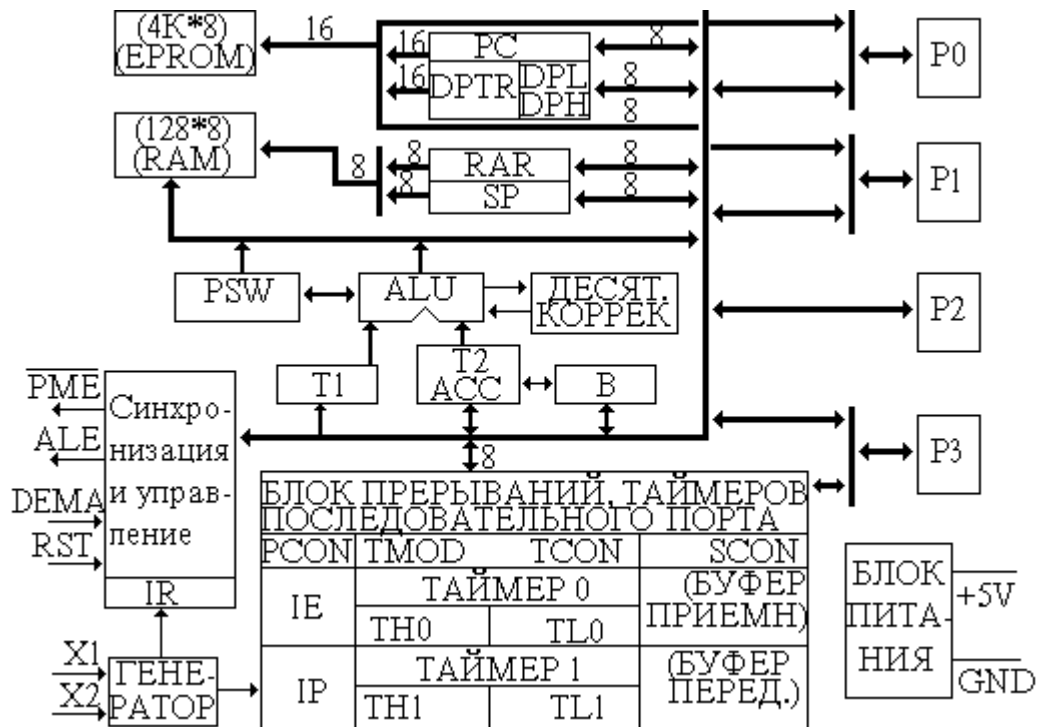


РИС.10. СТРУКТУРНАЯ СХЕМА ОМЭВМ

На рис. 10. приняты следующие обозначения для управляющих сигналов:

/PME- разрешение внешней памяти программ, сигнал выдается только при обращении к внешней памяти программ;

ALE - строб адреса внешней памяти, сигнал используется для приема и фиксации адреса внешней памяти на внешнем регистре;

DEMA - блокирование работы с внутренней памятью, отключение резидентной памяти программ;

RST - сигнал общего сброса, служит также выводом резервного питания ОЗУ от внешнего источника;

X1, X2 - выводы для подключения кварцевого резонатора.

РПП и РПД могут быть расширены до 64 Кбайт путем подключения внешних БИС.

Регистры аккумулятора и PSW (регистр признаков операций). Аккумулятор является источником операнда и местом фиксации результата при выполнении арифметических, логических операций и ряда операций передачи данных.

При выполнении многих команд в АЛУ формируется ряд признаков операций (флагов), которые фиксируются в регистре PSW.

Регистры указатели. 8-битный указатель стека (SP) может адресовать любую область РПД. Его содержимое инкрементируется прежде, чем данные будут запомнены в стеке в ходе выполнения команды PUSH и CALL. Содержимое SP декрементируется после выполнения команд RET и POP. Подобный способ адресации элементов стека называют прединкрементным/постинкрементным.

Двухбайтовый регистр указатель данных (DPTR) обычно используется для фиксации 16-битного адреса в операциях с обращением к внешней памяти. DPTR может быть использован или как 16-битный регистр, или как два независимых 8-битных регистра (DPH и DPL).

Буфер последовательного порта. Регистр с символическим именем SBUF представляет собой два независимых регистра - буфер приемника и буфер передатчика. Загрузка байта в SBUF автоматически вызывает начало процесса передачи через последовательный порт.

Когда байт считывается из SBUF, это значит, что его источником является приемник последовательного порта.

Блок таймеров/счетчиков. В составе средств МК51 имеются регистровые пары с символическими именами TH0, TL0 и TH1, TL1, на основе которых функционируют два независимых программно-управляемых 16-битных таймера/счетчика событий. Таймеры/счетчики (Т/С) предназначены для подсчета внешних событий, для получения программно-управляемых временных задержек и выполнения время-задающих функций ОМЭВМ.

В состав блока Т/С входят: два 16-разрядных регистра Т/С0 и Т/С1; 8-разрядный регистр режимов Т/С (TMOD); 8-разрядный регистр управления (TCON); схема инкремента; схема фиксации INT0, INT1, T0, T1; схема управления флагами.

16-разрядные регистры Т/С выполняют функцию хранения содержимого счета. Код начального счета заносится в указанные регистры программно. В процессе счета содержимое регистров инкрементируется. Признаком окончания счета является переполнение регистров.

Регистр TMOD хранит код, определяющий:

- один из 4-х возможных режимов работы каждого Т/С;
- работу в качестве таймеров или счетчиков;
- управление Т/С от внешнего вывода.

Регистр TCON предназначен для приема и хранения кода управляющего слова

При работе в качестве таймера содержимое Т/С инкрементируется в каждом машинном цикле, т.е. через каждые 12 периодов резонатора. При работе в качестве счетчика содержимое Т/С инкрементируется под воздействием перехода из 1 в 0 внешнего входного сигнала, подаваемого на соответствующий (Т0, Т1) вывод МК51. Опрос значения внешнего входного сигнала выполняется в момент времени S5P2 каждого машинного цикла. Содержимое счетчика будет увеличено на 1 в том случае, если в предыдущем цикле был считан входной сигнал высокого уровня (1), а в следующем - сигнал низкого уровня (0). Новое (инкрементированное) значение счетчика будет сформировано в момент S3P1 в цикле, следующем за тем, в котором был обнаружен переход сигнала из 1 в 0. Так как на распознавание перехода требуется два машинных цикла, то максимальная

частота подсчета входных сигналов равна $1/24$ частоты резонатора. На длительность периода входных сигналов ограничений сверху нет. Для гарантированного прочтения входного считываемого сигнала он должен удерживать значение 1 как минимум в течении одного машинного цикла МК51.

Режим работы 0,1 и 2 для обоих Т/С одинаковы. Режим 3 для Т/С0 и Т/С1 различны.

Рассмотрим кратко работу Т/С во всех режимах.

В режиме 0 таймерный регистр имеет разрядность 13 бит. При переходе из состояния "все единицы" в состояние "все нули" устанавливается флаг прерывания от таймера TF. Входной синхросигнал таймера разрешен (поступает на вход Т/С), когда управляющий бит TR установлен в 1 и либо управляющий бит GATE (блокировка) равен 0, либо на внешний вывод запроса прерывания INT поступает уровень 1.

Отметим попутно, что установка бита GATE в 1 позволяет использовать таймер для измерения длительности импульсного сигнала, подаваемого на вход запроса прерывания.

Работа любого Т/С в режиме 1 такая же, как и в режиме 0, за исключением того, что таймерный регистр имеет разрядность 16 бит.

В режиме 2 работа организована таким образом, что переполнение 8-битного счетчика TL приводит не только к установке флага TF, но и автоматически перезагружает в TL содержимое старшего байта TH таймерного регистра, которое предварительно было задано программным путем.

Т/С1 в режиме 3 заблокирован и просто сохраняет значение кода в регистре Т/С.

Т/С0 в режиме 3 представляет собой два независимых устройства на основе 8-ми разрядных регистров TL0 и TH0. Устройство на основе TL0 может работать в режиме таймера и в режиме счетчика, за ним сохраняются все биты управления Т/С0, оно реагирует на воздействия по входам T0, INT0. При переполнении TL0 устанавливается флаг TF0. Устройство на основе регистра TH0 может работать только в режиме таймера. Оно использует бит включения TR1, при переполнении TH0 выставляет флаг TF1.

Порты. Порты P0, P1, P2, P3 являются двунаправленными портами ввода-вывода и предназначены для обмена информацией ОМЭВМ с внешними устройствами, образуя 32 линии ввода-вывода. Каждый из портов содержит фиксатор-защелку, который представляет собой 8-ми разрядный регистр, имеющий байтовую и битовую адресацию для установки (сброса) разрядов с помощью программного обеспечения.

Помимо работы в качестве обычных портов ввода-вывода линии портов P0-P3 могут выполнять ряд дополнительных функций.

Через порт P0:

- выводится младший байт адреса A0-A7 при работе с внешней памятью

программ и внешней памятью данных;

- выдается и принимается байт данных при работе с внешней памятью (при этом обмен байтом данных и вывод младшего байта адреса внешней памяти мультиплексируются по времени);

- задаются данные при программировании внутреннего ППЗУ и читается содержимое внутренней памяти программ.

Через порт P1:

- задается младший байт адреса при программировании внутреннего ППЗУ и при чтении внутренней памяти программ.

Через порт P2:

- выводится старший байт адреса A8-A15 при работе с ВПП и ВПД;
- задается старший байт адреса (A8-A14) при программировании внутреннего ППЗУ и при чтении внутренней памяти программ.

Каждая линия порта P3 имеет индивидуальную альтернативную функцию. Альтернативная функция любой из линий порта P3 реализуется только в том случае, если в соответствующем этой линии разряде фиксатора защелки содержится "1". В противном случае на линии порта будет присутствовать "0".

Организация обращения к ВПД. В ОМЭВМ предусмотрена возможность расширения памяти данных путем подключения внешних устройств емкостью до 64 Кбайт. Команды ОМЭВМ могут формировать 8-разрядный адрес ВПД, который выдается через порт P0, либо 16-разрядный адрес, младший байт которого выдается через порт P0, а старший - через порт P2. Байт адреса, выдаваемый через порт P0, должен быть зафиксирован во внешнем регистре по спаду сигнала ALE, т.к. в дальнейшем линии порта P0 используются как шина данных, через которую байт данных принимается из памяти при чтении или выдается в память данных при записи. При этом чтение строится по сигналу RD, а запись - сигналом WR. Схема подключения внешней памяти данных к ОМЭВМ показана на рис.11.

Пространства внутренней и внешней памяти данных не пересекаются, т.к. доступ к ним осуществляется с помощью разных команд. Т.о. в системе могут одновременно присутствовать внутренняя память данных с адресом 00H-FFH и внешняя память данных с адресом 0000H-FFFFH. Обращение к ячейкам ВПД осуществляется только с использованием косвенной адресации по регистрам R0 и R1 активного банка регистров внутреннего ОЗУ или по регистру специальных функций DPTR. Соответственно в первом случае будет формироваться 8-разрядный адрес ВПД.

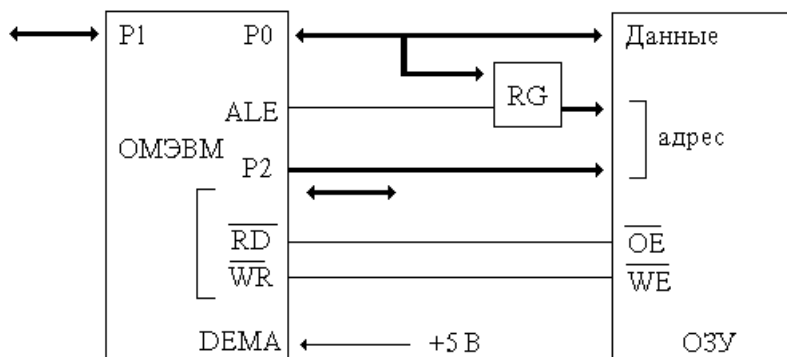


Рис.11. Схема подключения внешней памяти данных к ОМЭВМ

На рис.12а, 12б, соответственно, приведены диаграммы циклов чтения и записи при работе ОМЭВМ с внешней памятью данных.

DPL, DPH - соответственно младший и старший байты регистра указателя данных DPTR, который используется в качестве регистра косвенного адреса. R0 - регистр R 0 текущего банка, который используется в качестве регистра косвенного адреса.

P2SFR - защелка порта P2.

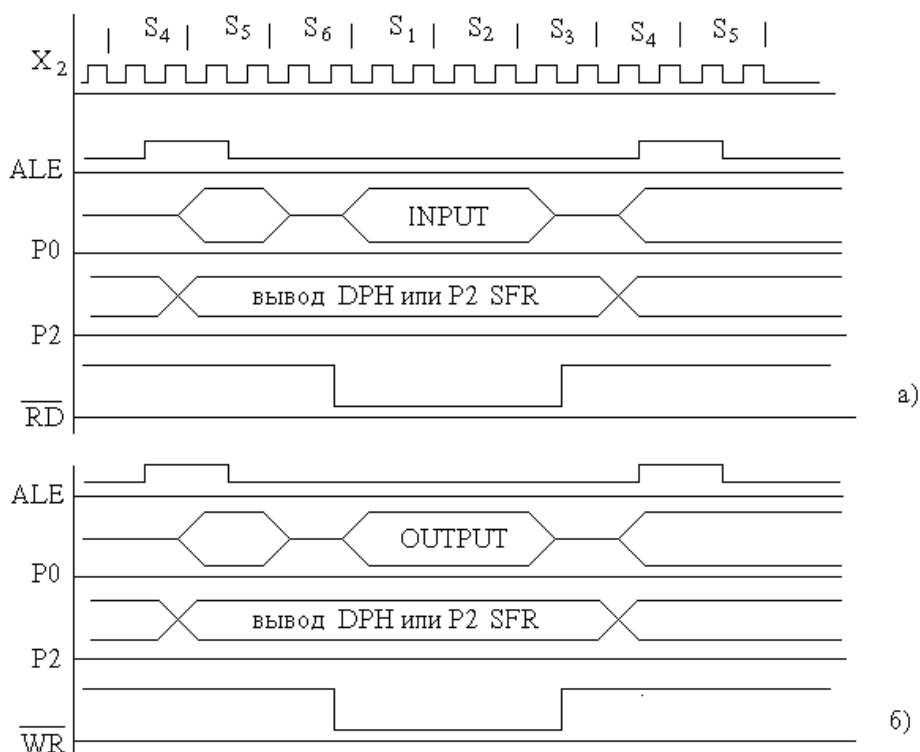


Рис.12. Диаграммы циклов чтения и записи при работе ОМЭВМ с внешней памятью данных

Память программ. Память программ предназначена для хранения кодов программ и имеет отдельное от памяти данных адресное пространство объемом до 64 Кбайт, причем для БИС 1816BE51, 1816BE75 и 1830BE51 часть памяти программ с адресами 0000H-0FFFH расположена на кристалле ОМЭВМ. Если на вывод DEMA подано напряжение U_{cc} , то обращение к ВПП происходит автоматически при выработке счетчиком команд адреса,

превышающего 0FFFH.

Если на вывод DEMA подан "0", внутренняя память программ отключается и начиная с адреса 0000H все обращения выполняются только к внешней памяти программ.

Чтение из внешней памяти программ строится сигналом ОМЭВМ XOR(PME). При работе с внутренней памятью программ сигнал XOR(PME) не формируется.

При обращении к ВПП всегда формируется 16-разрядный адрес, младший байт которого выдается через порт P0, а старший - через порт P2. При этом байт адреса, выдаваемый через порт P0, должен быть зафиксирован во внешнем регистре по спаду сигнала ALE, т.к. в дальнейшем линии порта P0 используются в качестве шины данных, по которой байт из внешней памяти программ вводится в ОМЭВМ.

Функциональная схема включения ОМЭВМ МК51 с ВПП показана на рис.13.

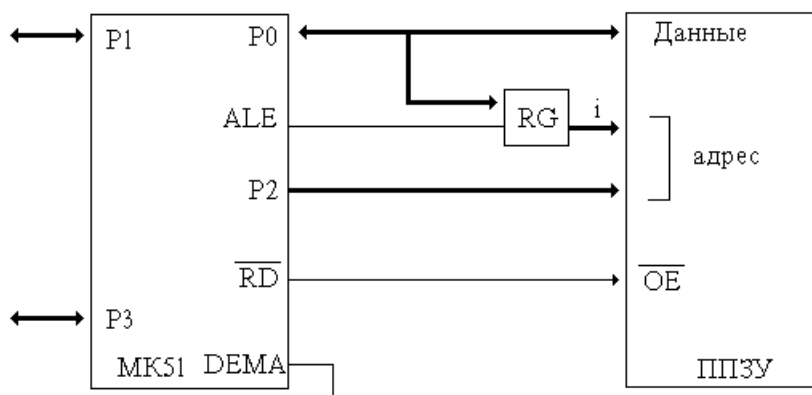


Рис.13. Функциональная схема включения ОМЭВМ МК51 с ВПП

Порт P0 работает как мультиплексированная шина адрес/данные: выдает младший байт счетчика команд, а затем переходит в высокоимпедансное состояние и ожидает прихода байта из ППЗУ программ. Когда младший байт адреса находится на выходах порта P0, сигнал ALE защелкивает его в адресном режиме RG. Старший байт адреса находится на выходах порта P2 в течение всего времени обращения к ППЗУ.

Сигнал XOR(PME) разрешает выборку байта из ППЗУ, после чего выбранный байт поступает на порт P0 МК51 и вводится в ОМЭВМ.

Диаграммы, показывающие формирование соответствующих сигналов при работе ОМЭВМ с ВПП, приведены на рис.14.

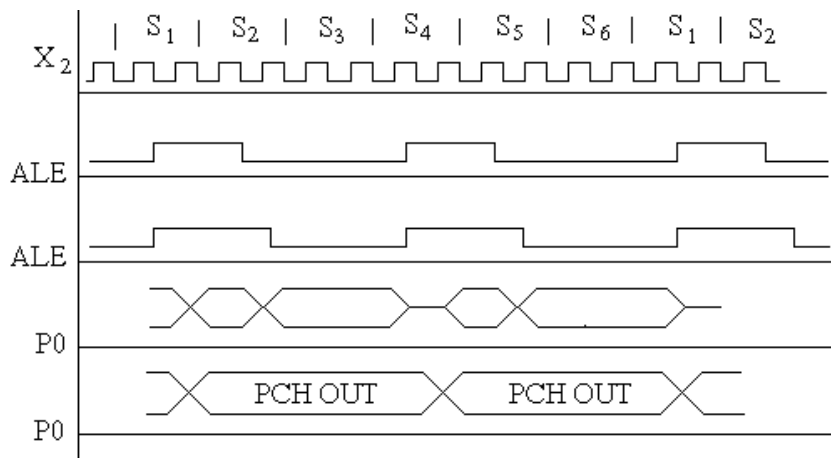


Рис.14. Диаграммы, показывающие формирование соответствующих сигналов при работе ОМЭВМ с ВПП

На рис.14. использованы следующие обозначения:

- PCL OUT - выдача младшего байта PC;
- PCH OUT - выдача старшего байта PC;
- INPUT - данные на шине P0.

Как видно из диаграмм, при работе с ВПП сигнал РМЕ формируется дважды в каждом машинном цикле независимо от количества байт в команде. Если второй выбираемый байт в текущей команде не используется, он игнорируется ОМЭВМ. В дальнейшем, при переходе к выполнению следующей команды этот байт будет введен вторично.

Структура микроконтроллеров семейства MCS-x96.

Семейство микроконтроллеров MCS-x96 предназначено специально для построения высокопроизводительных контроллеров, реализующих алгоритмы управления исполнительными двигателями постоянного и переменного тока.

Обобщенная структурная схема микроконтроллера семейства MCS-x96 изображена на рис. 16. В его состав входят процессор, память, набор периферийных устройств и контроллер памяти. К микроконтроллеру можно подключить внешнюю память.

Процессор содержит арифметико-логическое устройство (ALU) и регистровое оперативное запоминающее устройство (RRAM). Отличительная особенность ALU - отсутствие регистра-аккумулятора. При выполнении арифметических и логических операций в качестве источника первого операнда и приемника результата может использоваться любой регистр в RRAM, при этом операнд и результат могут иметь разные адреса. ALU обращается к RRAM непосредственно или через контроллер памяти.

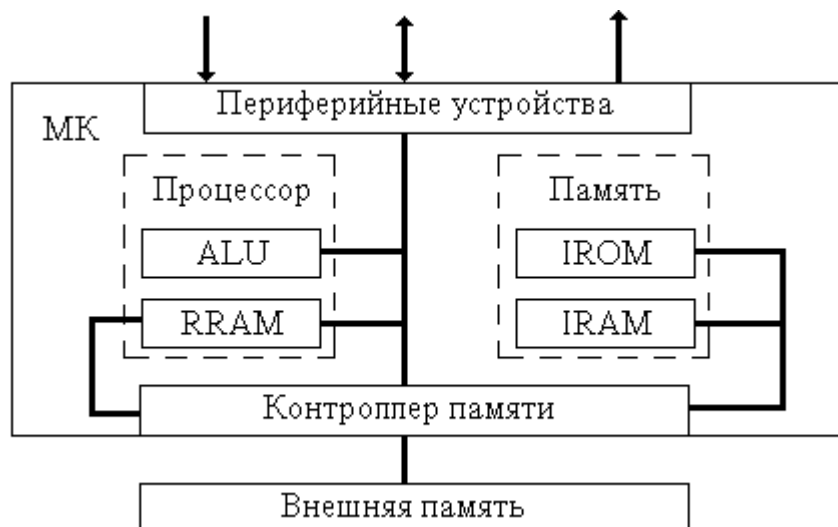


РИС.18. ОБОБЩЕННАЯ СТРУКТУРНАЯ СХЕМА МИКРОКОНТРОЛЛЕРА СЕМЕЙСТВА MCS-X96

Внутренняя (Internal) память микроконтроллера содержит постоянное (IROM) и оперативное (IRAM) запоминающие устройства. Первое из них используется для хранения команд программы, констант и специальных данных. Выпускаются микроконтроллеры, в которых IROM отсутствует (в этом случае его функции возлагают на запоминающее устройство, входящее в состав внешней памяти).

IRAM используется для хранения данных и команд программы. При этом открывается возможность модифицировать команды в процессе выполнения программы. В микроконтроллерах некоторых типов IROM отсутствует.

Общее число адресов в адресном пространстве микроконтроллера равно 64К, а у микроконтроллеров подсемейства NT может быть увеличено до 1М.

Контроллер памяти управляет процессом обращения к внутренней и внешней памяти, при этом обеспечивается опережающая выборка кодов команд с образованием их очереди.

В таблице 3. указана емкость RRAM, IROM и IRAM микроконтроллеров разных типов, а также указаны интегрированные на кристалле микроконтроллера периферийные устройства. Буква X в обозначении типа заменяется цифрой 0, если микроконтроллер не имеет IROM, цифрой 3, если он имеет IROM масочного типа, и цифрой 7, если микроконтроллер содержит программируемое постоянное запоминающее устройство с возможностью стирания записи путем ультрафиолетового облучения (EPROM). При отсутствии окна в корпусе микросхемы возможно лишь однократное программирование IROM (OTPROM).

Таблица 3

МИКРО КОНТР ОЛЛЕР	8XC196KB	8XL196KD	8XC196NT	8XC196MC	8XC196MD
RRAM БАЙТ	232	1000	1000	488	488

IROM КБАЙТ	8	32	32	16	16
IRAM БАЙТ	-	-	512	-	-
P	5	5	8	7	8
I/O	40	40	56	53	64
SLP	-	-	+	-	-
SP	+	+	+	-	-
SSIO	-	-	+	-	-
HSIO	+	+	-	-	-
EPA	-	-	+	+	+
ADC	8	8	4	13	14
PWM	1	3	-	2	2
WG	-	-	-	+	+
FG	-	-	-	-	+
PTS	-	+	+	+	+
OFD	-	-	+	-	-

Периферийные устройства микроконтроллеров семейства MCS-x96.

Расположенные на кристалле микроконтроллера периферийные устройства предназначены для приема и выдачи данных, ввода и вывода событий и аналоговых сигналов, обслуживания запросов прерывания и контроля правильности работы микроконтроллера. В таблице 3 приведены данные о наличии определенных периферийных устройств у микроконтроллеров разных типов и даны некоторые характеристики этих устройств.

Для приема и выдачи данных в параллельном коде используются параллельные порты. Микроконтроллеры разных типов имеют разное число таких портов, при этом разные порты могут иметь разное число разрядов. В графе P таблицы указано число параллельных портов у микроконтроллеров разных типов, а в графе I/O - суммарное число их разрядов.

Для обмена данными между микроконтроллером и центральным процессором в иерархической микропроцессорной системе предназначен процессорный порт (SLP - Slave Port), который подключают непосредственно к системной магистрали центрального процессора. В качестве SLP используется один из параллельных портов, который переводится в соответствующий режим путем программирования.

Для приема и выдачи данных в последовательном коде используется последовательный порт (SP). Он позволяет увеличивать число параллельных портов микроконтроллера путем подключения внешних сдвигающих регистров, обмениваться данными с другими устройствами по последовательному каналу связи (например, по интерфейсу RS - 232) и создавать простейшие локальные сети микроконтроллеров.

Для обмена данными в последовательном коде между двумя микроконтроллерами предназначен синхронный последовательный порт (SSIO). При этом могут использоваться две, три или четыре соединительные линии.

Все микроконтроллеры семейства MCS-x96 оснащены специальным периферийным устройством, предназначенным для приема и регистрации входных событий и формирования и выдачи выходных. Событием является изменение значения сигнала. Различают единичные события (замена нулевого значения единичным) и нулевые (замена единичного значения нулевым). Прием и регистрация входного события заключается в запоминании времени появления события определенного типа на определенном входе микроконтроллера. Это позволяет определять временные параметры входных импульсных последовательностей (период следования и длительность импульсов и т.д.).

При формировании и выдаче выходного события в определенное, заранее заданное время появляется событие определенного типа на определенном выходе микроконтроллера (внешнее выходное событие) или в определенной точке внутри микроконтроллера (внутреннее выходное событие). Это позволяет формировать импульсные последовательности заданной формы (например, широтно-модулированный сигнал) и реализовывать временные задержки.

Для работы с событиями в микроконтроллерах подсемейств KB и KC используется блок быстрого ввода-вывода (HSIO), а в микроконтроллерах подсемейств KR, NT, MC - блок процессоров событий (EPA). В HSIO имеется определенное число входных и выходных каналов, в EPA - универсальные модули, каждый из которых может быть запрограммирован для работы с входными или выходными событиями.

Для ввода аналоговых сигналов используется многоканальный аналогово-цифровой преобразователь (ADC). Значение аналогового сигнала представляется восьми- или десятиразрядным двоичным кодом. Число каналов в преобразователе указано в графе ADC.

Микроконтроллеры подсемейств KB, KC, MC имеют широтно-импульсный модулятор (PWM) с программируемым значением скважности импульсной последовательности. Использование этого модулятора совместно с внешним интегрирующим устройством позволяет осуществлять цифроаналоговое преобразование.

Микроконтроллеры подсемейства MC содержат трехфазный генератор (WG - Waveform Generator), который может быть использован для управления трехфазными электродвигателями переменного тока, вентильными электродвигателями постоянного тока, шаговыми двигателями, а также для преобразования постоянного тока в переменный.

В микроконтроллерах 8XC196MD имеется генератор меандра (FG-Frequency Generator) с программируемой длительностью импульсов и периодом их следования.

Все микроконтроллеры семейства MCS-x96 имеют систему управления прерываниями. С ее помощью осуществляется переход от выполнения текущей программы к выполнению прерывающей, составленной программистом и записанной в память микроконтроллера. Для обслуживания прерываний

микроконтроллеры подсемейств КС, КR, NT, МС имеют, кроме того, периферийный сервер транзакций (PTS - блок обслуживания групповых операций).

Обслуживание запроса прерывания с использованием PTS заключается в выполнении вместо очередной команды текущей программы определенной микропрограммы, заложенной в специальную память микроконтроллера при его изготовлении. Программист выбирает для обслуживания запроса прерывания подходящую микропрограмму из набора имеющихся и настраивает ее для выполнения в каждом конкретном случае путем записи группы кодов в RRAM.

В число операций, которые могут быть выполнены под управлением PTS при обслуживании запроса прерывания, входят одиночная и групповая пересылки и чтение результатов аналого-цифрового преобразования. Кроме того, микроконтроллеры подсемейства КС могут выполнять операции, связанные с регистрацией входных и формированием выходных событий, микроконтроллеры подсемейств КR, NT-операции, связанные с формированием широтно-модулированных сигналов, а подсемейства МС - операции, реализующие функции последовательного порта.

Для контроля правильности работы все микроконтроллеры оснащены сторожевым таймером, сбрасывающим их в исходное состояние при появлении сбоя в ходе программы. Микроконтроллеры подсемейств КR, NT, кроме того, содержат детектор падения частоты (OFD), который переводит их в состояние сброса при катастрофическом снижении тактовой частоты.

Лекция 10.

Преимущества регистр-регистровой архитектуры

При построении большинства микропроцессоров и микроконтроллеров (например, серии 8-разрядных микроконтроллеров MCS-51) используется традиционная, так называемая *аккумуляторная архитектура*, когда один из регистров специального назначения *аккумулятор* по умолчанию является источником одного из двух операндов и одновременно приемником результата операции, выполняемой в *арифметико-логическом устройстве* (АЛУ). Такой подход позволяет существенно уменьшить формат команды за счет адресации в поле операндов только одного из операндов.

Для выполнения какого-либо действия в процессорах «классической» аккумуляторной архитектуры в общем случае кроме собственно команды, пример, сложения, требуются по крайней мере еще две операции пересылки данных: загрузка первого операнда в аккумулятор и через него в один из портов арифметико-логического устройства (АЛУ), а также пересылка результата операции из аккумулятора по месту назначения уже после завершения операции (рис.17) при этом второй операнд извлекается из оперативной памяти непосредственно в процессе выполнения операции. Также в процессе

выполнения операции результат помещается в аккумулятор.

По мере развития микропроцессорной техники аккумуляторная архитектура стала тормозом в повышении производительности центрального процессора и уступила место так называемой *регистр-регистровой архитектуре*. Основным отличием регистр-регистровой архитектуры от аккумуляторной является то, что любые ячейки интегрированной на кристалл микроконтроллера сверхбыстродействующей оперативной памяти, *регистрового ОЗУ*, могут рассматриваться либо как операнды-источники, либо как аккумулятор для приема результата операции. При таком подходе любая из команд процессора может быть трехоперандной и необходимость в дополнительных операциях пересылки данных из аккумулятора и обратно отпадает. Естественно, что регистр-регистровая архитектура требует более сложного формата команды. Наряду с полем кода операции в формате команды будут присутствовать поля адресов операндов-источников и операнда-приемника.

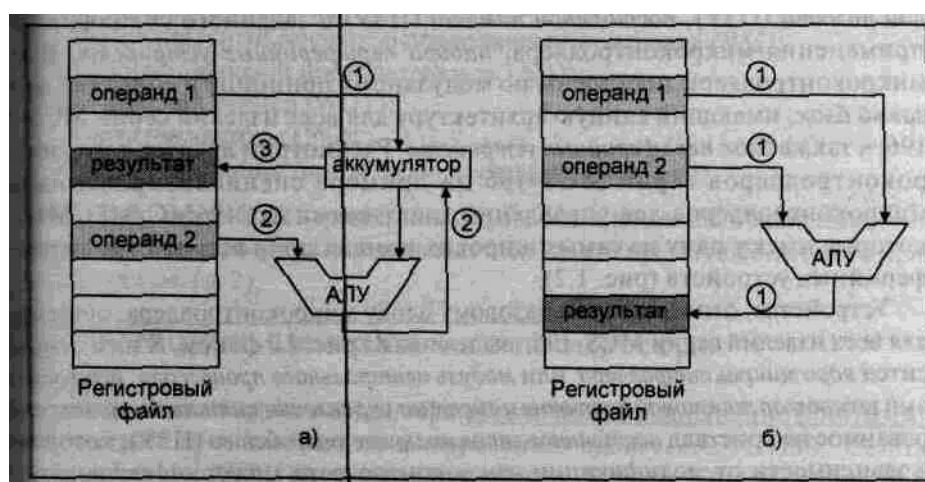


РИС. 17. СРАВНЕНИЕ АККУМУЛЯТОРНОЙ (А) И РЕГИСТР-РЕГИСТРОВОЙ АРХИТЕКТУРЫ (Б)

Таким образом, любая *ячейка регистрового файла*, внутренней сверхоперативной памяти, может выполнять функцию как источника данных, так и приемника данных.

Главные преимущества регистр-регистровой архитектуры:

- Отсутствует необходимость в предварительной загрузке одного из операндов в аккумулятор перед выполнением операции.
- Содержимое источников данных в результате выполнения операции может оставаться неизменным, либо модернизироваться по желанию программиста. В последнем случае источник данных одновременно будет и приемником результата операции.
- Резко уменьшается число операций по пересылке данных и возрастает скорость вычислений.
- Появляется возможность расширения системы команд трехоперандными высокопроизводительными командами.

Совокупность перечисленных выше факторов вместе с главным преимуществом - возможностью выполнения операций непосредственно над 16-разрядными операндами, приводит к повышению производительности 16-разрядных микроконтроллеров *в несколько раз* по сравнению с 8-разрядными контроллерами, работающими на тех же тактовых частотах.

Блок-схема микроконтроллера MCS-196.

Микроконтроллеры семейства MCS-196 являются однокристальными микроЭВМ с интеграцией на кристалл центрального процессора, оперативной памяти (ОЗУ), постоянной памяти (ПЗУ) и заданного спецификой применения микроконтроллера, набора периферийных устройств. Все микроконтроллеры построены по модульному принципу и содержат базовый блок, имеющий единую архитектуру для всех изделий серии MCS-196, а также блок периферийных устройств. Рассмотрим архитектуру микроконтроллеров серии MCS-196 на примере специализированных микроконтроллеров для управления двигателями 8xC196MC/MD/MH, которые имеют одну из самых широких номенклатур встроенных периферийных устройств (рис. 18).

Устройства, относящиеся к базовому блоку микроконтроллера, общему для всех изделий серии MCS-196, выделены на рис. 18 фоном. К ним относится ядро микроконтроллера или модуль центрального процессора, встроенный генератор тактовой частоты и система управления питанием, интегрированное на кристалл постоянное запоминающее устройство (ПЗУ), которое в зависимости от модификации микроконтроллера может отсутствовать. контроллер прерываний (Interrupt Controller), а также сервер периферийных транзакций (PTS) — специализированный контроллер прерываний, обеспечивающий быстрый обмен данными между периферийными устройствами и памятью практически без участия центрального процессора.

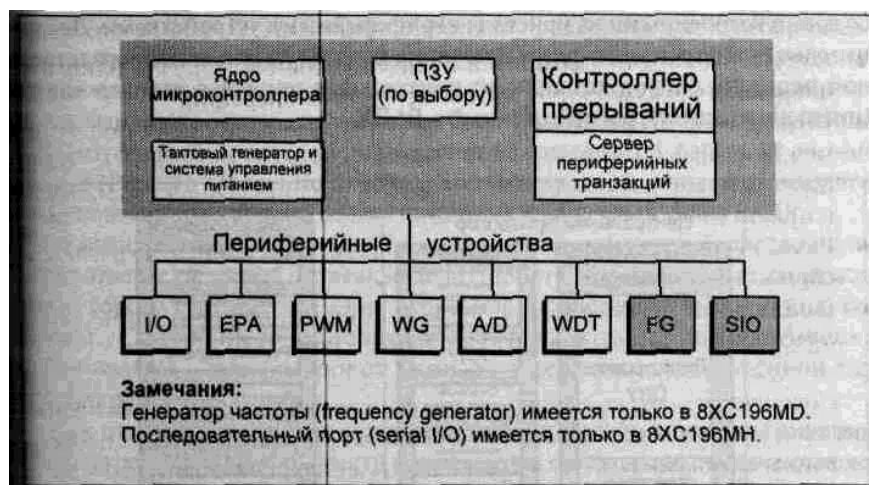


Рис. 18. Типовая архитектура микроконтроллеров семейства MCS-196 на примере микроконтроллеров для управления двигателями 8xC196MC/MD/MH.

В набор интегрированных на кристалл периферийных устройств для микроконтроллеров 8xC196MC/MD/MH входят:

порты ввода/вывода (I/O);

процессор событий (ЕРА);
генератор широтно-импульсных сигналов (PWM);
многоканальный генератор периодических сигналов (WG);
аналого-цифровой преобразователь (A/D);
сторожевой таймер (WDT);
генератор частоты (FG1);
последовательные порты ввода/вывода данных (SIO).

Набор встроенных периферийных устройств меняется в зависимости от типа микроконтроллера и определяет область его преимущественного применения.

Модуль центрального процессора. *Модуль центрального процессора обеспечивает выполнение программы пользователя и состоит из центрального процессора (ЦПУ) Central Processing Unit (CPU) и контроллера памяти Memory Controller (рис. 19). В состав центрального процессора входят регистровый файл Register File и регистровое арифметико-логическое устройство (Register Arithmetic-Logic Unit) или сокращенно РАЛУ (RALU).*

Внутренняя 16-разрядная шина связывает центральный процессор с контроллером памяти и контроллером прерываний (interrupt controller), а также со всеми встроенными на кристалл периферийными устройствами. Дополнительная внутренняя 8-разрядная шина используется для непосредственной передачи байтов команды из контроллера памяти в регистр команд (instruction register), расположенный в РАЛУ.

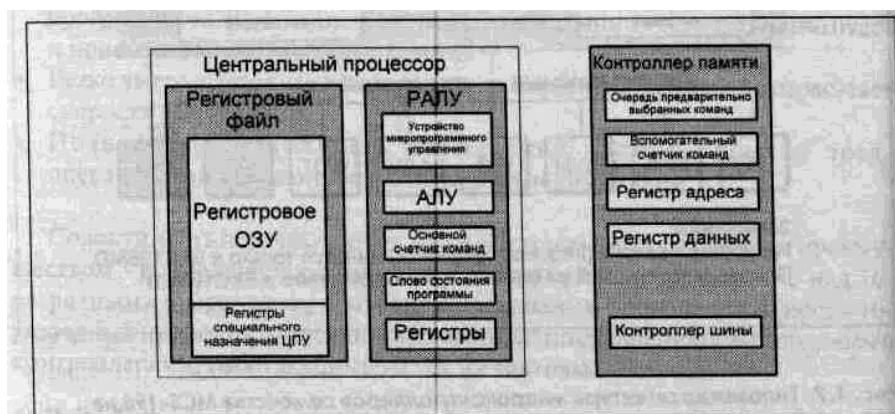


РИС. 19. СТРУКТУРА МОДУЛЯ ЦЕНТРАЛЬНОГО ПРОЦЕССОРА

В состав центрального процессора входит *устройство микропрограммного управления* (microcode engine), предназначенное для приема от контроллера памяти кода очередной команды, *дешифрации кода* и генерации последовательности управляющих команд, подаваемых на регистровое арифметико-логическое устройство, и необходимых для выполнения операций над байтами, словами и длинными словами, расположенными в 256-байтовом *нижнем регистровом файле*. Использование механизма адресации операндов через *вертикальное окно* в нижнем регистровом файле, позволяет выполнять в РАЛУ также и операции с данными, расположенными в верхнем регистровом файле, а в новейшей серии микроконтроллеров MCS-296 — даже во внешней памяти.

Центральный процессор связывается с внутренней кодовой и внешней памятью (программ и данных) через *контроллер памяти*. Исключение составляет регистровый файл, доступ к которому обеспечивается непосредственно. В состав контроллера памяти входят несколько устройств: *вспомогательный счетчик команд* (Slave PC), 4-байтовая *очередь* из предварительно выбранных из памяти и готовых для выполнения кодов команд (Queue), *контроллер шины* (Bus Controller), *регистры адреса* (Adress Register) и *данных* (Data Register).

Запрос на доступ к памяти может поступить как от центрального процессора при выполнении текущей команды, например, для получения операнда из внешней памяти по косвенному адресу, расположенному в одном из регистров слов внутреннего ОЗУ, так и от диспетчера очереди предварительно выбранных кодов команд. Механизм предварительной выборки команд существенно повышает производительность центрального процессора так как к моменту завершения выполнения текущей команды следующая команда уже считана из памяти и готова для немедленного выполнения. Центральный процессор получает коды команд из 4-байтовой *очереди команд* (Prefetch Queue по специальной 8-разрядной шине. Код текущей исполняемой инструкции всегда находится в *регистре команд* РАЛУ. За выполнение программы пользователя в правильной последовательности отвечает *основной счетчик команд* (Master Program Counter), содержимое которого указывает на адрес очередной, подлежащей выполнению команды. Содержимое основного счетчика команд автоматически увеличивается в зависимости от длины текущей команды встроенной схемы инкрементирования.

Как отмечено выше для ускорения выборки кодов команд из внешней или внутренней кодовой памяти используется *вспомогательный счетчик команд* (Slave PC), содержимое которого задает адрес команды, подлежащей выборке из памяти. Выбранная команда поступает в очередь на выполнение. Как только очередная команда считывается из очереди и передается на дешифрирование в устройство микропрограммного управления центрального процессора, диспетчер очереди формирует запрос в *контроллер шины* Bus Controller) на считывание очередной команды. Контроллер шины входит в состав контроллера памяти и обеспечивает формирование необходимых управляющих сигналов как для считывания данных из внешней, внутренней памяти или внешнего периферийного устройства, так и для записи данных во внешнее ОЗУ или в периферийное устройство. Таким образом, контроллер шины обеспечивает считывание кодов машинных команд и запись/считывание данных. Запрос на считывание очередной инструкции поступает от диспетчера очереди, а запрос на запись/считывание данных (операндов) - от центрального процессора. Запрос от диспетчера очереди имеет более высокий приоритет.

Если линейная последовательность выполнения команд программы нарушается, например, вследствие выполнения команды условного или безусловного перехода или вызова подпрограммы, значение вспомогательного счетчика команд перезагружается текущим значением основного счетчика команд и очередь ранее выбранных команд аннулируется (очищается). Перезагрузка вспомогательного счетчика команд и извлечение первого байта

кода инструкции из памяти занимает 4 машинных такта.

Замечание. Если при отладке микропроцессорной системы Вы пользуетесь логическим анализатором, то имейте в виду, что команды из памяти выбираются с опережением. В данный момент выполняется команда, которая уже была считана ранее

Регистровое АЛУ имеет достаточно сложную внутреннюю структуру. В его состав помимо собственно 16-разрядного арифметико-логического устройства, регистра команд и устройства микропрограммного управления входят несколько вспомогательных регистров:

- Регистры старшего и младшего слова, предназначенные для использования в командах с 32-разрядными операндами в качестве регистров временного хранения данных. Они имеют собственные устройства сдвига, что ускоряет выполнение команд сдвига, нормализации, умножения и деления.
- Регистр второго операнда АЛУ, используемый в двухоперандных командах. в частности, для хранения множителя или делителя в операциях умножения, деления, соответственно.
- 6-разрядный счетчик числа циклов для организации сдвига операнда на заданное число разрядов со схемой автоматического декрементирования.
- Регистр селектирования заданного бита, который позволяет автоматически генерировать необходимую маску при выполнении команд тестирования бита по номеру бита, указанному в команде.
- Регистры констант (0, 1, 2), необходимых для ускорения типовых операций в АЛУ.

После завершения любой операции в АЛУ результат анализируется и соответствующие *признаки результата* (нуля, переноса, переполнения и т.д.) выставляются в *слове состояния программы* Program Status Word (PSW). Признаки результата операции используются в командах условной передачи управления для организации ветвлений в программе.

Регистровый файл

Различные типы микроконтроллеров отличаются количеством ячеек памяти в регистровом файле, так называемом *регистровом ОЗУ* (РОЗУ). Естественно, что чем больше объем сверхоперативной регистровой памяти, тем более сложные вычисления и с большим быстродействием могут быть организованы в микропроцессорной системе на базе данного микроконтроллера.

Первые 256 ячеек регистрового файла имеют короткие байтовые адреса и относятся к *нижнему регистровому файлу*, а все остальные — 16-разрядные адреса и относятся к *верхнему регистровому файлу*. Наибольшим быстродействием обладают команды с прямой регистровой адресацией операндов в нижнем регистровом файле. При этом используются байтовые адресные поля и команды имеют предельно короткий формат и наименьшее время выполнения. Для доступа к операндам за пределами нижнего

регистрового файла (в том числе и к внешней памяти) используются специальные способы адресации, в частности косвенная, базово-индексная, а также адресация через специальные вертикальные окна.

Младшие 24 байта нижнего регистрового файла относятся к *регистрам специального назначения центрального процессора* (CPU special-function registers - SFRs). Здесь расположен также *указатель стека* (Stack Pointer SP). Вся остальная область регистрового ОЗУ, в том числе область верхнего регистрового файла, является оперативной памятью общего назначения и может использоваться программистом по своему усмотрению. Доступ производится к байтам, словам или двойным словам. Набор регистров специального назначения отличается в микроконтроллерах разных типов. Эти регистры позволяют управлять системой прерываний, селективировать вертикальные окна и выполнять целый ряд дополнительных функций.

Особенность организация памяти микроконтроллеров MCS-196

Типичная схема организации памяти 16-разрядных микроконтроллеров Intel на примере 8XC196KC и 8XC196KD приведена на рис. 20.

Нижняя область встроенного регистрового ОЗУ (0000H-0017H) жестко закреплена за *регистрами специального назначения центрального процессора (CPU SFRs)*, через которые осуществляется управление системой прерываний, механизм селективирования горизонтальных и вертикальных окон, а также встроенными периферийными устройствами (для некоторых типов микроконтроллеров).

Начиная с адреса 0018H располагается *область регистрового ОЗУ* (Register RAM), объем которой различен для разных контроллеров и варьируется как правило, в диапазоне от 232 байт до 1 Кбайта.

Следующий сектор памяти объемом несколько меньше 8 Кбайт используется для адресации *внешней памяти и/или внешних периферийных устройств*. В конце этой области памяти располагается еще одна область регистров специального назначения - *регистров специального назначения периферийных устройств SFR* (в данном случае регистров портов ввода/вывод 10PORT3 и 10PORT4). Размер этой области определяется объемом интегрированной на кристалл периферии и, например, у контроллеров 8XC196MC/MD/MH достигает 256 байт (1FE0H-1FFFH).

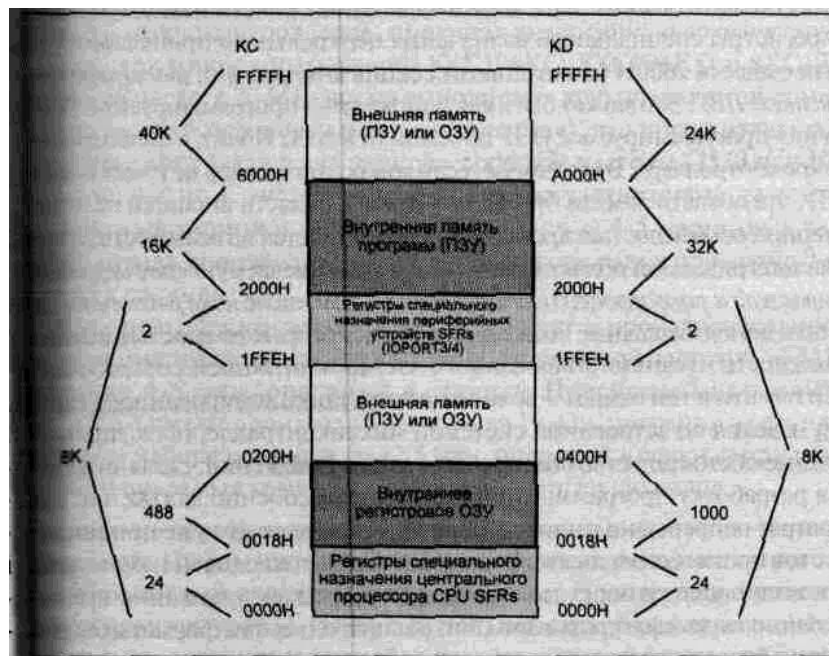


Рис 20. Карта распределения памяти для микроконтроллеров 8xC196KC/KD

Дело в том, что в микроконтроллерах с большим количеством интегрированных на кристалл периферийных устройств начальной области памяти 24 байта оказывается недостаточно для размещения всех регистров специального назначения периферийных устройства для их размещения отведена специальная область памяти. При этом в начальной области памяти остаются только регистры специального назначения центрального процессора.

Начиная с адреса 2000H располагается секция *внутреннего, интегрированного на кристалл ПЗУ*. Это может быть как однократно-программируемое ПЗУ так и масочно-программируемое ПЗУ объемом от 8 до 32 Кбайт, в зависимости от типа микроконтроллера. В том случае, если микроконтроллер не имеет встроенного ПЗУ, эта область памяти будет относиться к области внешней памяти.

Характерной особенностью процессоров Intel является возможность задать в начале рассматриваемой области памяти не только желаемую *конфигурацию микроконтроллера и микропроцессорной системы*, в том числе *цикл работы внешней шины*, но и дополнительные *коды секретности*, которые полностью исключают возможность несанкционированного чтения или записи содержимого внутренней памяти и тем самым — возможность несанкционированного тиражирования изделия со встроенной системой микроконтроллерного управления. Последнее обстоятельство обеспечивает защиту вложений, сделанных заказчиком в разработку программного продукта, что особенно важно, так как доля этих затрат непрерывно растет и по некоторым оценкам уже приближается к 80% стоимости всего проекта. В начальной области кодовой памяти располагаются также вектора переходов на подпрограммы обслуживания прерываний.

Первым адресом, по которому процессор обращается для выполнения программы пользователя, является адрес 2080H. Сюда передается управления и

после сброса системы по сигналу RESET. Расположенная вслед за внутренним ПЗУ память, вплоть до адреса FFFFH может рассматриваться как *внешняя память программ и/или данных и/или область адресации внешних устройств ввода/вывода пользователя*. Некоторые самые современные микроконтроллеры, например, 8XC196NP, 8XC196NU, 80C296SA, предназначенные для высокопроизводительной обработки больших массивов информации в реальном времени имеют *возможности расширенной адресации памяти*. В этом случае объем прямоадресуемой памяти возрастает до 1 Мбайта, 6 Мбайт и даже до 16 Мбайт. При этом внутренняя шина адреса микроконтроллера вместо 16-разрядной становится 24-разрядной, а во вне выводятся дополнительно 4 или 8 старших разрядов адресной шины.

Возможности подключения внешней памяти и внешних устройств ввода/вывода

На стадии разработки и отладки микропроцессорной системы приходится использовать *внешнюю память программ* и только затем, когда алгоритмы и программное обеспечение полностью оттестированы и начинается серийный выпуск изделия, программное обеспечение «прошивается» в внутреннюю память микроконтроллера. Кроме того, в ряде применений требуется *внешняя память данных*, часто энергонезависимая, для хранения промежуточных массивов информации, результатов тестирования работоспособности оборудования, текущих настроек системы управления, циклограмм управления оборудованием в функции времени и т.д.

В системах встроенного управления, где часто приходится изменять алгоритмы управления и программное обеспечение, единственной альтернативой оказывается применение в качестве внешней памяти программ так называемой *флэш-памяти*. Эта память, впервые анонсированная фирмой Intel в 1988 г., бурно развивается и на сегодняшний день сочетает в себе достоинства ОЗУ и ПЗУ, являясь энергонезависимой памятью с высокой плотностью хранения информации, высоким быстродействием, малым потреблением энергии, исключительной надежностью и помехоустойчивостью. Она допускает более 100 тысяч циклов перезаписи.

Вместе с тем, несмотря на большое количество интегрированных на кристалл периферийных устройств, их часто оказывается недостаточно для решения конкретной задачи. В этом случае приходится дополнительно использовать *внешние периферийные устройства*: программируемые порты ввода/вывода данных, контроллеры прерываний, контроллеры последовательного ввода/вывода данных и т.д.

Встроенный контроллер внешней шины обеспечивает корректное подключение к микроконтроллеру внешней памяти и внешних периферийных устройств, а также формирование необходимых сигналов управления ими. Большинство микроконтроллеров MCS-196 имеют *мультиплицированную шину адреса/данных*, а самые совершенные из них могут работать и с *мультиплицированной шиной адреса/данных*, что повышает

производительность системы и упрощает интерфейс с внешней памятью и периферией.

В зависимости от разрядности используемой внешней памяти и периферии шина может работать в нескольких режимах:

Стандартном — как 16-разрядная мультиплицированная шина (вся внешняя память и периферия 16-разрядные). *8-разрядном* — когда вся внешняя память и периферия 8-разрядные. *Динамически переключаемом* между 8- и 16-разрядным режимами в зависимости от типа внешнего устройства, к которому в данный момент происходит обращение.

Кроме того, наличие специального входа готовности Ready допускает расширение сигналов чтения RD# и записи WR# для подключения медленнодействующей памяти и устройств ввода/вывода (например, жидкокристаллического дисплея). Более того, изменяя программно *байты конфигурации микроконтроллера*, можно задать требуемое число тактов ожидания для оптимального сопряжения микроконтроллера с внешними устройствами.

Лекция 11.

Применение микропроцессоров в приводах мехатронных систем. Примеры МП приводов современных систем.

Пример МК-системы на основе ОМЭВМ семейства МК51.

В данном разделе рассматривается пример построения МК-системы на основе ОМЭВМ МК51, который может быть использован для приобретения навыков программирования и отладки программ для МК51, а также рассматриваться в качестве макета реальной системы управления для отладки ее прикладного программного обеспечения совместно с объектом управления в реальном масштабе времени.

Проектируемый отладочный модуль должен содержать следующие средства:

- постоянную память с программой Монитор, обеспечивающей управление всей системой и прежде всего взаимодействие с оператором;
- оперативную память для занесения программ, данных и создания буферов Монитора;
- простейшую клавиатуру для загрузки кодов и взаимодействия с оператором: 16 цифровых клавиш (цифры от 0 до F), 8 управляющих клавиш, в том числе и клавиша "сброс" - системного сброса;
- простой дисплей, обычно однострочный (на основе семисегментных индикаторов), который используется для визуального контроля вводимой информации и отображения данных;
- расширитель ввода-вывода на основе ППА КР580ВВ55.

Кроме того, отладочный модуль может иметь собственный источник

электропитания и (в некоторых случаях) дополнительное место на печатной плате ("слот") для монтажа пользовательских средств связи с объектом управления. Функциональная схема отладочного модуля, удовлетворяющего поставленным требованиям, приведена на рис.15. Как видно из приведенной схемы, память МКС имеет две физически-разделенные области для хранения данных и программ: ВПД и ВПП.

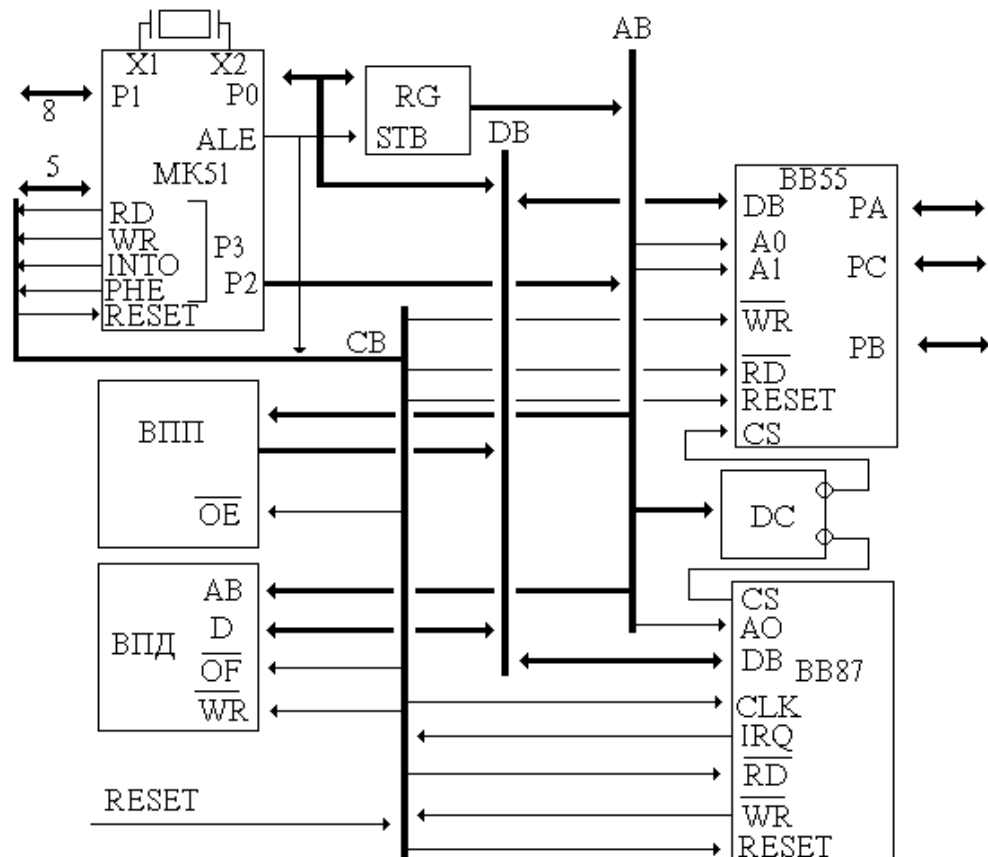


Рис.15. Функциональная схема отладочного модуля

Обращение к ним строится сигналами RD, WR и PSEN, соответственно. Программа Монитор расположена в ВПП. Адресное пространство ВПД включает в себя следующие области: буферную область Монитора; память данных; область, отведенную для подключения интерфейсных БИС (ППА, ККД).

Контроллер клавиатуры - дисплея (ККД) закрывает адресные пространства ВПД размером в 4 ячейки. Выбор кристалла ККД осуществляется дешифратором ДС, при установке соответствующих адресов (указанных 4-х ячеек).

Обмен данными МК с ККД осуществляется через порт P0. Для синхронизации работы ККД используется сигнал с выхода ALE. Выход сигнала прерывания из ККД (IRQ) соединен со входом запроса прерываний МК. Это позволяет достаточно просто обнаруживать факт нажатия клавиш, а также выполнять переход из программы пользователя в Монитор по прерыванию от клавиатуры.

Для управления внешним объектом от МК используется порт P1 и

оставшиеся не задействованными 5 линий порта P3. Для сопряжения МК с объектом, имеющим большое число входов/выходов, можно расширить резидентную систему ввода/вывода, подключив к МК необходимое количество внешних портов. Такое расширение может быть выполнено двумя способами: с использованием стандартного расширителя ввода/вывода (KP580BP43) или интерфейсных БИС (KP580BB55, KP580BB51). На приведенной схеме показан вариант расширения ввода/вывода с использованием параллельного периферийного адаптера (ППА) KP580BB55. Порты адаптера адресуются как ячейки ВПД, при этом младшие разряды (A0, A1) шины адреса используются для выбора порта, а старшие ($A10 \div A3$) с помощью дешифратора DC формируют сигнал выбора микросхемы ППА.

Ввод/вывод данных строится сигналами WR/RD - записи/чтения ВПД. Системный сброс МКС осуществляется нажатием на клавишу "сброс".

Унифицированная структура силовой части статических преобразователей частоты для широкого класса приводов переменного тока.

Современный этап технической революции характеризуется бурным развитием не только управляющей, но и силовой электроники, успехи которой позволяют по новому взглянуть на ряд проблем, которые раньше не решались либо ввиду непомерной стоимости проекта либо сложности его реализации на имеющейся элементной базе.

Известно, что в большинстве промышленно развитых стран около 70-80% всей вырабатываемой электроэнергии используется для преобразования в механическую работу с помощью различных электродвигателей. При этом до последнего времени наиболее массовым типом электропривода был нерегулируемый привод с асинхронными короткозамкнутыми двигателями. Это объясняется простотой двигателя и возможностью его непосредственного подключения к трехфазной сети переменного тока с помощью так называемых пускателей - простейшей коммутационной и защитной аппаратуры.

Применение нерегулируемых электроприводов сопровождается значительными непроизводительными затратами электроэнергии и в условиях резкого подорожания энергоносителей и, соответственно, электроэнергии, экономически невыгодно. Поэтому, доля регулируемых электроприводов, в том числе частотно-регулируемых электроприводов переменного тока постоянно растет. При этом в ряде стран приняты специальные государственные программы ускоренного развития энерго- и ресурсосберегающих технологий на базе экономичного регулируемого электропривода с широкими интерфейсными возможностями, позволяющими одновременно с экономией электроэнергии решать и задачи комплексной автоматизации производства в целях оптимизации параметров технологических процессов и улучшения качества выпускаемой продукции.

Увеличение стоимости энергоносителей привело к еще одной проблеме - удорожанию цветных металлов и к увеличению стоимости электрических машин традиционных конструкций. Эта проблема способствовала быстрому прогрессу электрических машин новых типов с малыми затратами меди и

алюминия («малообмоточных»): реактивных и индукторных, которые к тому же более технологичны, так как имеют не распределенные, а более простые в изготовлении сосредоточенные обмотки.

В отличие от асинхронных двигателей эти двигатели не могут работать непосредственно от сети переменного тока и требуют питания от *инвертора напряжения или тока* с регулируемой выходной частотой. Особенно эффективна работа таких машин в режиме *автокоммутации*, когда переключение фаз выполняется по сигналам установленного на вал двигателя (встроенного) датчика положения. Такой двигатель называется *вентильным* или *бесконтактным двигателем постоянного тока* и допускает управление по двум каналам: каналу напряжения на якоре и каналу угла коммутации. По прогнозам специалистов вентильные двигатели в начале следующего века вытеснят с рынка как традиционные коллекторные двигатели постоянного тока, так и асинхронные двигатели.

Большинство современных систем привода переменного тока со статическими преобразователями частоты строится по хорошо известной классической схеме: «Неуправляемый выпрямитель - Звено постоянного тока - Автономный инвертор напряжения с ШИМ-модуляцией - Двигатель» (рис.16). Для трехфазных двигателей (асинхронных, синхронных, вентильных или вентильных индукторных) инвертор напряжения выполняется по стандартной 6-и ключевой схеме. Для двигателей с другим числом фаз, например, для четырехфазных индукторных двигателей инвертор строится на базе полумостовых или мостовых схем.

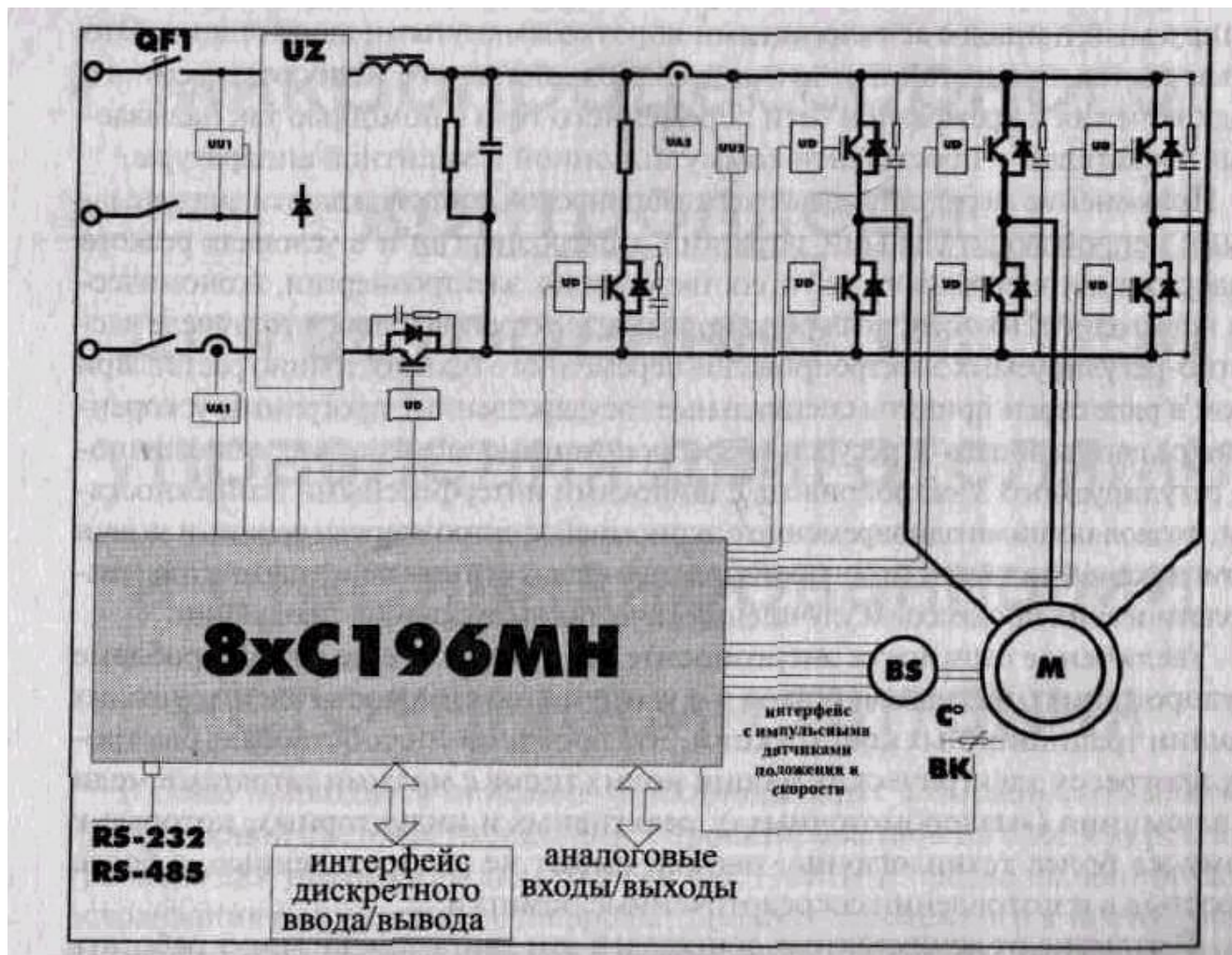


РИС. 16. ТИПОВАЯ СТРУКТУРА ПРИВОДА ПЕРЕМЕННОГО ТОКА

Силовой преобразователь состоит из неуправляемого выпрямителя UZ, подключаемого к однофазной или трехфазной сети переменного тока и автономного инвертора напряжения, работающего, как правило, в режиме синусоидальной широтно-импульсной модуляции. К выходу инвертора подключен двигатель М (асинхронный или вентильный постоянного тока). В последнем случае на вал двигателя дополнительно устанавливается датчик положения BS.

Инвертор может быть построен с использованием *биполярных транзисторов с изолированным затвором IGBT*. В широком диапазоне токов и напряжений рядом фирм выпускаются как отдельные силовые транзисторы, так и стойки, моду; и и даже интеллектуальные модули, имеющие встроенные драйверы и элементы защиты, а также интерфейсы, допускающие непосредственное подключение микропроцессорных систем управления. Имеются также и другие необходимые для построения привода компоненты: электролитические конденсаторы на высокие напряжения и токи, диодные модули для построения выпрямителей и т.д.

Мощная, встроенная в преобразователь микропроцессорная система управления должна выполнять функции не только прямого цифрового управления инвертором напряжения, но и всеми дополнительными элементами преобразователя, а именно:

- Цепью возбуждения для синхронных и вентильных двигателей с независимым контуром возбуждения (который физически может располагаться как на роторе, так и на статоре).

- Цепью защиты преобразователя от перенапряжений при рекуперации энергии (путем управляемого «слива» энергии в дополнительный балластный резистор) для приводов с активной нагрузкой на валу или приводов с высокими требованиями по динамике переходных процессов.

- Цепью заряда батареи конденсаторов в контуре постоянного тока при включении преобразователя в работу.

- Цепью питания электромагнитного тормоза (если он необходим).

Кроме того, встроенная система микропроцессорного управления должна напрямую обрабатывать сигналы ряда датчиков обратных связей, среди которых типовыми являются датчики напряжения и тока в цепи постоянного тока, тока возбуждения двигателя, температуры двигателя и (или) преобразователя, а также датчики положения ротора различных типов (на базе чувствительных элементов Холла, оптических импульсных датчиков положения и т.д.), необходимые для выполнения функций автокоммутации в приводах с вентильными двигателями. Датчики положения или скорости, например, импульсные, могут потребоваться также в приводах с асинхронными двигателями целях более точной компенсации скольжения в функции нагрузки для расширения диапазона регулирования. Таким образом, встроенная микропроцессорная система управления должна иметь развитый интерфейс как с источниками аналоговых сигналов, так и с источниками импульсных сигналов.

Отметим, что современная встроенная система управления преобразователем частоты не будет конкурентоспособной без интерфейса с системами более высокого уровня управления (последовательного интерфейса RS-232 или 485), а также интерфейса с пультом оперативного управления, предназначенным для организации интерактивного взаимодействия с оператором для настройки параметров преобразователя, выбора нужного режима работы, наблюдения за координатами привода и технологическими переменными и т.п.

Сотни различных фирм, среди них такие известные как ABB, Siemens, Alien Bradley, Dan bss и др., выпускают преобразователи частоты и комплектные электропривода на их основе в диапазоне мощностей от 100 ВА до 100 кВА, работающие с высоким коэффициентом полезного действия до 96% и коэффициентом мощности до 0.9.

Серьезный научный потенциал, накопленный в России в области теории автоматического управления и теории электропривода, теории синхронных, шаговых и вентильных двигателей, вместе с доступностью современных микроэлектронных компонент (как силовых, так и управляющих), позволяет быстро выполнять необходимые разработки и запускать в производство отечественные серии преобразователей, основные технические характеристики которых соответствуют мировому уровню.

Приведем результаты проектирования универсального микропроцессорного контроллера для систем встроенного управления широкой гаммой приводов переменного тока со статическими преобразователями частоты, а также стабилизированными источниками питания.

Универсальный контроллер для встроенных применений

На рис. 17. показана блок-схема системы управления для использования в частотно-регулируемых электроприводах с асинхронными, синхронными, вентильными и шаговыми двигателями, а также в системах вторичного стабилизированного питания. Диапазон применений системы управления широк: от приводов насосов-дозаторов жидких сред до двухпроцессорных систем векторного управления приводами стержней ядерных реакторов.

При проектировании система управления была принята концепция совмещения функций прямого цифрового управления элементами преобразователя частоты и технологическими переменными, значение которых изменяется при регулировании скорости привода. Таким образом, в систему непосредственного управления встроены функции промышленного программируемого контроллера средней производительности, реализующего заданный алгоритм управления технологическим процессом (ПИД-регулятор). Такой подход позволяет отказаться от дополнительных устройств, создавая своеобразные узлы автоматизации, способные самостоятельно управлять как двигателями, так и технологическими переменными (давлением, расходом, подачей и т.д.).

Концепция интеллектуальных распределенных систем управления с каждым годом завоевывает все больше сторонников. Это связано с общей тенденцией переноса все больших вычислительных ресурсов непосредственно к месту, где установлено исполнительное устройство и соответствующий рабочий орган.

В состав системы управления входят следующие изделия.

- Одноплатный универсальный контроллер (в формате E2).
- Пульт оперативного управления с двухстрочным жидкокристаллическим дисплеем и клавиатуре 4×4 , выпускаемый как в виде встраиваемого изделия, так и виде автономного изделия, подключаемого к контроллеру плоским кабелем.
- Интерфейсная плата релейного ввода/вывода дискретных сигналов «сухим» контактом (8 входов и 8 выходов).
- Интерфейсная плата ввода/вывода импульсных сигналов, обеспечивающая сопряжение с 2-, 3-, 4-, 6-фазными датчиками положения, а также ввод реперных сигналов идентификации начальной позиции. Для работы контроллера необходим внешний источник питания 5 В (1А). Встроенная схема мониторинга питания обеспечивает постоянный контроль уровня внешнего питания и формирование запроса на прерывание процессора при раннем обнаружении падения напряжения ниже допустимого уровня.

В качестве центрального процессора выбран один из самых современных и

высокопроизводительных 16-разрядных микроконтроллеров для управления двигателями Inte 18xC196MH, обеспечивающий функции прямого цифрового управления инверторами напряжения в режиме центрированной синусоидальной ШИМ-модуляции на частотах несущей до 20 кГц с возможностями программного регулирования «мертвого времени» для защиты инвертора от сквозного тока в диапазоне от 0 до 125 мкс.

Все выходы ШИМ-генератора могут дополнительно буферизоваться преобразователями уровня TTL-MOS (опция), что позволяет применять в силовой части привода драйверы различных фирм, в том числе с изолированными источниками питания ключей. Допускается подключение внешних источников питания для преобразователей уровня с диапазоном напряжений от 5 до 24 В. Предусмотрены программно-аппаратные средства безопасной инициализации при подаче напряжения питания на контроллер или при сбросе системы, исключающие случайное формирование отпирающих управляющих сигналов на драйверы силовых ключей в течение переходных процессов в цепях питания.

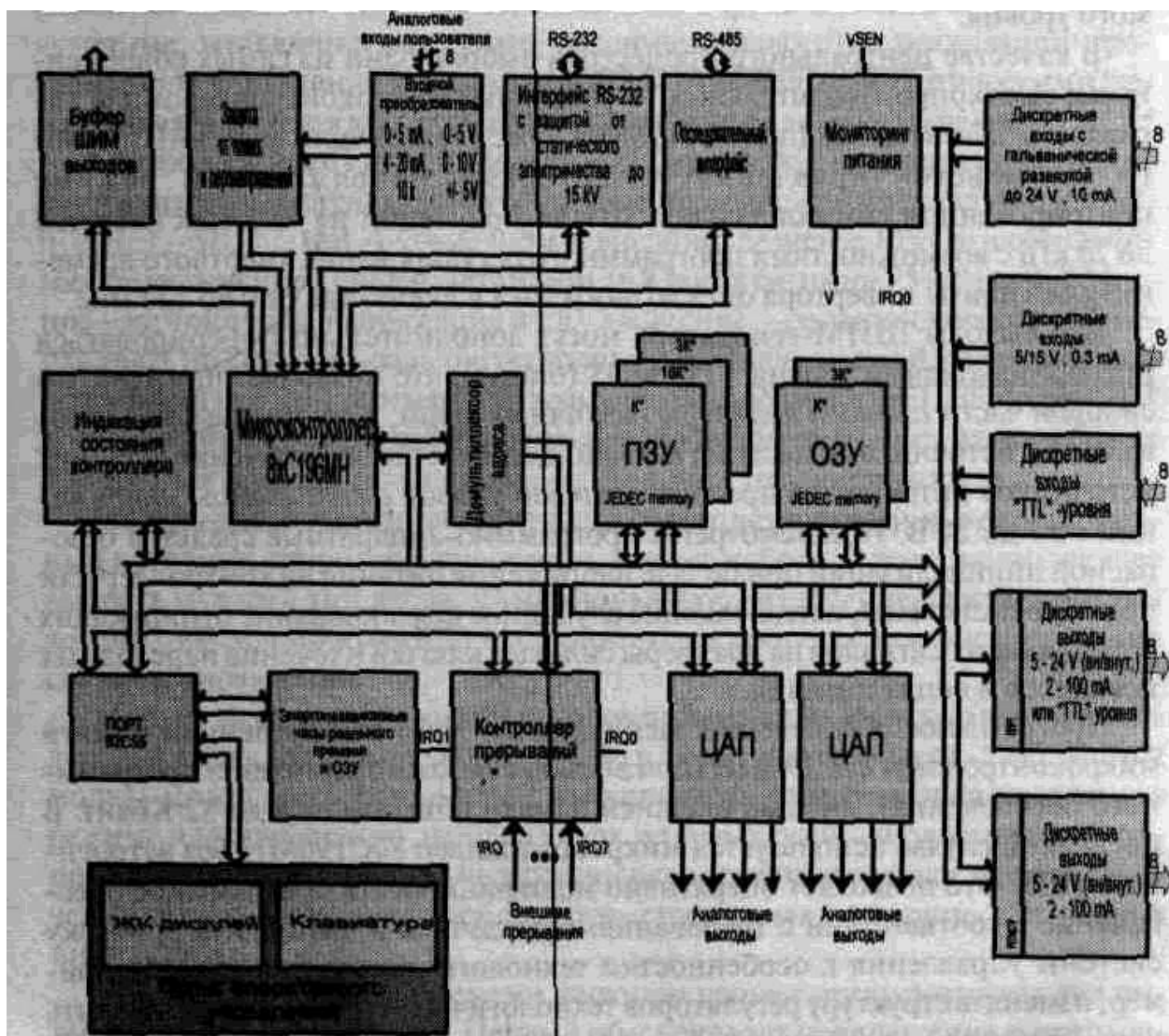


РИС. 17. БЛОК-СХЕМА УНИВЕРСАЛЬНОГО КОНТРОЛЛЕРА

Программное обеспечение располагается либо во внутренней памяти микроконтроллера 87С196МН (при поставке базового комплекта программного обеспечения), либо во внешней памяти объемом от 8 до 32 Кбайт. В последнем случае исполняется микроконтроллер 80С196МН без встроенного ПЗУ. Это позволяет оперативно модифицировать программное обеспечение в соответствии с требованиями заказчика и выполнять привязку системы управления к особенностям технологического процесса, например, изменять структуру регуляторов технологических переменных, вводить новые алгоритмы адаптивного управления и т.д.

Имеется также встроенная защита программного обеспечения от несанкционированного доступа.

Модуль памяти комплектуется различными типами внешней оперативной памяти:

- Статическим ОЗУ объемом от 8 до 32 Кбайт.
- Энергонезависимым ОЗУ объемом от 8 до 32 Кбайт с гарантированных сроком хранения данных до 10 лет.

Статическое ОЗУ используется исключительно для временного хранения промежуточных результатов, а также для ведения оперативного протокола с целью наблюдения за текущими значениями регулируемых переменных в приводе (мощность, ток и т.д.), а также за параметрами технологического процесса (давление в магистрали, расход, концентрация и т.д.).

Энергонезависимой ОЗУ используется для хранения параметров привода, преобразователя, Заводских уставок, а также заданных циклограмм управления технологическими переменными в функции времени (часовые, суточные, недельные, месячные, годовые циклы). Для реализации программного управления координатами привода или технологическими переменными в состав контроллера включены *часы реального времени*.

Контроллер имеет Унифицированный интерфейс с различными источниками аналоговых сигналов в большинстве промышленных стандартов: 0-5В, 0-10В, +/-5В, +/-10В, 4-20мА, 0-5мА, внешний резистор 10 кОм и обеспечивает подключение в общей сложности до 8 таких сигналов (5 из них внутренние - датчики тока, напряжения и т.д., 3 внешние, — задание скорости, обратная связь по скорости, Задание технологической переменной, обратная связь по технологической переменной, возмущающее воздействие). Точность АЦП составит 10 разрядов, время одного преобразования 10 мкс, максимальная абсолютная погрешность не более +/-3 единиц младшего разряда.

Модуль ввода аналоговых сигналов имеет встроенный высокостабильный источник опорного напряжения, а также наборное поле, позволяющее выбрать нужный тип входа. Функциональное назначение каждого из аналоговых входов программно настраивается в процессе конфигурирования системы управления.

Модуль вывода аналоговых сигналов позволяет выводить во вне до 8 аналоговых сигналов с разрешением 1/256 в диапазоне 0-5 В или -5,+5 В. Этот модуль может быть использован для управления шаговыми двигателями в

режиме электрического дробления шага (до 4-х осей одновременно от одного контроллера) или для индикации скорости привода или текущих значений технологических переменных на стрелочных или других аналоговых индикаторах.

Для сопряжения с системами верхнего уровня предусмотрены два интерфейса RS-232 и RS-485. Первый обеспечивает подключение к преобразователю любого компьютера или промконтроллера, в том числе «на ходу».

Эта возможность позволяет выполнить настройку преобразователя или диагностику оборудования с использованием портативных компьютеров в качестве переносных пультов оперативного управления. Второй позволяет подключить к одному каналу связи до 32-х преобразователей частоты и организовать не только управление преобразователями в реальном времени от системы верхнего уровня, но и сбор информации о состоянии привода и локально-контролируемого технологического оборудования.

Последовательные каналы связи дополнительно могут использоваться для подключения удаленных датчиков технологических переменных: температуры, уровня жидкости и т.д.

Контроллер имеет мощную встроенную систему ввода/вывода дискретных сигналов, что позволяет подключать кнопочные станции, командо-аппараты, датчики состояния технологического оборудования и т.д., а также выводить управляющие воздействия дискретного типа и информационные сигналы о состоянии привода.

Входные дискретные сигналы могут быть трех типов: ТТЛ-уровня, 15В и 24 В. Для входных сигналов напряжением 15 В предусмотрена дополнительная защита от помех триггерами Шмитта. Дискретные входы 24 В имеют встроенную гальваническую развязку. Выходные дискретные сигналы могут быть нескольких типов: ТТЛ, с регулируемым выходным напряжением в диапазоне от 5 до 24 В за счет подсоединения внешнего источника питания.

Если по условиям эксплуатации необходимо использовать релейные входы или выходы, то к контроллеру подключается дополнительная интерфейсная плата на 8 входов, 8 выходов.

Система прерываний микроконтроллера 8xC196МН расширена с помощью дополнительной БИС контроллера прерываний, что позволяет вводить по прерываниям ряд дискретных сигналов с датчиков, например, теплового перегрева инвертора, двигателя и т.д.

Возможности системы управления позволяют вводить (и выводить) также импульсные сигналы, например с импульсных датчиков положения, причем с автоматической идентификацией процессором скорости двигателя в широком диапазоне (вплоть до 10000 об/мин.). Измерение скорости производится с автоматическим программным переключением диапазонов с целью получения максимальной точности в каждом диапазоне. Это позволяет применять частотно-регулируемые асинхронные привода в точных замкнутых системах управления. Имеется также ряд дополнительных возможностей по организации

синхронной работы нескольких приводов, по организации управления группой шаговых двигателей (до четырех осей) с автоматическим контролем выпадения двигателей из синхронизма.

Набор программного обеспечения зависит от типа привода. Комплект программного обеспечения для асинхронного привода реализует функции автоматического регулирования выходного напряжения в функции текущей выходной частоты, задатчика интенсивности, блока ограничения резонансных частот, выбора заданного типа торможения, технологического регулятора и т.д. Разумеется реализованы и функции защиты двигателя и преобразователя: максимально-токовая, время-токовая, от сквозных токов, от обрыва и перекоса фаз, от недопустимого отклонения напряжения сети и другие.

В состав программного обеспечения входят драйверы дисплея и клавиатуры пульта оперативного управления, драйверы последовательных каналов связи, программе -монитор и другое системное программное обеспечение.

Выводы

- Рассматриваемая в качестве примера версия системы управления преобразователями частоты открывает богатейшие возможности по автоматизированной настройке параметров преобразователя в процессе пуско-наладочных работ, по автоматической адаптации режима работы привода к условиям эксплуатации, по решению различных задач оптимального управления. Она сочетает в себе возможности качественного прямого цифрового управления инвертором с возможностями управления те отологическими переменными.
- Пользователь вместе с преобразователем получает и встроенный промконтроллер средней производительности, приобретая возможность создавать узлы локальной автоматизации, которые затем, при необходимости, можно легко подключить по каналу связи к системе управления более высокого уровня, с целью как удалённого управления, так и наблюдения за регулируемыми переменными и состоянием привода.
- Унифицированные интерфейсы позволяют использовать одну и ту же систему управление для приводов различных типов: постоянного тока, синхронных, шаговых, асинхронных и вентильных.
- Управляющие воздействия можно вводить через аналоговые входы, дискретные входы; или по одному из каналов последовательной связи. Гибкая система настройки конфигурации системы управления позволяет выполнять программную перенастройку функционального назначения входов системы управления оптимальным образом.
- Русифицированный дисплей пульта оперативного управления позволяет создавать дружественное программное обеспечение с интуитивно понятной мнемоникой. Возможно конфигурирование системы управления, настройка и местное управление с использованием портативного компьютера, подключенного к системе по последовательному каналу связи.

- При переходе к массовому производству изделий с встроенными системами управления аппаратная часть унифицированного контроллера может быть легко минимизирована в соответствии с требованиями конкретной задачи.

- Использование перспективных систем встроенного управления преобразователями частоты насосов холодного и горячего водоснабжения жилых и промышленных зданий позволяет экономить до 50% электроэнергии и до 15% воды. При этом срок окупаемости преобразователя не превышает одного года. В условиях начавшейся в России коммунальной реформы, актуальность работ в этом направлении не вызывает сомнений.

Лекция 12.

Мультипроцессорные системы управления. Транспьютеры - элементная база мультипроцессорных систем

Основные особенности транспьютеров

Концепция параллелизма давно привлекала внимание специалистов своими потенциальными возможностями повышения производительности и надежности вычислительных систем. В нашей стране с 60-х годов выполнялись теоретические, экспериментальные и промышленные разработки в этом направлении. Именно с подобными системами связывается в настоящее время перспектива дальнейшего наращивания производительности. Исторически первой промышленной разработкой, ориентированной на массово-параллельные системы стали транспьютеры.

Транспьютер - это микрокомпьютер с собственной внутренней памятью и линками (каналами) для соединения с другими транспьютерами. Термин "транспьютер", произошедший в результате объединения слов "транзистор" и "компьютер", отражает основную область его применения - массово-параллельные вычислительные системы, в которых он играет роль базового вычислительного элемента. Некоторые специалисты понимают термин "транспьютер" как название конкретного продукта фирмы Inmos, другие трактуют его как обобщенное наименование микропроцессоров со встроенными межпроцессорными интерфейсами. Используется также термин "транспьютер-подобный микропроцессор", чтобы, с одной стороны, подчеркнуть, что речь идет не о продукте фирмы Inmos, а, с другой стороны, указать, что микропроцессор имеет встроенные линки для образования параллельных систем. Вполне возможно, что стремительное развитие микроэлектроники не позволит термину "транспьютер" устояться, и он будет поглощен более общим - микропроцессор, так как отличительный признак транспьютера - встроенные межпроцессорные интерфейсы - появятся в том или ином виде у всех микропроцессоров.

Первый транспьютер - T414 - был представлен фирмой Inmos, Inc. (Бристоль, Великобритания) в 1983 г. Его основные характеристики:

- разрядность - 32 бит;

- объем внутренней памяти - 2 Кбайта;
- число коммуникационных каналов (линков)- 4;
- скорость обмена по линку - 5, 10, 20 Мбит/с;
- тактовая частота - внешняя - 5МГц, внутренняя - 15 МГц;
- производительность - 10 MIPS.

Широкую доступность и известность транспьютеры получили с 1985 г. Были выпущены модификации с большим объемом памяти (4 Кбайт) и более высокой тактовой частотой - семейство Т-4: Т424, Т425 - 20, 25 и 30 МГц, 16-разрядные модификации - семейство Т-2: Т212, Т222, транспьютеры со встроенным устройством выполнения операций с плавающей точкой - семейство Т-8: Т800, Т801, Т805. Производительность этих микропроцессоров достигает 30 MIPS и 4,3 MFLOPS. Выпускается ряд периферийных устройств транспьютерных семейств, к числу которых относятся микросхемы: М212 - контроллер НЖМД стандарта ST506, G412 - графический RGB-контроллер, С004 - программируемые 32-канальные коммутаторы и др.

Высокая степень "функциональной самостоятельности" транспьютера, простота интеграции и наличие периферийных устройств позволяют в короткие сроки создавать системы на их основе. Коммуникационные каналы транспьютера могут осуществлять обмен данными одновременно с вычислениями, практически не снижая производительности процессора. Благодаря этому качеству транспьютеров системы на их основе обладают хорошей масштабируемостью и высоким значением показателя эффективности - производительность/стоимость.

Архитектура и структура транспьютеров фирмы Inmos

Архитектура семейств Т-2, Т-4, Т-8

Транспьютеры относятся к классу RISC- процессоров. Система команд транспьютеров ориентирована на поддержку языка высокого уровня -ОККАМ (ОССАМ). Это язык параллельного программирования, позволяющий задавать параллельные вычисления в соответствии с моделью взаимодействующих последовательных процессов (CSP). Программа на языке ОККАМ представляет собой совокупность асинхронных совместно протекающих взаимодействующих процессов, выполняющихся асинхронно и параллельно. Под процессом понимается ход исполнения программного кода некоторой программы или фрагмента программы. Взаимодействие между процессами реализуется путем обмена данными по принципу "рандеву". В транспьютере данная модель параллельных вычислений поддерживается благодаря наличию аппаратно-реализованного диспетчера, обеспечивающего выполнение параллельных процессов в режиме квантования времени. Причем количество одновременно выполняемых процессов не ограничено.

Мультипроцессорная система на базе транспьютеров представляет собой совокупность транспьютеров, соединенных линиями связи (непосредственно или через коммутатор).

Существенно упростить программирование мультипроцессорных ВС на базе транспьютеров позволяет тот факт, что одинаковая модель параллельных вычислений поддерживается как внутри отдельного транспьютера, так и в рамках мультитранспьютерной системы в целом. Благодаря этому программа, разрабатываемая для мультипроцессорной системы, может быть создана и отлажена на одном единственном процессоре, а затем перенесена на сеть транспьютеров без существенных преобразований. Исключение составляет ограничение числа каналов связи процесса с процессами, протекающими на другом транспьютере. Это ограничение преодолено в транспьютере Т-9000.

Обобщенная структура транспьютера Т800 приведена на рис. 76. На этом же рисунке показаны архитектурные регистры процессора, управляющие структуры процессов и распределение их рабочих областей памяти.

В зависимости от модели, транспьютер состоит из 32- или 16-разрядного центрального процессора, интерфейса внешней памяти, 2 или 4 двунаправленных каналов - линков, программируемого блока событий (Event), таймера, внутреннего ОЗУ емкостью 2 или 4 Кбайт, блока режимов работы линков, блока системных функций. Некоторые модели могут содержать 64-разрядное устройство операций с плавающей точкой и (или) интерфейсные схемы внешних устройств, такие как НЖМД, ЭЛТ, сетевой адаптер. (Контроллеры внешних устройств обычно выполняются на кристалле вместо двух линков).

Центральный процессор

32-разрядный центральный процессор транспьютера работает на тактовой частоте до 30 МГц, формируемой из опорной внешней тактовой частоты 5 МГц внутренней схемой умножения. Внутренняя структура центрального процессора показана на рис. 77.

Аппаратный планировщик (диспетчер) центрального процессора организует одновременное (в режиме разделения времени) выполнение нескольких процессов. Каждому процессу в момент его создания в адресном пространстве транспьютера выделяется выровненная по границе слова рабочая область памяти и устанавливается приоритет. В транспьютере реализована двухуровневая схема приоритетов: 0 - высокий приоритет процесса, 1 - низкий приоритет. Объединение адреса рабочей области и приоритета образует дескриптор процесса.

Центральный процессор содержит два регистра-таймера, для низко- и высокоприоритетных процессов. Высокоприоритетный регистр инкриминируется каждую 1 мкс, низкоприоритетный - каждые 64 мкс.

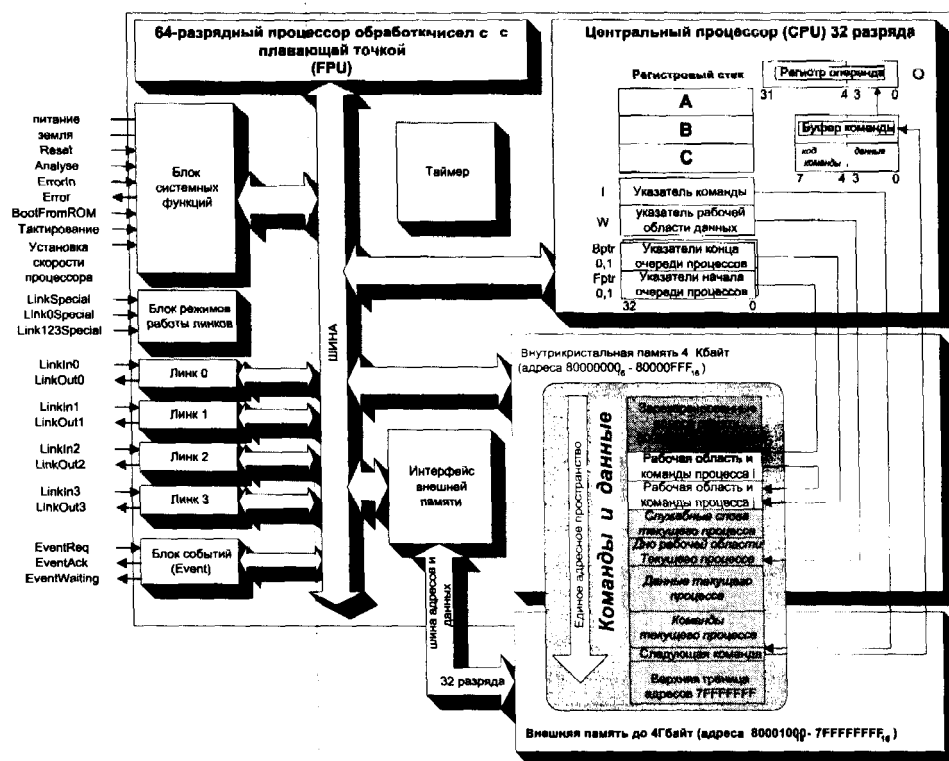


РИС. 76. СТРУКТУРА ТРАНСПЬЮТЕРА T800

Регистр W транспьютера указывает на рабочую область процесса, а в регистре указателе команды находится адрес следующей выполняемой команды.

Регистры общего назначения A, B, C, образуют регистровый стек ss память с дисциплиной доступа FIFO. АЛУ выполняет логические и арифметические операции над операндами, содержащимися в регистровом стеке. Операнды помещаются в стек через его вершину - регистр A. При загрузке данных в A его содержимое переносится в B, содержимое B в C, а содержимое последнего теряется. Результаты операций также формируются в регистре A, при этом содержимое регистра C "выталкивается" в регистр B и становится неопределенным.

Система команд транспьютера

Все команды транспьютера однобайтовые и выполняются за один такт процессора. Структура команды показана на рис. 76. Старшие 4 разряда -код команды, младшие 4 разряда используются для формирования операнда команды или кода команды в регистре операнда - O.

Операции, реализуемые командами транспьютера, подразделяются на первичные и вторичные. 13 наиболее употребительных первичных операций, такие, например, как сложение с константой со значением в диапазоне 0 -15, безусловный переход, загрузка (запись) слова и т.п. Еще 3 команды (мнемокоды rfix, nfix, org) используются для реализации вторичных операций. Код вторичной операции формируется командами rfix, nfix и org в регистре O, а операнды содержатся в регистрах.

Выполнение команд

Команды выбираются из памяти транспьютера и помещаются в буфер команд центрального процессора. За один такт выбирается 2 команды в T-414 и 4 команды в T-800.

Выполнение большинства команд осуществляется в три этапа:

1. Операнд команды помещается в младшие 4 разряда регистра операнда- O;
2. Выполняется операция, задаваемая кодом команды. Содержимое регистра O интерпретируется как операнд.
3. Очищается регистр операнда - O.

Исключение составляют команды rfix, nfix и org.

Команда rfix на этапе 2 осуществляет сдвиг содержимого O на 4 разряда влево и не очищает регистр O на этапе 3. Команда nfix выполняется так же, как и rfix, но перед сдвигом O помещает туда арифметическое дополнение его содержимого.

Поскольку после выполнения команд rfix и nfix содержимое O не очищается, последовательность команд rfix и nfix позволяет формировать в регистре O операнды с разрядностью до 32. Требуемая последовательность команд минимальной длины формируется компилятором.

Команда org интерпретирует содержимое O как код вторичной операции. В этом случае операнды содержатся в регистрах процессора. Код вторичной операции, таким образом, задается как операнд первичной операции org и может иметь до 2^{32} различных значений. В существующих на сегодняшний день моделях транспьютеров используется около сотни вторичных операций.

Использование сопроцессора

В случае наличия у транспьютера встроенного сопроцессора, выполняющего операции с плавающей точкой, распознавание команд и передача их на выполнение осуществляются аппаратно в центральном процессоре, там же выполняется вычисление адреса операндов и их загрузка в регистры FPU.

Модуль операций с плавающей точкой, как показано на рис. 77, состоит из двух блоков: блока мантиссы и блока порядка со своим набором регистров (два регистровых стека). Все команды с плавающей точкой подразделяются на два класса: полностью самостоятельные команды, никак не влияющие на состояние центрального процессора, и команды, пересылающие результаты выполнения операции в центральный процессор.

После передачи команды на исполнение в сопроцессор центральный процессор продолжает выполнение потока команд, если это команда относится к первому классу, или ожидает получения результата, если это команда второго класса.

Распределение памяти транспьютера

Транспьютер может адресовать до 2^{32} байт (4 Гбайт). Особенностью транспьютера является начало адресов в области отрицательных значений. Младший адрес в дополнительном коде соответствует значению (80000000...).

Структурно (конструктивно) вся оперативная память подразделяется на внутрикристальную и внешнюю. Объем внутрикристальной памяти составляет 4 (2) Кбайт (в зависимости от модели транспьютера). Архитектурно (с точки зрения программиста) вся память транспьютера, как внешняя, так и внутрикристальная, равнодоступна и имеет единую адресацию. Внутрикристальной памяти соответствуют младшие адреса, а внешней памяти - старшие.

Поскольку внутрикристальная память имеет меньшее время доступа (один такт процессора), в нее обычно помещаются программистом часто используемые данные и подпрограммы. Пример распределения памяти показан на рис 76.

Несколько слов в младших адресах памяти используется для специальных целей: для слов состояния аппаратных каналов - линков, блока Event, регистров таймера, в качестве рабочих областей памяти диспетчера.

Диспетчеризация процессов

Каждый из процессов в конкретный момент времени может быть выполняемым, активным (готовым к выполнению в очереди соответствующего приоритета), ожидающим сигнала таймера (в очереди к таймеру соответствующего приоритета), ожидающим ввода-вывода.

Для выполняемого процесса регистр I содержит адрес следующей команды, регистр W содержит его дескриптор.

Для организации очереди процессов на выполнение (очередь активных процессов) в диспетчере используются пары регистров FptrO, BptrO, FptrI, BptrI, указывающие на начало и конец очереди высоко- и низкоприоритетных процессов соответственно. В качестве элементов очередей используются рабочие области процессов, содержащие помимо данных процесса, управляющую информацию, требующуюся для сохранения и восстановления состояния процессов на этапе диспетчеризации (в том числе ссылку на рабочую область следующего процесса в очереди).

Низкоприоритетные процессы выполняются в течение не более чем 32 периодов низкоприоритетного таймера, после чего процесс (если он еще способен к выполнению) помещается в конец очереди активных низкоприоритетных процессов, а диспетчер планирует выполнение следующего процесса. Сначала просматривается очередь высокоприоритетных процессов, затем - низкоприоритетных.

Высокоприоритетный процесс не прерывается и выполняется до тех пор, пока это возможно (до завершения или до момента ожидания ввода-вывода, сигнала таймера или сигнала внешнего события, выдаваемого блоком Event). Если высокоприоритетный процесс становится активным (например, получает сигнал таймера) в момент выполнения процесса с низким приоритетом, последний прерывается, его состояние сохраняется в области зарезервированных адресов памяти транспьютера и иницируется выполнение прерванного высокоприоритетного процесса. После его выполнения

возобновляется прерванный низкоприоритетный процесс.

Ввод-вывод

Ввод-вывод для процессов в транспьютере организуется одинаковым образом как в случае использования аппаратных линков (внешний ввод-вывод), так и в случае использования виртуального линка (обмен между процессами одного транспьютера). В обмене всегда участвуют только два процесса: один вводит данные, другой выводит.

В момент выполнения команды описания канала и после завершения каждого обмена слово состояния канала (ССК) инициализируется константой Minint. Процесс, первым выполняющий команду обмена, приостанавливается и проверяется содержимое канала. Если оно Minint, то в ССК заносится дескриптор процесса, а в рабочую область процесса помещаются значение W и адрес передаваемых данных, после чего управление передается диспетчеру для планирования выполнения других процессов.

Если содержимое ССК не Minint, значит данный процесс "пришел" на "рандеву" вторым. В этом случае содержимое ССК - дескриптор процесса, используя который находятся данные в случае ввода или буфер для данных в случае вывода.

Обмен по линкам осуществляется аналогично, с той разницей, что ССК имеют фиксированные адреса в памяти 80000000 - 8000001C,g, и в процессе обмена данные не пересылаются между областями памяти, а передаются по линии связи в стартстопном режиме с квитированием байтов.

При выполнении ввода-вывода от центрального процессора требуется лишь инициализация обмена. По команде ввода-вывода вся требуемая информация об операции обмена - адрес и длина данных - помещается во внутренние регистры линка, после чего центральный процессор освобождается для дальнейших вычислений, а линк транспьютера самостоятельно управляет обменом данными.

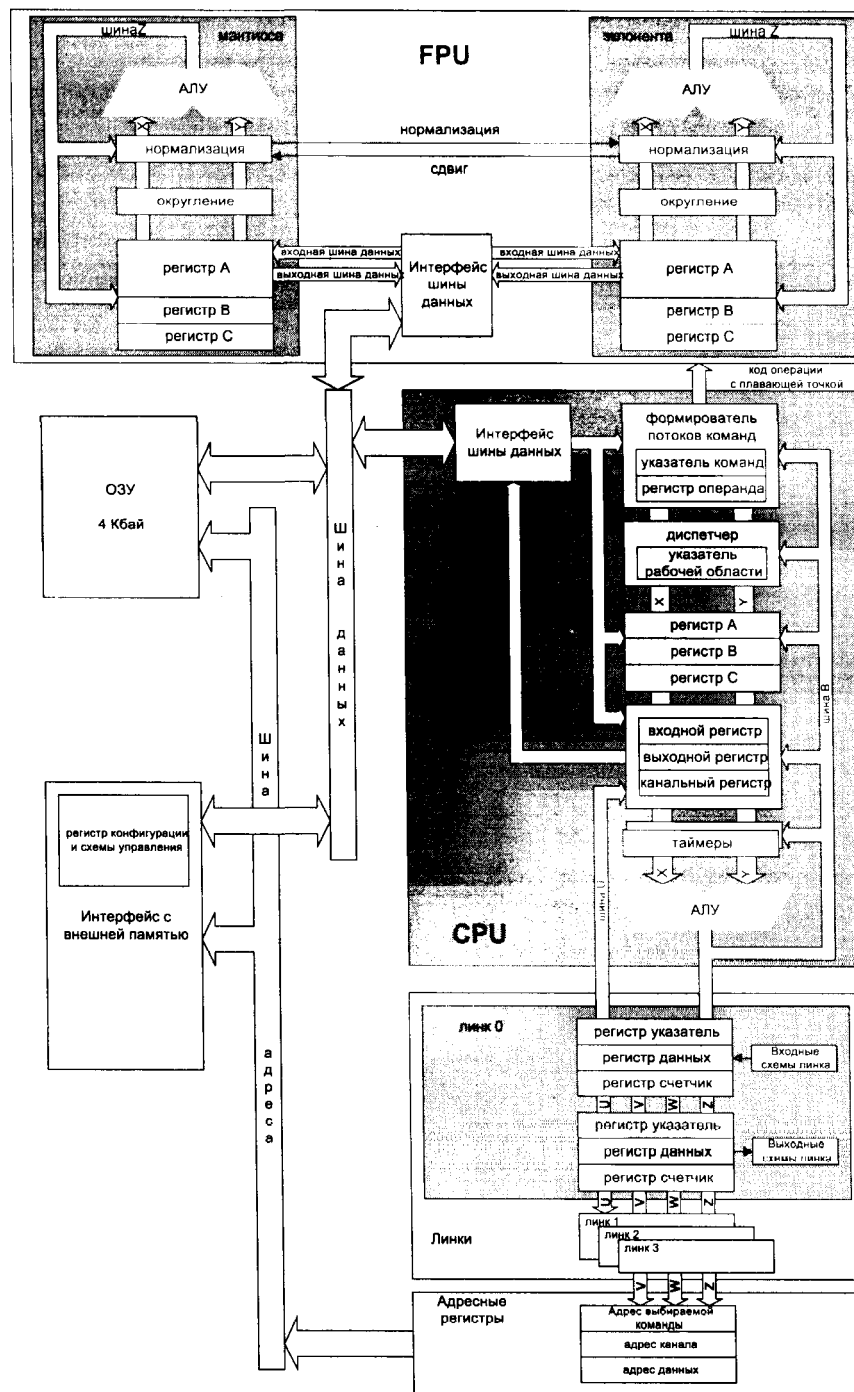


РИС. 77. ВНУТРЕННЯЯ СТРУКТУРА ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ БЛОКОВ ТРАНСПЬЮТЕРА

Передача данных по линку

Все семейства транспьютеров Т-2 (Т-212, Т-222, Т-225), Т-4 (Т-414, Т-400, Т-425), Т-8 (Т-800, Т-801, Т-805) используют один и тот же протокол передачи данных по линкам. Взаимодействие между транспьютерами осуществляется посредством обмена сообщениями, состоящими из последовательности байтов. Данные передаются по одному проводу из пары проводов. По другому проводу пары передаются подтверждения приема каждого байта.

Байт передается в обрамлении служебных битов, начиная со стартового бита, далее следует управляющий бит, а затем 8 информационных битов и столбовый бит. Таким образом, на 8 информационных битов приходится 3 управляющих,

поддерживающих протокол передачи. На рис. 78. показан пример передачи по линку.

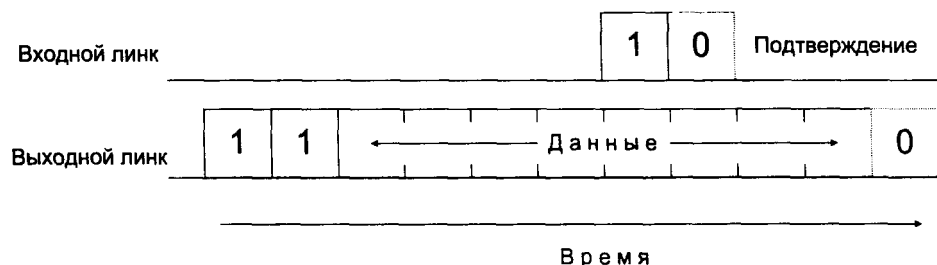


РИС. 78. ПЕРЕДАЧА ДАННЫХ ПО ЛИНКУ ТРАНСПЬЮТЕРА

После передачи байта отправитель ждет подтверждения, которое состоит из стартового и управляющего бита. Причем если при передаче информационного байта управляющий бит равен 1, то в подтверждении он равен 0. При этом байты данных и подтверждения для переданных в противоположном направлении байтов данных передаются по одному проводнику. Подтверждения имеют приоритет перед байтами данных. Можно установить режим, при котором подтверждения начинают передаваться сразу после получения стартового и управляющего битов, что приводит к передаче байтов без задержки между ними.

Если один из обменивающихся через линк процессов не готов к приему данных, байты накапливаются в регистре данных линка. При заполнении регистра подтверждение после получения очередного байта не выдается, и передающий линк приостанавливает передачу до приема данных процессом и освобождения регистра линка.

При инициации передачи первого байта сообщения существует задержка на настройку каналов прямого доступа в передающем и приемном транспьютерах, что обуславливает разную скорость при передаче коротких (от единиц до нескольких десятков байтов) и длинных (несколько тысяч байтов) сообщений. В первом случае скорость составляет 2-4 Мбит/с, во втором - максимально возможную 10-20 Мбит/с, в зависимости от настройки передающего и принимающего транспьютеров.

Передача по линку асинхронна, приемный транспьютер не чувствителен к фазе принимаемых сигналов. Единственное, что требуется - точный кварцевый генератор 5 МГц для задания тактовых сигналов транспьютеров.

Блок режимов работы линков позволяет задавать скорость передачи по линкам транспьютера (5, 10, 20 Мбит/с), причем для нулевого линка скорость устанавливается независимо от остальных. Установка осуществляется подачей соответствующих уровней на входы LinkSpecial, LinkOSpecial, Link123Special.

Обмены по линку программируются отдельно в передающем и принимающем транспьютерах. В передающем транспьютере программируется команда передачи по линку заданного числа байтов. В принимающем транспьютере программируется команда приема из линка задаваемого числа байтов. Реализация обмена происходит, если программы в передающем и принимающем транспьютерах выходят на команды передачи и приема. Если один транспью-

тер вышел на соответствующую команду, то он ждет, пока другой выйдет на свою команду обмена. Неправильно запрограммированный обмен ведет к бесконечному ожиданию. Кроме того, бесконечное ожидание возможно, если заданы разные значения количества передаваемых и принимаемых байтов.

Ожидание сигнала от блока событий

Блок событий (Event) выполняет преобразование внешних логических уровней на входе блока в байтовое сообщение со значением 0 или 1, передаваемое по внутреннему каналу. Поэтому программно блок Event воспринимается как специальный канал, отличием которого от обычного канала является то, что из этого канала можно только "читать". ССК для блока Event имеет фиксированный адрес 80000020. Ожидать ввода из канала Event может одновременно только один процесс в транспьютере.

Обычно Event используется для регистрации внешних прерываний в транспьютерной системе. Сигнал прерывания подается на вход транспьютера EventReq. Подтверждение приема сигнала прерывания (чтение из канала Event) выдается в виде уровня 1 по линии EventAck.

Ожидание сигнала от таймера

Программно таймер воспринимается как канал только для чтения, выдающий либо содержимое регистра таймера с соответствующим приоритетом, либо сигнал наступления ожидаемого момента времени.

Все процессы, ожидающие наступления некоторого момента времени (истечения временного интервала) помещаются в очередь к таймеру, соответствующему их приоритету. Очередь процессов отсортирована в порядке наступления ожидаемого момента времени и организована с помощью ссылок между служебными словами в рабочей области процессов. Адрес первого процесса в очереди соответствующего приоритета содержится в служебных словах транспьютера (TPtrLocO, TPtrLocI), в младших адресах памяти. При достижении ожидаемого момента времени диспетчеру передается дескриптор соответствующего процесса для его перевода в конец очереди активных процессов.

Инициализация системы после включения питания

Транспьютер и его ОЗУ построены по КМОП-технологии и не сохраняют своего состояния после отключения питания. Поэтому после включения питания для начала функционирования в транспьютер необходимо загрузить некоторый минимум программного обеспечения. Транспьютер может быть загружен как из внешнего ПЗУ, так и из любого линка. Для указания режима начальной загрузки используется вывод BootFromROM. Если уровень BootFromROM равен 1, то управление передается по адресу FFFFFFFE, по которому обычно содержится команда безусловного перехода на программу начальной загрузки.

Если BootFromROM равен 0, то производится загрузка из линка. После включения питания транспьютер переходит в состояние ожидания приема данных по линкам. Первый байт, принятый по любому из линков, управляет

дальнейшим режимом работы транспьютера. Если его значение больше 1, то он интерпретируется как длина кода программы, принимаемой следом за ним. Принимаемые данные записываются в память транспьютера начиная с адреса MemStart, с него же и начинается выполнение программы. Как правило, первой загружается программа начальной загрузки транспьютера, которая обеспечивает загрузку остального программного обеспечения.

Если первый принятый управляющий байт равен 0 или 1, то транспьютер переходит в режим управления памятью.

Управляющий байт, равный 0, заставляет транспьютер интерпретировать следующие 4 байта как адрес памяти, по которому в память будет записано слово, поступившее как следующие 4 байта. После этого транспьютер снова переходит в режим управления памятью, из которого его может вывести лишь прием управляющего байта со значением, большим 1.

Если управляющий байт равен 1, следующие 4 байта задают адрес слова памяти, которое будет считано и передано как 4 байта по тому же линку, из которого поступили в противоположном направлении предыдущие 4 байта. После этого транспьютер остается в режиме управления памятью.

Режим управления памятью используется обычно для целей отладки.

Управление системой

Появление уровня 1 на входе Analyze переводит транспьютер, работающий по программе, в режим управления памятью. Как уже было сказано выше, в этом режиме может быть считано и изменено состояние памяти транспьютера.

Обработка ошибок

Программные ошибки, такие как арифметическое переполнение, деление на 0, выход за границы массива, вызывают установку в транспьютере флага error и появление сигнала на выходе Error. Флаг режима обработки ошибок транспьютера - HaltOnError - позволяет определять поведение транспьютера в случае ошибки (установки флага error): если был задан режим остановки (HaltOnError 1), то в случае возникновения ошибки устанавливается единица на выходе Error и транспьютер останавливается; если была выполнена установка HaltOnError=0, то в случае ошибки устанавливается в единицу флаг error, однако транспьютер продолжает работать.

В мультипроцессорных системах выводы Analyze, Reset, Error, Errorin всех транспьютеров обычно соединены согласно схеме, представленной на рис. 79. При такой схеме соединения появление сигнала Error на выводе любого транспьютера переводит всю систему в режим управления памятью. Соответствующие программы в хост-машине позволят определить состояние системы и пути преодоления ошибочной ситуации.

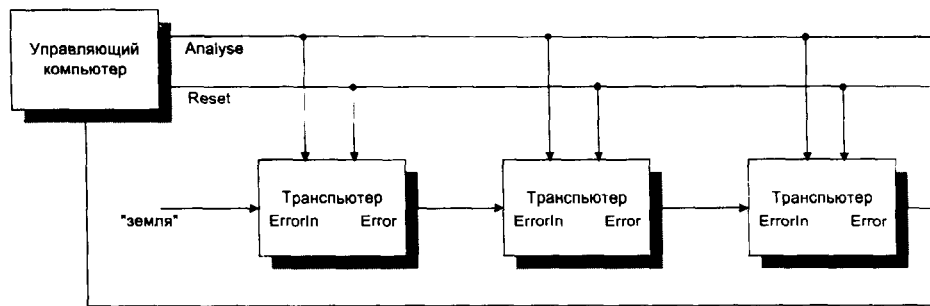


РИС. 79. СХЕМА СОЕДИНЕНИЯ ЛИНИЙ СИСТЕМНОГО СЕРВИСА В МУЛЬТИТРАНСПЬЮТЕРНОЙ СИСТЕМЕ

Лекция 13.

Транспьютер T9000

Архитектурные и структурные особенности

На момент своего появления транспьютеры семейства T-8 были самыми быстродействующими 32-разрядными микропроцессорами. Попытка фирмы Inmos сохранить лидерство перед американскими производителями микропроцессоров воплотилась в разработку транспьютера T9000. Его основные технические характеристики:

- производительность - 200 MIPS, 25 MFLOPS;
- объем внутрикристальной памяти - 16 Кбайт;
- число коммуникационных каналов - 4;
- скорость обмена по линку - 100 Мбит/с.

Основными особенностями архитектуры данного транспьютера являются аппаратная поддержка механизма виртуальных каналов и аппаратный группировщик команд, повышающий загрузку параллельно функционирующих устройств процессора.

Однако фирма Inmos не смогла выдержать обещанные сроки поставки T-9000, а также достичь объявленной производительности. Поэтому, хотя образцы T-9000, работающие на пониженной, по сравнению с объявленной, тактовой частоте были выпущены, коммерческого успеха они не имели.

Виртуальные линки

Механизм виртуальных линков позволяет вести по одному физическому линку обмен между произвольным числом пар процессов, протекающих в разных транспьютерах.

Управляет обменом встроенный в T-9000 процессор виртуального канала (VCP). Сообщение, передаваемое от процесса-отправителя к процессу-получателю, VCP делит на пакеты, каждый из которых содержит 32 байта данных (последний пакет - от 1 до 32 байт), заголовок пакета и концевик (дам последнего пакета - признак конца сообщения, для остальных - признак конца

пакета). При получении пакета, VSP в принимающем транспьютере передает подтверждение в виде пустого пакета содержащего только заголовок и признак конца пакета. VSP, используя информацию, содержащуюся в заголовке пакета, осуществляет маршрутизацию пакетов и сшивку сообщения. Таким образом, обмен данными для процессов выглядит так же, как и в случае транспьютеров прежних поколений, что способствует преемственности программного обеспечения.

"Прозрачность" для процессов маршрутизации сообщений в сети транспьютеров Т9000 полностью устраняет различие между обменом в рамках одного транспьютера и обменом в транспьютерной сети. Это свойство существенно упрощает разработку программы для мультитранспьютерной системы и повышает ее эффективность, поскольку не требуется дополнительных расходов на организацию маршрутизации и коммутации.

В целях увеличения числа физических связей транспьютера Т9000 разработан программируемый коммутатор С 104, осуществляющий передачу сообщения с любого из 32 входов на любой из 32 выходов в соответствии с их заголовком.

Для возможности использования в системе Т9000 совместно с транспьютерами предшествующих поколений разработана микросхема С 100, выполняющая согласование электрических характеристик и преобразование формата передаваемых по линкам данных.

Группировщик команд

В Т-9000 полностью сохранена система команд предыдущих поколений транспьютеров. Увеличение производительности достигается за счет одновременного исполнения группы, в которую входит до 8 команд.

В Т-9000 реализован аппаратный группировщик команд. Образование групп команд преследует цель достижения высокой загрузки устройств процессора.

Процессор за один такт извлекает из памяти 4 команды. В силу того, что некоторые команды требуют для исполнения более чем 1 такт, в процессоре может быть накоплено количество команд, достаточное для формирования 5 групп по 8 команд каждая, что соответствует полной загрузке устройств процессора.

Транспьютероподобные микропроцессоры серии "Квант"

Примером отечественной разработки транспьютероподобных процессоров являются микропроцессоры серии "Квант". Это семейство 32-разрядных микропроцессоров с оригинальной архитектурой, сочетающей RISC-подход с методикой длинного командного слова. Семейство характеризуется высокой степенью внутреннего параллелизма процессов обработки, конвейерным выполнением команд, Гарвардской архитектурой памяти, наличием последовательных коммуникационных каналов -линков. Были выпущены две модификации микропроцессора:

- "Квант-10" по технологии 2,5 мкм на трех полужаказных матричных

кристаллах 1537 ХМ2, спроектированных в НИИ "Квант" и изготовленных в НИИ точной технологии, г. Зеленоград;

- "Квант-20" по технологии 1,5 мкм на одном кристалле типа U1700 фирмы ZMD (ФРГ, Дрезден), спроектированном в НИИ "Квант" и изготовленном фирмой ZMD. Структура микропроцессора показана на рис. 80. Микропроцессор работает с внешними отдельными кэш-памятями команд и данных и может использовать сопроцессор. Память данных микропроцессора содержит только данные, тогда как память команд может содержать как команды, так и данные (такая архитектура памяти получила название модифицированной Гарвардской).

Устройство управления

Процессор выбирает из памяти команд 32-разрядные команды и помещает их сначала в первый, а затем во второй регистры команд, далее декодирует команды и формирует управляющие сигналы для всех функциональных блоков процессора. Блок управления прерываниями обеспечивает приоритетную схему обработки 10 типов внешних и внутренних прерываний. Блок ПДП прямого доступа в память позволяет выполнять вычисления одновременно с обменом данными по 4 коммуникационным каналам. Блок защиты данных предназначен для защиты фрагментов памяти команд и данных, выделяемых под операционную систему.

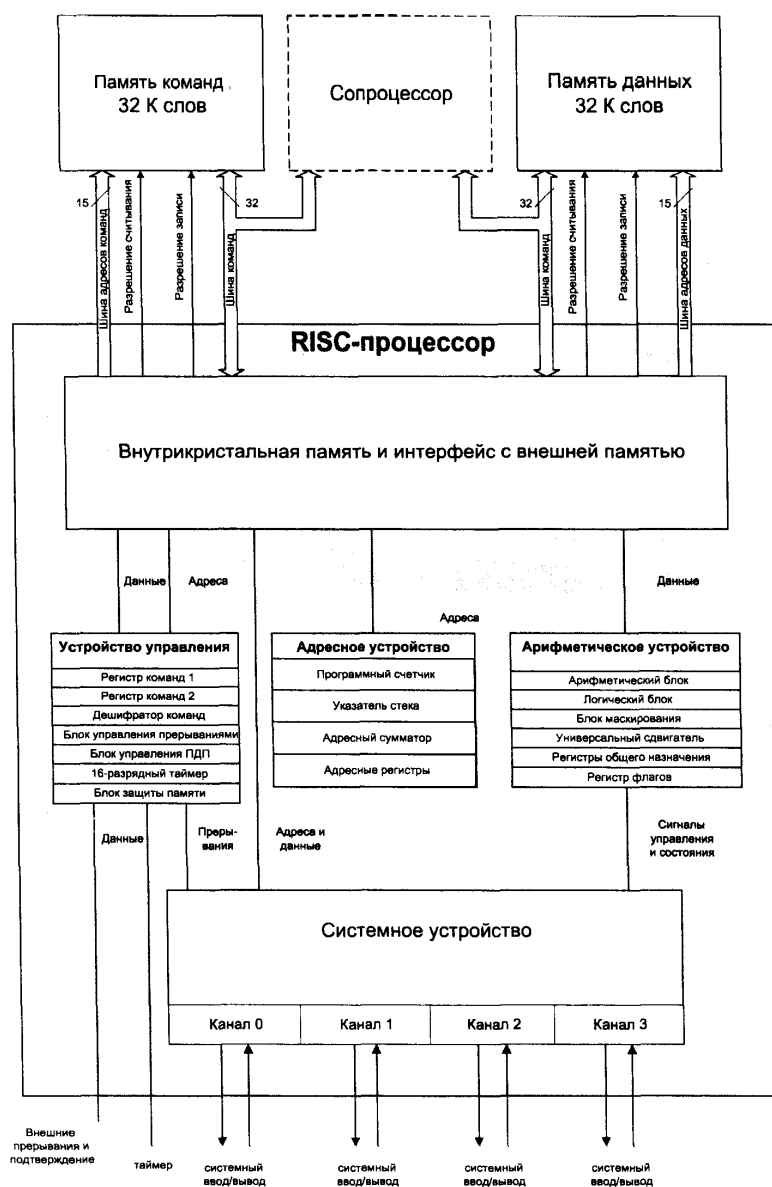


Рис. 80. Структура микропроцессора "Квант"

Адресное устройство

В процессоре реализована концепция "разнесенной" (decoupled) архитектуры, в соответствии с которой все вычисления адресов выполняются отдельным адресным устройством, что предоставляет возможность одновременной обработки данных в арифметическом устройстве и вычисления адресов в адресном устройстве.

Адресное устройство содержит в программном счетчике адрес следующей команды, поддерживает в памяти стек адресов возврата из подпрограмм (обработчиков прерываний), выполняет все вычисления адреса в 16-разрядном адресном сумматоре. Файл адресных регистров (АР) содержит 8 16-разрядных АР для МП "Квант-10" и 4 16-разрядных АР для МП "Квант-20".

Арифметическое устройство

Арифметический блок способен выполнять 16 логических и 14 арифметических операции, в том числе байтовые, пошаговое умножение 32-

разрядного множимого на два разряда множителя. Логический блок может выполнять логические операции параллельно с арифметическими. Все операции выполняются над 32-разрядными операндами за один такт.

Универсальный сдвигатель способен выполнять за один такт логический, арифметический или циклический сдвиг 32-разрядного слова влево или вправо на 0 - 31 разряд, а также осуществлять циклические сдвиги внутри байтов, тетрад, пар. Схема маскирования арифметического устройства позволяет маскировать результаты любой операции содержимым одного из регистров общего назначения. Файл регистров общего назначения (РОН) используется для хранения операндов, результатов, масок, адресов данных. В регистр флагов заносятся признаки по результатам выполнения операций в арифметическом устройстве.

Системное устройство

Системное устройство обеспечивает связь с 4 аналогичными процессорами по независимым каналам. Обмен осуществляется побитно блоками слов. В начале каждого блока задается количество передаваемых слов и адрес в памяти, в который будет записываться сообщение. В процессе передачи осуществляется контроль по четности для каждого передаваемого байта данных. В случае ошибки при передаче вырабатывается соответствующее прерывание.

Регистр защиты памяти позволяет запрещать запись в любой блок памяти длиной 4 Кслов.

Конвейер процессора

В процессоре реализован трехстадийный конвейер выполнения команд. На первой стадии осуществляется выборка команды из памяти команд, на второй стадии производится формирование адреса данных для последующего обращения в память и модификация регистров адреса, на третьей стадии выполняются ввод-вывод данных из памяти по предварительно вычисленному адресу и операции арифметики. Действия на каждом этапе выполняются за один такт, что позволяет при обеспечении высокой степени загрузки конвейера выполнять команды в среднем за один такт.

Система команд

Команды процессора подразделяются на простые и комплексные. Первые выполняют одно действие, тогда как вторые задают трехадресную арифметическую операцию над данными в регистрах одновременно с операцией обмена данными с памятью и (или) модификацией адресных регистров.

При обращении к памяти используются следующие виды адресации:

базовая по содержимому AP, базовая по содержимому РОНа, автоинкрементная или автодекрементная адресация по любому AP, базово-индексная адресация по двум AP. В МП "Квант-20" добавлена базово-индексная адресация с 8-разрядным смещением, задаваемым в поле команды.

Для упрощения устройства управления и обеспечения большей гибкости в программах в микропроцессоре реализована следующая схема выполнения

условных и безусловных переходов. В случае условного перехода специальная команда проверяет соответствие флага признаков результата арифметической операции одному из 16 возможных условий перехода. Если имеет место соответствие, то следующая команда не выполняется, а как бы подменяется пустой операцией (NOP). Причем проверка условия осуществляется на фоне выполнения арифметических операций.

Чтобы не нарушить работу конвейера (избежать пропуска конвейерных циклов), безусловный переход выполняется по принципу "отложенного перехода". В конвейере сначала отрабатывается команда следующая за командой перехода, а затем выполняется переход. Так же выполняется и обращение к подпрограммам.

Конвейеризация внутренних процессов в осуществляется во времени выполнения операций в различных функциональных устройствах микропроцессора позволяют выполнять до четырех команд за один такт.

Производительность микропроцессора.

Гибкая система команд микропроцессор способствует его эффективному применению как на задачах счётного характера, так и на задачах логической и символьной обработки. Коммуникационные возможности процессора позволяют строить на его базе масштабируемые системы с MPP-архитектурой.

Уникальная архитектура процессора серии "Квант" позволила обеспечить лучшее значение производительности по сравнению с транспьютерами фирмы Inmos. Производительность микропроцессора "Квант-10" с тактовой частотой 4 МГц соответствует производительности транспьютера T-800 с частотой 20 МГц. Производительность микропроцессоров "Квант-10" и "Квант-20" может быть оценена как 12-15 Моп/с и 25-30 Моп/с.

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»



УТВЕРЖДАЮ

И.о. проректора по учебно-методической работе
В. В. Зубов

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА Б1.В.06 КОНСТРУИРОВАНИЕ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ

Направление

15.03.06 Мехатроника и робототехника

Профиль

Мехатроника и робототехника промышленных производств

Авторы: Таугер В.М.

Одобрена на заседании кафедры

Технической механики

(название кафедры)

Зав. кафедрой

Волков Е.Б.

(Фамилия И.О.)

Протокол № 1 от 13.09.2024

(Дата)

Рассмотрена методической комиссией
факультета

Горно-механического

(название факультета)

Председатель

Осипов П.А.

(Фамилия И.О.)

Протокол № 2 от 18.10.2024

(Дата)

Екатеринбург

Задания на курсовой проект составлены в соответствии с учебным планом по дисциплине «Конструирование мехатронных модулей» для студентов направления ***15.03.06 Мехатроника и робототехника***.

Задания представляют собой 32 варианта технических требований к мехатронному модулю. Каждый проектант должен сконструировать мехатронный модуль в соответствии с определенным вариантом технических требований.

Составитель: В.М. Таугер, канд. техн. наук, доцент кафедры «Техническая механика».

ОГЛАВЛЕНИЕ

1.ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ	4
2.ОБЩИЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ	5
3.СПЕЦИАЛЬНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ	6
4.ВАРИАНТЫ ТЕХНИЧЕСКИХ ЗАДАНИЙ	9
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	10

1. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ

Задачей курсового проектирования является конструирование мехатронного модуля в соответствии с техническим заданием.

Техническое задание включает в себя общие и специальные технические требования. Общие требования (раздел 2) относятся ко всем подлежащим разработке мехатронным модулям. Конкретные сочетания специальных требований (раздел 3) различны для каждого варианта. Ведущий преподаватель назначает вариант из табл. 3.1 проектанту персонально.

Руководствуясь методикой проектирования мехатронных модулей, студент формирует последовательно *F*-, *S*- и *C*-модели устройства, а затем для окончательно принятой *C*-модели разрабатывает техническую документацию в составе:

- расчетно-пояснительная записка;
- чертеж общего вида мехатронного модуля.

Расчетно-пояснительная записка должна содержать: обоснование основных конструктивных решений; сравнительную оценку стоимости изготовления различных вариантов устройства модуля; расчет преобразователя движения, включающий в себя определение передаточного отношения и проверки на прочность и кинематическую точность; схемы, алгоритмы и т.п., необходимые для пояснения устройства и работы мехатронного модуля.

Расчетно-пояснительную записку следует выполнять на листах формата А4 с соблюдением правил ЕСКД к текстовым документам.

Чертеж общего вида должен содержать виды и разрезы с размерами, дающие полное представление о конструкции и технических возможностях мехатронного модуля и обеспечивающие возможность дальнейшей разработки чертежно-технической документации, а также техническую характеристику модуля. На свободном поле чертежа должна быть дана экспликация с перечнем основных узлов и важнейших деталей изделия.

Чертеж общего вида следует выполнять на листе формата А1 (или большем - при необходимости) с соблюдением соответствующих требований ЕСКД.

Консультации в процессе выполнения и прием курсового проекта осуществляет ведущий преподаватель.

2. ОБЩИЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ

2.1. Низкая трудоемкость монтажа (демонтажа), сборки (разборки), технического контроля и обслуживания.

2.2. Функционирование в автоматическом режиме. Конструкция должна обеспечивать изменение скорости и направления движения рабочего органа.

2.3. Автоматизированный контроль технических параметров, самодиагностика неисправностей.

2.4. Компактность конструкции.

2.5. Минимальные массогабаритные показатели.

2.6. Предпочтительно применение асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором.

2.7. Движение рабочего органа под действием нагрузки при выключенном двигателе не допускается. В мехатронных модулях с самотормозящимися преобразователями движения тормозной момент на валу двигателя должен составлять не менее 20% от крутящего момента при номинальной нагрузке.

3. СПЕЦИАЛЬНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ

3.1. Вид движения рабочего органа:

- а) вращательное, ось вращения вертикальная;
- б) вращательное, ось вращения горизонтальная;
- в) возвратно-поступательное горизонтальное;
- г) возвратно-поступательное вертикальное.

3.2. Максимальная величина перемещения рабочего органа:

- а) неограниченное число оборотов;
- б) два оборота;
- в) $1,5\pi$;
- г) 1000 мм;
- д) 500 мм;
- е) 100 мм.

3.3. Характер нагрузки на рабочем органе:

- а) реверсивная;
- б) нереверсивная.

3.4. Номинальная величина нагрузки на рабочем органе:

- а) $T_{\text{ном}} = 1000 \text{ Нм}$;
- б) $T_{\text{ном}} = 200 \text{ Нм}$;
- в) $T_{\text{ном}} = 50 \text{ Нм}$;
- г) $F_{\text{ном}} = 10 \text{ кН}$;
- д) $F_{\text{ном}} = 2 \text{ кН}$;
- е) $F_{\text{ном}} = 0,5 \text{ кН}$.

Обозначения: $T_{\text{ном}}$ – номинальный крутящий момент; $F_{\text{ном}}$ – номинальная осевая сила.

3.5. Номинальная скорость движения рабочего органа при номинальной нагрузке:

- а) $\omega_{\text{ном}} = 7,85 \text{ с}^{-1}$;
- б) $\omega_{\text{ном}} = 3,93 \text{ с}^{-1}$;
- в) $\omega_{\text{ном}} = 0,785 \text{ с}^{-1}$;
- г) $v_{\text{ном}} = 1 \text{ м/с}$;
- д) $v_{\text{ном}} = 0,2 \text{ м/с}$;
- е) $v_{\text{ном}} = 0,05 \text{ м/с}$.

Обозначения: $\omega_{\text{ном}}$ – угловая скорость; $v_{\text{ном}}$ – линейная скорость.

3.6. Способ крепления модуля:

- а) фланцевый;
- б) на лапах.

3.7. Режим эксплуатации:

- а) по рис. 3.7.1;
- б) по рис. 3.7.2;
- в) по рис. 3.7.3.

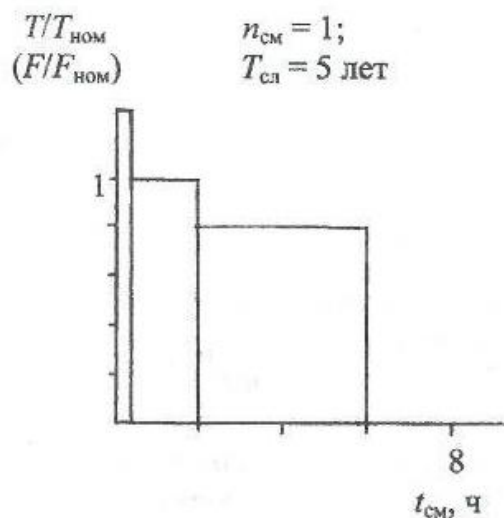


Рис. 3.7.1

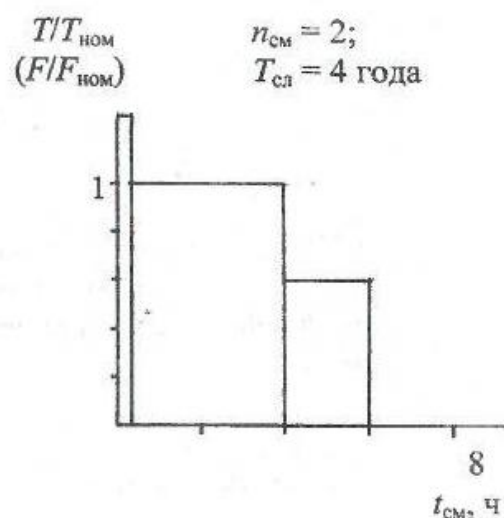


Рис. 3.7.2

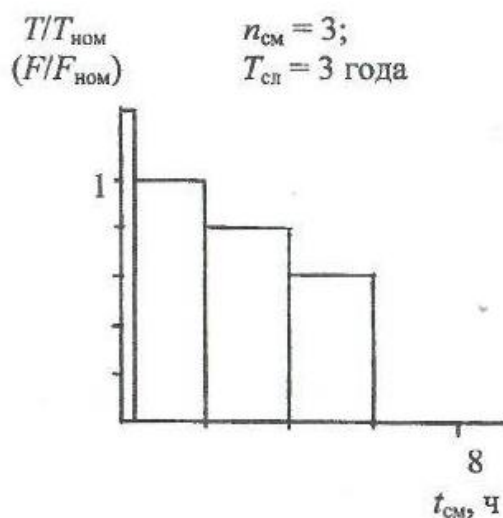


Рис. 3.7.3

Обозначения: T, F – значения нагрузки; $n_{\text{см}}$ – число смен в сутки; $t_{\text{см}}$ – продолжительность смены; $T_{\text{сл}}$ – срок службы модуля.

3.8. Допустимая кинематическая погрешность преобразователя движения:

- а) $[F'_{\text{ior}}] = 0,15 \text{ мм};$
- б) $[F'_{\text{ior}}] = 0,08 \text{ мм};$
- в) $[F'_{\text{ior}}] = 0,02 \text{ мм};$

- г) $[\delta\varphi] = 0,0015$ рад;
- д) $[\delta\varphi] = 8 \cdot 10^{-4}$ рад;
- е) $[\delta\varphi] = 2 \cdot 10^{-4}$ рад.

3.9. Допустимая величина мертвого хода:

- а) $[J_{tp}] = 0,3$ мм;
- б) $[J_{tp}] = 0,1$ мм;
- в) $[J_{\varphi p}] = 0,003$ рад;
- г) $[J_{\varphi p}] = 0,001$ рад.

3.10. Дополнительные требования:

- а) самоторможение рабочего органа;
- б) минимальная высота (вертикальный габарит) мехатронного модуля;
- в) минимальная длина (наибольший горизонтальный габарит) мехатронного модуля;
- г) функционирование при температурах воздуха $-30 \dots +20$ °С;
- д) соосность вала двигателя и выходного (тихоходного) вала модуля.

4. ВАРИАНТЫ ТЕХНИЧЕСКИХ ЗАДАНИЙ

4.1. Общие технические требования к мехатронному модулю см. раздел 2.

4.2. Специальные технические требования см. табл. 4.1.

Таблица 4.1

Варианты комплексов специальных технических требований
к мехатронному модулю

Номер варианта	Специальные технические требования									
	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6	3.7	3.8	3.9	3.10
1	а	а	а	а	а	а	а	а	б	б
2	б	б	б	б	б	б	б	б	-	а
3	в	д	а	г	г	а	в	г	в	-
4	г	е	б	д	д	б	а	д	-	г
5	а	в	а	в	в	а	б	в	а	д
6	б	а	б	а	а	б	в	а	-	в
7	в	е	а	е	е	а	а	е	г	а
8	г	д	б	г	г	б	б	г	-	-
9	а	б	а	б	б	а	в	б	б	а
10	б	в	б	в	в	б	а	в	-	г
11	в	г	а	д	д	а	б	д	г	-
12	г	г	б	е	е	б	в	е	-	а
13	а	а	а	в	в	а	а	в	а	д
14	б	б	б	а	а	б	б	а	-	-
15	в	г	а	г	г	а	в	г	в	в
16	г	д	б	е	е	б	а	е	-	а
17	а	а	б	а	а	б	б	а	-	г
18	б	а	а	б	б	а	в	б	б	-
19	в	д	б	д	д	б	а	д	-	а
20	г	г	а	г	г	а	б	г	в	б
21	а	б	б	а	в	б	в	б	-	д
22	б	в	а	в	а	а	а	в	а	в
23	в	е	б	е	д	б	б	е	-	-
24	г	д	а	д	д	а	в	д	г	-
25	а	в	б	б	б	б	а	б	-	-
26	б	б	а	а	а	а	б	а	б	в
27	в	г	б	г	е	б	в	г	-	-
28	г	е	а	е	е	а	а	г	в	а
29	а	в	б	а	а	б	б	в	-	а
30	б	а	а	б	в	а	в	в	а	д
31	в	д	б	е	г	б	а	д	-	в
32	г	г	а	д	г	а	б	е	г	-

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Егоров О.Д., Подураев Ю.В. Мехатронные модули. Расчет и конструирование: Учебное пособие. -М.: МГТУ «СТАНКИН», 2004.
2. Таугер В.М. Основы конструирования мехатронных модулей и систем: Учебное пособие. - Екатеринбург: УрГУПС, 2004.
3. Таугер В.М. Конструирование преобразователей движения мехатронных модулей: Учебное пособие. - Екатеринбург: УрГУПС, 2006.

УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ГОРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ



В. М. Таугер

КОНСТРУИРОВАНИЕ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ

Учебное пособие

**Ай Пи Ар Медиа
Москва
2022**

Автор:

Таугер В. М. — канд. техн. наук, зав. кафедрой технической механики
Уральского государственного горного университета

Таугер, Виталий Михайлович.

T23 Конструирование мехатронных модулей : учебное пособие / В. М. Таугер ;
Уральский государственный горный университет. — Москва : Ай Пи Ар Медиа,
2022. — 261 с. — Текст : электронный.

ISBN 978-5-4497-1372-8

В учебном пособии дана классификация современных мехатронных модулей и их тормозных механизмов, датчиков, реле, направляющих. Приведены общие положения по конструированию мехатронных модулей с электро- и гидроприводом, описаны базовые конструктивные элементы модулей и методики их расчета.

Подготовлено с учетом требований Федерального государственного образовательного стандарта высшего образования.

Предназначено для бакалавров обучающихся по направлению подготовки 15.03.06 «Мехатроника и робототехника», изучающих дисциплины «Расчет и конструирование мехатронных и робототехнических систем», «Детали мехатронных модулей, роботов и их конструирование», аспирантов, обучающихся по направлению подготовки 15.06.01 «Машиностроение», изучающих дисциплину «Основы мехатроники», а также для студентов других технических направлений, занимающихся проектированием модулей и комплексов для автоматизации производств.

Учебное электронное издание

ISBN 978-5-4497-1372-8

© Таугер В. М., 2022

© ООО Компания «Ай Пи Ар Медиа», 2022

Редактор *Ю. В. Семенова*
Технический редактор, компьютерная верстка *Е. В. Якубович*
Корректор *О. А. Адясова*
Обложка *С. С. Сизумовой*

Подписано к использованию 19.08.2021. Объем данных 19 Мб.

Издание представлено в электронно-библиотечных системах
IPR BOOKS (www.iprbookshop.ru),
Библиокомплектатор (www.bibliocomplectator.ru)

Бесплатный звонок по России: **8-800-555-22-35**
Тел.: 8 (8452) 24-77-97, 8 (8452) 24-77-96

Отдел продаж и внедрения ЭБС:
доб. 206, 213, 144, 145
E-mail: sales@iprmedia.ru

Отдел комплектования ЭБС:
доб. 224, 227, 208
E-mail: mail@iprbookshop.ru

По вопросам приобретения издания обращаться:
доб. 208, 201, 222, 224
E-mail: izdat@iprmedia.ru, author@iprmedia.ru

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	7
1. КОНСТРУКЦИИ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ.....	8
1.1. Основные термины и определения.....	8
1.2. Классификация мехатронных модулей	9
1.3. Электроприводные мехатронные модули.....	12
1.3.1. Модули движения	12
1.3.2. Мехатронные модули движения	24
1.3.3. Интеллектуальные мехатронные модули	31
1.4. Гидроприводные мехатронные модули	37
2. ДВИГАТЕЛИ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ	41
2.1. Электродвигатели.....	41
2.1.1. Электродвигатели углового движения	41
2.1.2. Электродвигатели линейного перемещения	46
2.2. Гидравлические двигатели.....	50
2.2.1. Классификация гидравлических двигателей объемного вытеснения	50
2.2.2. Гидравлические двигатели вращательного движения	52
2.2.3. Гидроцилиндры	61
3. РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОПРИВОДНЫХ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ	65
3.1. Определение мощности двигателя.....	65
3.1.1. Общие положения.....	65
3.1.2. Энергетический расчет универсального мехатронного модуля при незначительных динамических нагрузках	66
3.1.3. Энергетический расчет универсального мехатронного модуля при значительных динамических нагрузках	69
3.1.4. Оптимизация выбора силовых элементов	71
3.2. Расчет преобразователя движения	72
3.2.1. Предварительный выбор передачи по общим критериям	72
3.2.2. Особенности расчета преобразователей движения мехатронных модулей	80
3.2.3. Цилиндрические зубчатые передачи	82
3.2.4. Конические зубчатые передачи	82
3.2.5. Реечные передачи.....	83
3.2.6. Червячные передачи	94
3.2.7. Планетарные зубчатые передачи.....	95
3.2.8. Волновые зубчатые передачи	104
3.2.9. Передачи винт-гайка скольжения	116
3.2.10. Шарико-винтовые передачи	121
3.2.11. Ролико-винтовые передачи	127
3.3. Люфтовыбирающие механизмы	129
3.3.1. Выборка мертвого хода в зубчатых преобразователях движения.....	129
3.3.2. Выборка мертвого хода в винтовых преобразователях движения	134

4. ГИДРОПРИВОД МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ	141
4.1. Насосы	141
4.1.1. Классификация насосов	141
4.1.2. Радиально-поршневые насосы	142
4.1.3. Аксиально-поршневые насосы	144
4.1.4. Пластинчатые насосы	147
4.1.5. Шестеренные насосы	150
4.2. Клапаны и дроссели	151
4.2.1. Обратные клапаны	151
4.2.2. Предохранительные клапаны	152
4.2.3. Дроссели и дроссельные регуляторы скорости гидродвигателя	154
4.3. Гидрораспределители	158
4.3.1. Общие сведения	158
4.3.2. Золотниковые распределители	160
4.3.3. Дросселирующие распределители	165
4.4. Вспомогательные устройства гидроприводов	168
4.4.1. Гидроаккумуляторы	168
4.4.2. Резервуары для рабочей жидкости	170
4.4.3. Фильтры	172
4.5. Методика проектирования гидросистем мехатронных модулей	173
5. ТОРМОЗНЫЕ УСТРОЙСТВА МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ	177
5.1. Назначение и разновидности тормозных устройств	177
5.2. Механические тормозные устройства	178
5.3. Электромагнитные тормозные устройства	188
6. НАПРАВЛЯЮЩИЕ	192
6.1. Назначение и разновидности направляющих	192
6.2. Направляющие с трением скольжения	192
6.3. Направляющие с трением качения	199
6.4. Шариковые ЛМ-направляющие	203
6.5. Шарикосплайновые направляющие	204
6.6. Расчеты ЛМ- и шарикосплайновых направляющих	205
6.6.1. Расчет ЛМ-направляющих на долговечность	205
6.6.2. Расчет шарикосплайновых направляющих на долговечность	207
6.6.3. Расчет ЛМ- и шарикосплайновых направляющих на статическую грузоподъемность	208
7. ИНФОРМАЦИОННЫЕ УСТРОЙСТВА МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ	210
7.1. Датчики информации	210
7.2. Датчики положения и перемещения	211
7.3. Датчики скорости	222
7.4. Реле давления и манометры	226
7.5. Динамометры	227
8. МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ	230
8.1. Общие положения	230
8.2. Функция и структура мехатронного модуля	232
8.3. Синергетическая интеграция в мехатронных модулях	235

8.4. Основы методики конструирования мехатронных модулей.....	241
8.4.1. Техническое задание.....	241
8.4.2. Анализ взаимосвязей мехатронного модуля с внешним окружением	242
8.4.3. Разработка технических требований.....	243
8.4.4. Предварительное конструирование основных частей мехатронного модуля	245
8.4.5. Разработка вариантов эскизной компоновки мехатронного модуля.....	246
8.4.6. Чертеж эскизной компоновки.....	248
8.4.7. Компактность конструкции	250
8.4.8. Чертеж окончательной компоновки.....	251
8.4.9. Типы и стадии разработки конструкторской документации.....	254
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	259
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	260

ВВЕДЕНИЕ

Мехатроника является новой и динамично развивающейся отраслью науки и техники. Она базируется на знаниях и достижениях в областях механики, электроники и компьютерного управления и представляет собой более высокий уровень развития современного машиностроения.

В ряде отраслей производства тенденция перехода от механики к мехатронике сегодня доминирует, что приводит к появлению более совершенных машин, систем и процессов.

Современное производство и эксплуатация промышленного оборудования основаны на массе локальных комплексов, либо автоматизированных, либо таких, автоматизация которых возможна и целесообразна, что создает основу для широкого внедрения мехатронных модулей и систем. Особо следует указать на технологические процессы, в котором устройства работают в тяжелых условиях, а следовательно, существует настоятельная необходимость в мехатронных модулях повышенной надежности и эффективности.

В учебном пособии приведены общие положения по конструированию мехатронных модулей с электро- и гидроприводом, даны описания базовых конструктивных элементов модулей и методики их расчета.

Издание предназначено для бакалавров и аспирантов направления подготовки «Мехатроника и робототехника», а также может быть полезно студентам других технических направлений, занимающимся проектированием модулей и комплексов для автоматизированных производств.

В результате изучения изложенного в учебном пособии материала обучающиеся будут:

- *знать* структуру, состав и классификацию мехатронных модулей, принципы и методы математического моделирования мехатронных модулей и систем, стандартные исполнительные и управляющие устройства, средства автоматики, измерительной и вычислительной техники;
- *уметь* производить расчеты как отдельных структурных элементов, так и мехатронных модулей и узлов в целом;
- *владеть* навыками составления математических моделей и проектирования мехатронных узлов.

1. КОНСТРУКЦИИ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ

1.1. ОСНОВНЫЕ ТЕРМИНЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Мехатроника — это область науки и техники, основанная на синергетическом объединении узлов точного перемещения с электронными, электротехническими (гидротехническими, пневмотехническими) и компьютерными компонентами, обеспечивающая проектирование и производство качественно новых модулей и систем с интеллектуальным управлением их функциональными движениями.

Мехатронный модуль (ММ) — функционально и конструктивно самостоятельное изделие для реализации движений с взаимопроникновением и синергетической аппаратно-программной интеграцией составляющих его элементов, имеющих различную физическую природу.

К элементам различной физической природы относятся:

- механические (преобразователи движения, трансмиссии, звенья);
- гидравлические (гидрораспределители, клапаны, дроссели);
- пневматические (пневмораспределители, клапаны, дроссели);
- электротехнические (двигатели, тормоза, электроуправляемые муфты);
- гидротехнические (насосы, гидродвигатели, гидромуфты, гидротрансформаторы, гидроаккумуляторы);
- пневмотехнические (насосы, компрессоры, пневмодвигатели, пневмоаккумуляторы);
- электронные (электронные блоки и микропроцессоры);
- информационные (датчики перемещения, линейной и угловой скорости, усилия, момента, температуры, давления и т.п.).

Суть *синергетической интеграции* состоит в объединении в единый модуль элементов различной физической природы при сохранении функционального преобразования, выполняемого данным модулем.

Преобразователь движения — механическое устройство, которое реализует заданное управляемое движение и взаимодействует с внешними объектами. В приводных ММ с этой целью применяются одно- и многоступенчатые передачи вращательного (редукторы, мультипликаторы) и поступательного движения, а также вариаторы различных конструкций.

Интерфейс — устройство, обеспечивающее связь между различными блоками ММ. В зависимости от физической природы входных и выходных переменных интерфейсные блоки могут быть как чисто механическими (гидравлическими, пневматическими), так и содержать электронные аппаратно-программные компоненты. Примером механического интерфейса является муфта, связывающая преобразователь движения с двигателем (необходимо попутно отметить, что в ММ следует всемерно избавляться от таких интерфейсов). Электронные интерфейсы расположены на входах и выходах устройства компьютерного управления и предназначены для его сопряжения с последующими структурными элементами, например, с цифро-аналоговым преобразователем и датчиками обратной связи.

Модуль движения (МД) — конструктивно и функционально самостоятельный узел, включающий в себя механическую (гидравлическую, пневматическую) и электротехническую (гидротехническую, пневмотехническую) составляющие, который можно использовать индивидуально и в различных комбинациях с другими модулями.

Мехатронный модуль движения (ММД) — конструктивно и функционально самостоятельный узел, включающий в себя механическую, (гидравлическую, пневматическую), электротехническую (гидротехническую, пневмотехническую) и информационную части, который можно использовать индивидуально и в различных комбинациях с другими модулями.

Интеллектуальный мехатронный модуль (ИММ) — конструктивно и функционально самостоятельный узел с синергетической интеграцией механической (гидравлической, пневматической), электротехнической (гидротехнической, пневмотехнической), информационной и компьютерной (электронной) частей, который можно использовать индивидуально и в различных комбинациях с другими модулями.

1.2. КЛАССИФИКАЦИЯ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ

По физической природе составляющих элементов ММ подразделяются на электроприводные, гидроприводные, пневмоприводные и прочие.

В состав электроприводных ММ входят электродвигатель и (как правило) преобразователь движения. Они распространены наиболее широко и обычно являются базой для сравнения вариантов на стадии проектирования.

Гидроприводные ММ содержат гидродвигатели линейного или вращательного движения. По сравнению с электроприводными они обладают значительно меньшими размерами и массой, в частности, потому, что не требуют преобразователя движения; малой инерционностью; простотой регулирования и его широким диапазоном. К недостаткам их следует отнести сравнительно высокую стоимость; необходимость в насосной установке; чувствительность к качеству рабочей жидкости.

Пневмоприводные ММ по принципу действия подобны гидроприводным, а различия между ними определяются особенностями рабочей среды — сжатого воздуха. ММ с пневмоприводом конструктивно проще гидроприводных, дешевле, менее требовательны в эксплуатации, способны реализовать более высокие скорости движения. В то же время их нагрузочная способность при равных размерах на два порядка меньше, существенно ниже КПД, они не в состоянии обеспечивать точные перемещения.

В число прочих ММ входят модули как с комбинированным приводом, например электрогидравлическим, так и с устройствами для преобразования энергии, не относящимися к электро-, гидро- и пневмоприводу.

Ниже речь пойдет об электроприводных и гидроприводных ММ как наиболее широко применяемых в настоящее время.

Классификация ММ по конструктивным признакам представлена на рис. 1.1.

В полной мере фундаментальному определению мехатроники соответствуют только ИММ, которые содержат приводную часть (двигатель), информационную часть (датчики) и аппаратно-встроенную компьютерную часть.

Включение в классификацию МД и ММД представляется методически и логически обоснованным, так как эти классы объектов, построенные на мехатронных принципах проектирования, являются базой для создания ИММ.

Далее ММ будут рассмотрены согласно приведенной классификации.

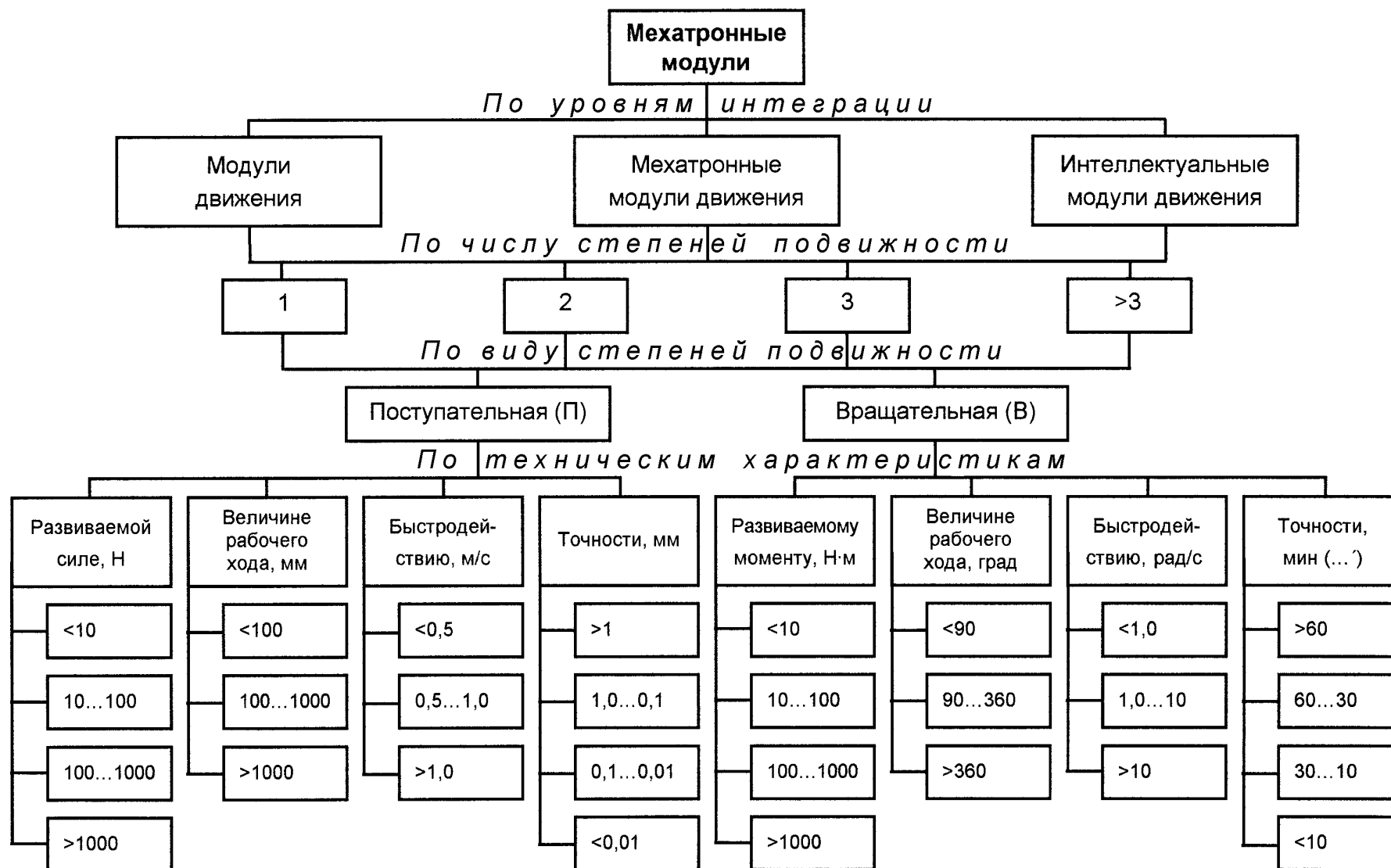


Рис. 1.1. Классификация мехатронных модулей

1.3. ЭЛЕКТРОПРИВОДНЫЕ МЕХАТРОННЫЕ МОДУЛИ

1.3.1. Модули движения

Главным отличительным признаком МД от общепромышленного привода является использование вала двигателя в качестве одного из элементов механического преобразователя движения. Примеры МД: мотор-редуктор, мотор-колесо, мотор-барабан, электрошпиндель.

Мотор-редуктор объединяет в один компактный конструктивный модуль электродвигатель и преобразователь движения. Эта конструкция получила в настоящее время широкое распространение. Выпускается целая гамма различных типов мотор-редукторов для различных условий применения, позволяющая найти оптимальное решение каждой конкретной задачи.

Хорошо известный в России Санкт-Петербургский научно-технологический центр «Редуктор» (НТЦ «Редуктор») выпускает одно-, двух- и трехступенчатые цилиндрические, цилиндро-червячные, червячные, планетарные и волновые мотор-редукторы на лапах, фланцевые и с полым выходным валом. Широта охвата параметров такова, что конструктор имеет возможность подобрать мотор-редуктор на передаточное число и крутящий момент на выходном валу в диапазонах $u = 1,6-4\,000$ и $T_2 = 4-69\,300$ Н·м соответственно.

Московский научно-технологический центр «Приводная техника» (НТЦ «Приводная техника») выпускает одно- и двухступенчатые червячные, цилиндрическо-червячные и цилиндрические соосные мотор-редукторы. Общие диапазоны параметров: $u = 7-10\,000$; $T_2 = 3,9-3\,984$ Н·м.

Многие зарубежные фирмы, например, *MOTOVARIO*, *VARVEL*, *MAXON* выпускают различные мотор-редукторы. Фирма *MAXON* производит электродвигатели, цилиндрические и планетарные редукторы и на их основе мотор-редукторы, которые при необходимости снабжают фотоимпульсными датчиками, резольверами и тормозами (переводя таким образом в класс ММД).

Блочная-модульная система присоединения к двигателю различных типов планетарных и цилиндрических редукторов, а также магнитных и цифровых фотоимпульсных датчиков показана на рис. 1.2.

Конструктивное объединение двигателя и преобразователя движения в мотор-редуктор имеет ряд преимуществ по сравнению с устаревшей системой соединения двигателя и преобразователя движения через муфту. Это и значи-

тельное сокращение габаритных размеров, и существенное уменьшение количества соединительных узлов и деталей, и снижение затрат на установку, отладку и запуск.

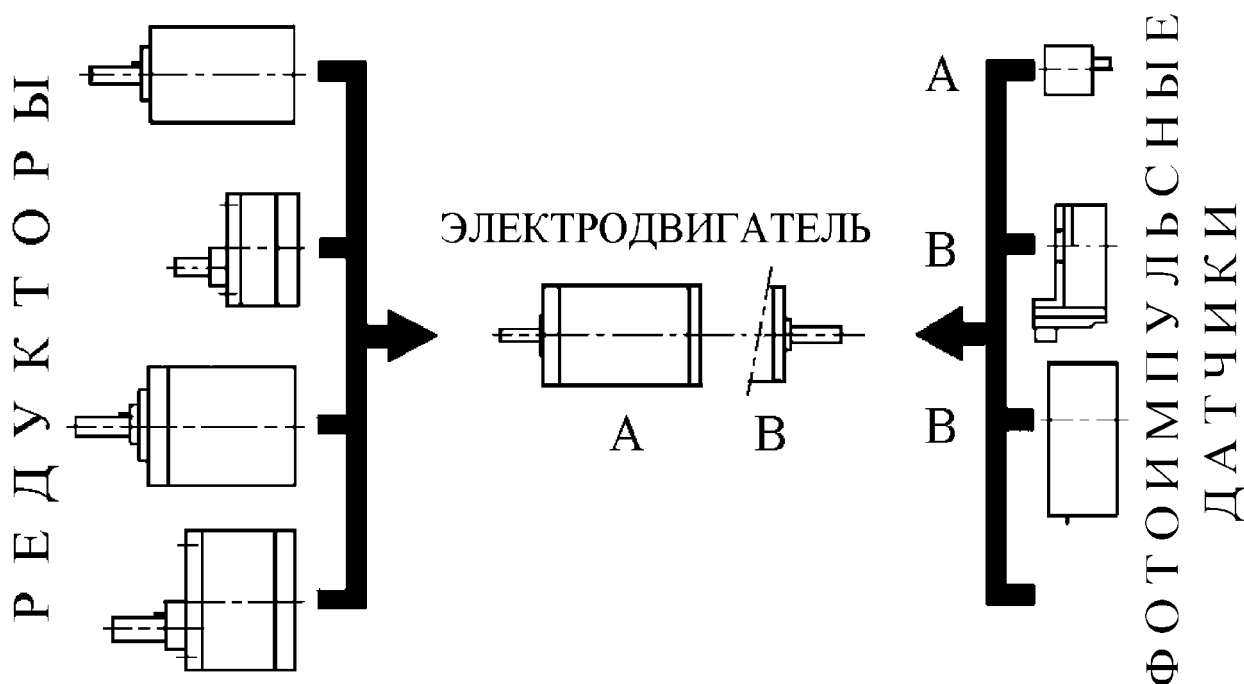


Рис. 1.2. Блочно-модульная система формирования мотор-редукторов:
А, В — исполнения двигателя

Благодаря своим достоинствам мотор-редуктор является в настоящее время одним из наиболее распространенных видов электропривода. Во всем мире выпускают ежегодно миллионы штук мотор-редукторов различных типов и ис-полнений, что позволяет удовлетворить все мыслимые потребности.

Мотор-редуктор с преобразователем движения в виде соосного цилиндрического редуктора (рис. 1.3) состоит из двух основных элементов: двигателя 1 и редуктора 2, имеющего стыковочную поверхность 3 с отверстиями для крепления к ней двигателя винтами или болтами 4. При объединении двигателя и редуктора в единый конструктивный модуль вал 5 двигателя вводят во входной полый вал 6 редуктора и закрепляют шпонкой 7. Возможен вариант, когда двигатель и редуктор имеют общий вал.

Схема одноступенчатого червячного мотор-редуктора представлена на рис. 1.4. Он состоит из двигателя 1 и червячного преобразователя движения 2, соединенных в общий корпус винтами 3. Вал 4 двигателя и преобразователя движения единый.

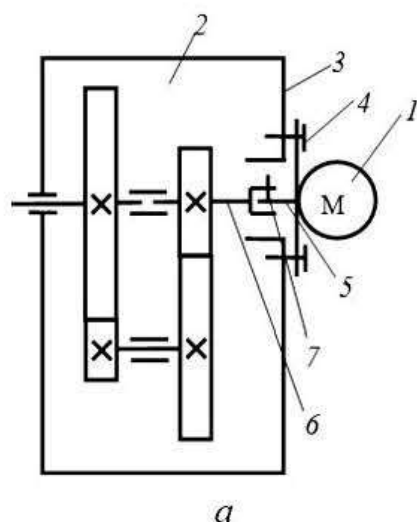


Рис. 1.3. Соосный двухступенчатый мотор-редуктор:
а — схема; б — внешний вид

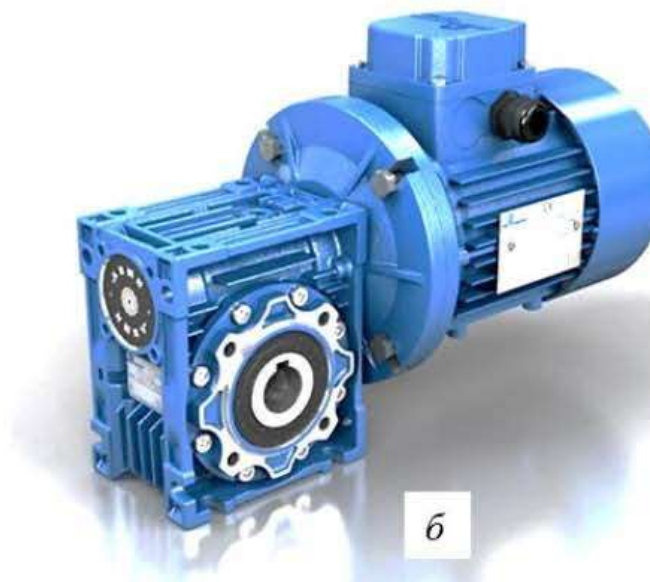
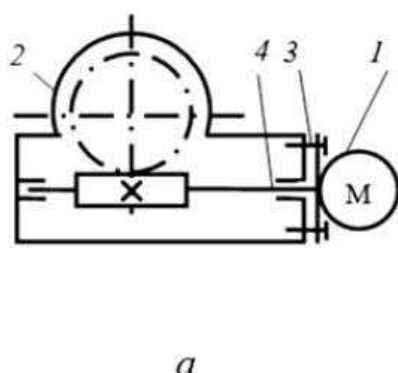


Рис. 1.4. Червячный мотор-редуктор:
а — схема; б — внешний вид

Внешний вид двухступенчатого червячного мотор-редуктора фирмы *MOTOVARIO* показан на рис. 1.5.

В мотор-редукторах наиболее часто используют асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором, регулируемые преобразователем частоты вращения вала, однофазные двигатели и двигатели постоянного тока.

В качестве преобразователей движения, как уже было указано, используют зубчатые цилиндрические и конические, червячные, планетарные, волновые, винт-гайка и т.п. передачи.



Рис. 1.5. Двухступенчатый червячный мотор-редуктор фирмы *MOTOVARIO*

Для защиты мотор-редуктора от действия внезапных перегрузок в его конструкции предусматривают ограничитель крутящего момента. Вариант такого устройства в червячном мотор-редукторе приведен на рис. 1.6.

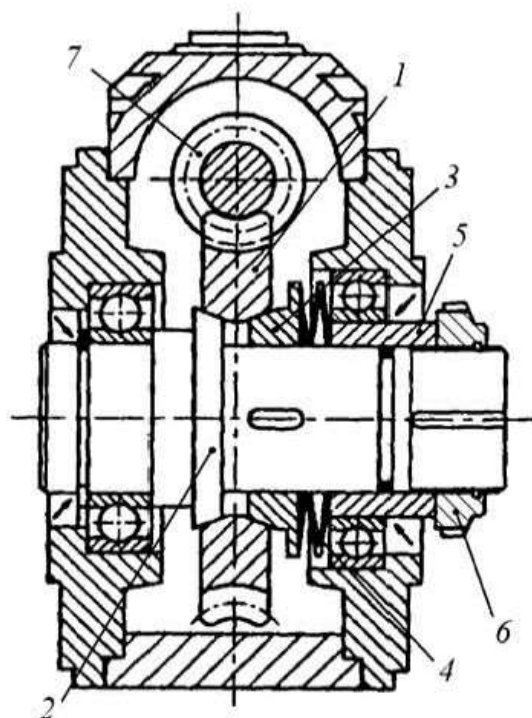


Рис. 1.6. Червячный мотор-редуктор с ограничителем передаваемого момента

Червячное колесо *1* устанавливают на неподвижный конус *2*, выполненный заодно с выходным валом, и подвижный конус *3*, который поджимают тарельчатой пружиной *4* через подвижную втулку *5* при помощи регулировочной гайки *6* с фиксатором. В зависимости от того, на сколько оборотов завернута регулировочная гайка, возникает соответствующая осевая сила, вызывающая появление момента трения между конусами и червячным колесом (предельного передаваемого момента).

При превышении внешним крутящим моментом на выходном валу *2* его предельного значения червячное колесо *1* начинает проворачиваться и не передает движение на червяк *7*, тем самым предохраняя преобразователь движения и двигатель от повреждения.

Планетарный зубчатый мотор-редуктор изображен на рис. 1.7. Он состоит из асинхронного двигателя *1* и двухступенчатого планетарного зубчатого преобразователя движения *2*, соединенных при помощи винтов *3* в единый корпус.

В преобразователе движения плавающими элементами являются водило первой ступени и солнечная шестерня второй ступени, которые связаны между собой зубчатыми муфтами. Водило второй ступени выполнено заодно с выходным валом преобразователя движения. Сателлиты первой ступени установлены в водилах консольно.

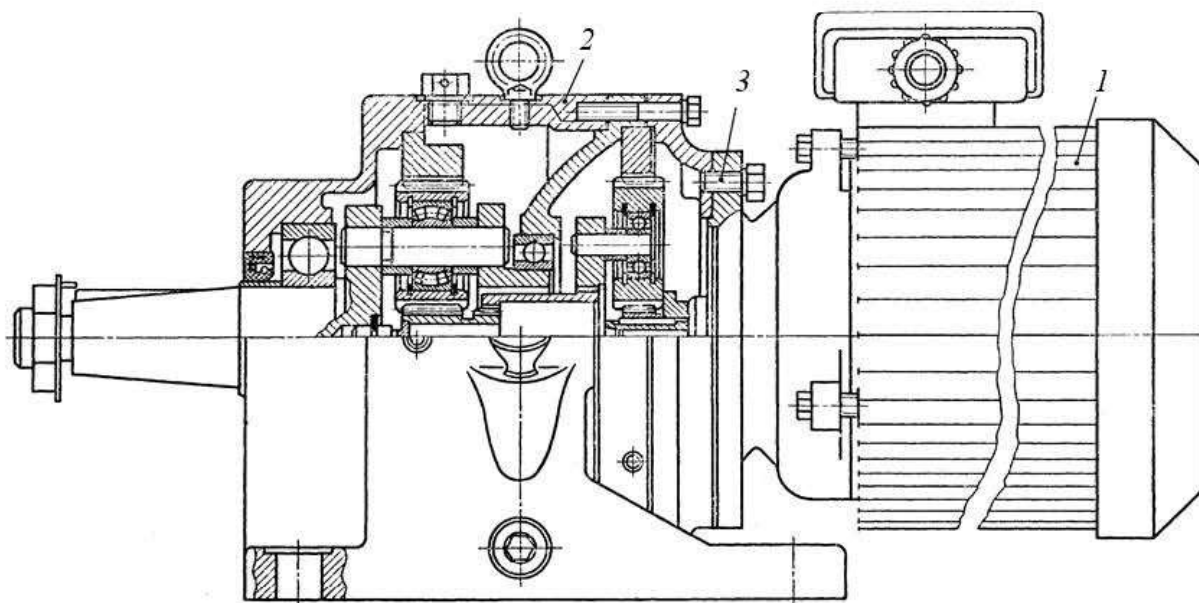


Рис. 1.7. Планетарный двухступенчатый мотор-редуктор

Планетарно-цевочный одноступенчатый мотор-редуктор, состоящий из двигателя *1* и преобразователя движения *2*, соединенных в единый корпус винтами *3*, представлен на рис. 1.8.

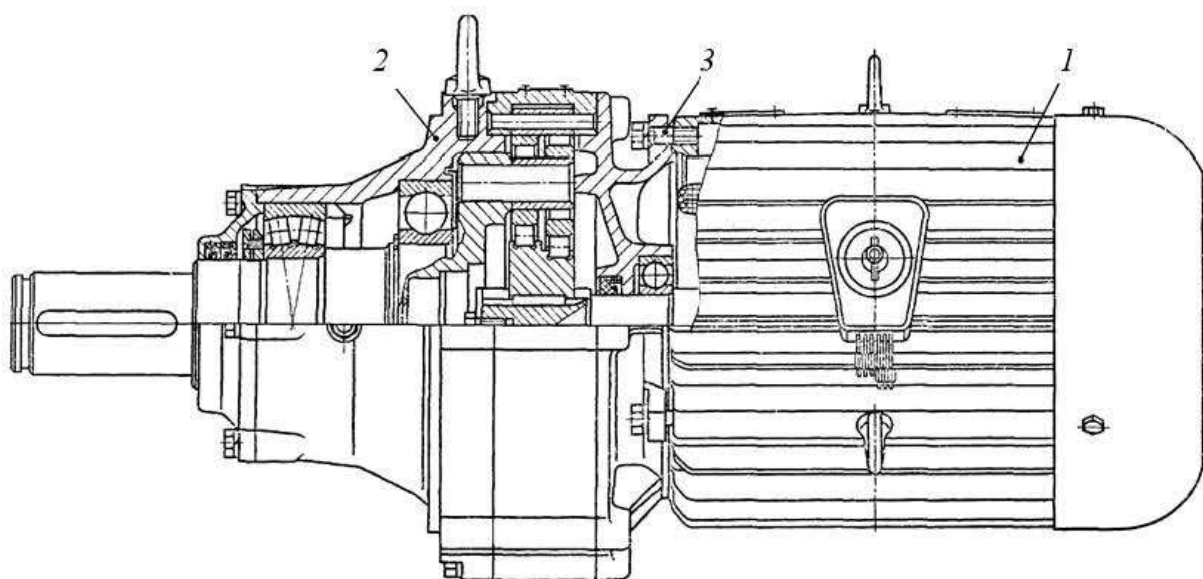


Рис. 1.8. Планетарно-цевочный мотор-редуктор

Мотор-редуктор на основе волнового механизма с электромагнитным генератором волн изображен на рис. 1.9. Он состоит из гибкого колеса 1, электромагнитного генератора волн 2, жестких колес 3, гибких подшипников 4, кулачков 5, зубчатого колеса 6 и выходного вала 7.

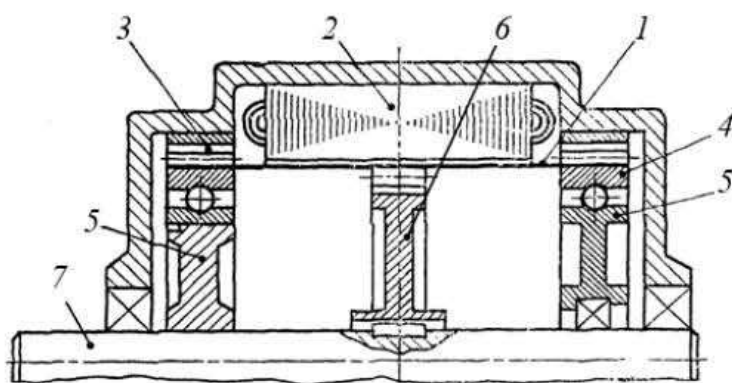


Рис. 1.9. Волновой мотор-редуктор

При работе мотор-редуктора гибкое колесо под воздействием электромагнитного генератора волн входит в зацепление с жесткими колесами. При этом гибкое колесо деформируется синхронно с вращающимся электромагнитным полем и, взаимодействуя с жесткими колесами, вращается относительно корпуса, передавая через зубчатое колесо 6 вращение выходному валу. Кулачки с надетыми на них гибкими подшипниками приходят в движение вместе с гибким колесом. Кулачки можно устанавливать на выходной вал непосредственно

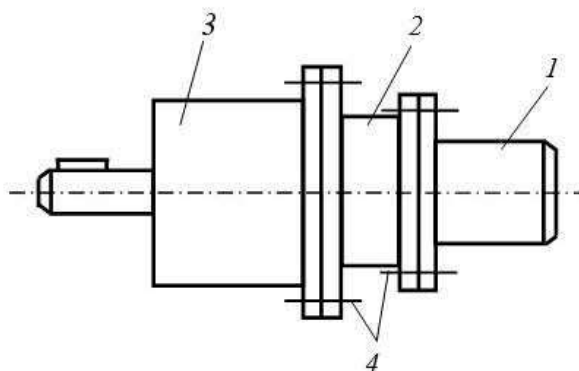
(левый кулачок) или при помощи подшипников качения (правый кулачок). Во втором случае обеспечивается радиальная координация гибкого колеса относительно жесткого, увеличивается надежность, долговечность и повышается коэффициент полезного действия модуля движения.

Подробно планетарные, планетарно-цевочные и волновые редукторы будут рассмотрены в главе 3.

Во многих случаях скорость вращения выходного вала мотор-редуктора должна быть изменяемой. Реализовать это требование возможно применением механических вариаторов, позволяющих регулировать скорость вращения, либо применением электронных устройств, изменяющих скорость вращения двигателя. Каждый из указанных способов имеет свои преимущества и недостатки, и применяют их в зависимости от тех конструктивных и технологических задач, которые необходимо решить. Например, если требуется повысить передаваемый момент на выходном валу, то целесообразно применять конструкцию мотор-редуктора с механическим вариатором. Если же необходимо расширить диапазон регулирования скорости либо сохранить минимальные габариты и массу мотор-редуктора, то предпочтительны частотные преобразователи скорости.

В мотор-редукторах могут быть использованы различные типы вариаторов. При этом изделие получает название *мотор-вариатор-редуктор*.

На рис. 1.10, *а* представлена общая компоновочная схема мотор-вариатор-редуктора, на рис. 10, *б* — внешний вид мотор-вариатор-редуктора *MOTOVARIO*. Двигатель 1, вариатор 2 и редуктор 3 соединяют фланцами с помощью винтов (болтов) 4.



а



б

Рис. 1.10. Мотор-вариатор-редуктор:
а — структурная схема; *б* — внешний вид

НТЦ «Редуктор» применяет планетарно-фрикционные вариаторы и производит мотор-вариатор-редукторы: червячные, цилиндрическо-червячные, червячные двухступенчатые, планетарные, цилиндрические соосные, волновые.

Характеристики червячных мотор-вариатор-редукторов приведены в табл. 1.1, планетарных — в табл. 1.2, волновых — в табл. 1.3.

Таблица 1.1

**Технические характеристики червячных
мотор-вариатор-редукторов**

Типоразмер	Диапазон регулирования	Частота вращения выходного вала n_2 , об/мин		Мощность двигателя P_1 , кВт	
		max	min	max	min
МВЧ-40	6,6	45–12	7–14	0,18	–
МВЧ-63	6,5	11–125	1,8–19	0,75	0,25
МВЧ-80		12,5–12	1,9–19	1,8	0,37
МВЧ-100			1,9–20,6	4,0	0,75
МВЧ-125	1,9–23,8		7,5		
МВЧ-160	6,6		1,9–25	11,0	1,1
МВЧ-200	6,3	12,5–50	2–10		3,0
МВЧ-250	5,4	12,5–32	2–6		5,5

Таблица 1.2

**Технические характеристики планетарных
мотор-вариатор-редукторов**

Типоразмер	Диапазон регулирования	Частота вращения выходного вала n_2 , об/мин		Мощность двигателя P_1 , кВт	
		max	min	max	min
МВП-25	5,2	4–186	1–30	1,5	0,18
МВП-31,5				3,0	
МВП-35,5				4,0	
МВП-40				5,5	
МВП-45					
МВП-50				7,5	
МВП-56				9,2	
МВП-63					

Типоразмер	Диапазон регулирования	Частота вращения выходного вала n_2 , об/мин		Мощность двигателя P_1 , кВт	
		max	min	max	min
МВП-71	5,2	4–186	1–30	9,2	0,18
МВП-80					0,25
МВП-91					
МВП-100					
МВП-112					0,37
МВП-125					

Таблица 1.3

Технические характеристики волновых мотор-вариатор-редукторов

Типоразмер	Диапазон регулирования	Частота вращения выходного вала n_2 , об/мин		Мощность двигателя P_1 , кВт
		max	min	
МВВэ-50	3,5; 5,3; 5,8	8–12,5	1,36–2,1	0,18–5,5
МВВэ-63				
МВВэ-80				
МВВэ-100				
МВВэ-125				
МВВэ-160				
МВВэ-200				
МВВэ-250				
МВВэ-315				

Применение мотор-редукторов в комплекте с частотными преобразователями скорости позволяет посредством изменения скорости вращения вала двигателя осуществлять плавное (бесступенчатое) регулирование скорости выходного вала с сохранением момента.

Подбор типоразмера частотного преобразователя проводят по мощности двигателя. НТЦ «Редуктор» при комплектации мотор-редукторов применяет частотные преобразователи шести фирм: *Verter*, *DELTA ELECTRONICS Inc*, *LG INDUSTRIAL SYSTEMS*, *ADLEE*, *VACON*, НТЦ «Приводная техника».

Конструкция мотор-колеса на основе планетарно-цевочного преобразователя движения типа *K-H-V* представлена на рис. 1.11.

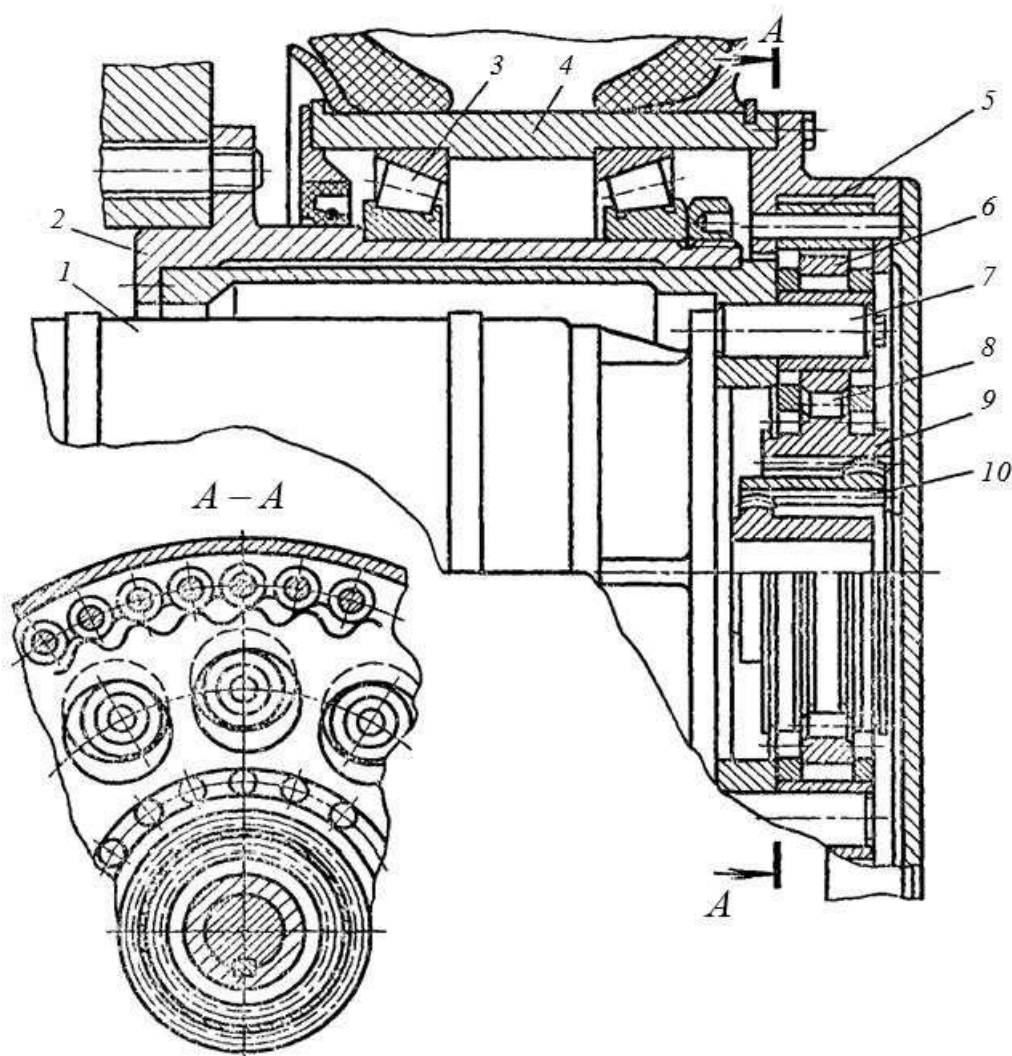


Рис. 1.11. Конструкция мотор-колеса
на основе планетарно-цевочного редуктора

Эксцентрик 9 связан с валом электродвигателя 7 через двойную зубчатую муфту 10. Для роликов 8 эксцентрик имеет три беговые дорожки. Через сателлит 6 вращение передается цевочному колесу 5 и дальше на ступицу колеса 4, которая опирается на два конических радиально-упорных подшипника 3. Механизм параллельных кривошипов 7 установлен в неподвижной ступице 2. Передача является двухсателлитной, причем один из сателлитов раздвоен и расположен симметрично относительно другого, что исключает неравномерность распределения нагрузки по длине цевок колеса 5. Эксцентрик 9 выполнен плавающим и не имеет радиальных опор. Конструкция компактна и достаточно проста в сборке и разборке.

Конструкция мотор-барабана для электротали показана на рис. 1.12. Двигатель 1 встроен в барабан 2. Преобразователь движения планетарный двухступенчатый типа ЗК с прямыми зубами вынесен за пределы барабана.

Движение ротора двигателя через зубчатую муфту 3 и входной вал-шестерню 4 преобразователя движения передается блоку 5 сателлитов, который приводит в движение водило 6, корончатое двухвенцовое колесо 7, зубчатое колесо 8 и через зубчатую муфту 9 сообщает вращение барабану. Блок 5 сателлитов вращается вместе с осью 10 в игольчатых подшипниках 11, установленных в щеках водила 6. Количество сателлитов — три. Передаточное отношение изображенного редуктора равно 40, грузоподъемность тали 20 кН.

В настоящее время выпускают широкую номенклатуру высокоскоростных прецизионных электро- и пневмошпинделей с частотой вращения 9 000–250 000 об/мин, предназначенных для обработки различных металлов и неметаллических материалов шлифованием, фрезерованием, сверлением, а также специального назначения, в том числе для промышленных лазеров. В качестве примера может быть приведен электрошпиндель типа ШКВ производства ООО «ПИМЕК» (Москва) (рис. 1.13). Этот модуль предназначен для скоростной обработки деталей из полимеров и легких сплавов. Конструктивно электрошпиндель представляет собой мехатронный модуль со встроенным трехфазным асинхронным двигателем с короткозамкнутым ротором.

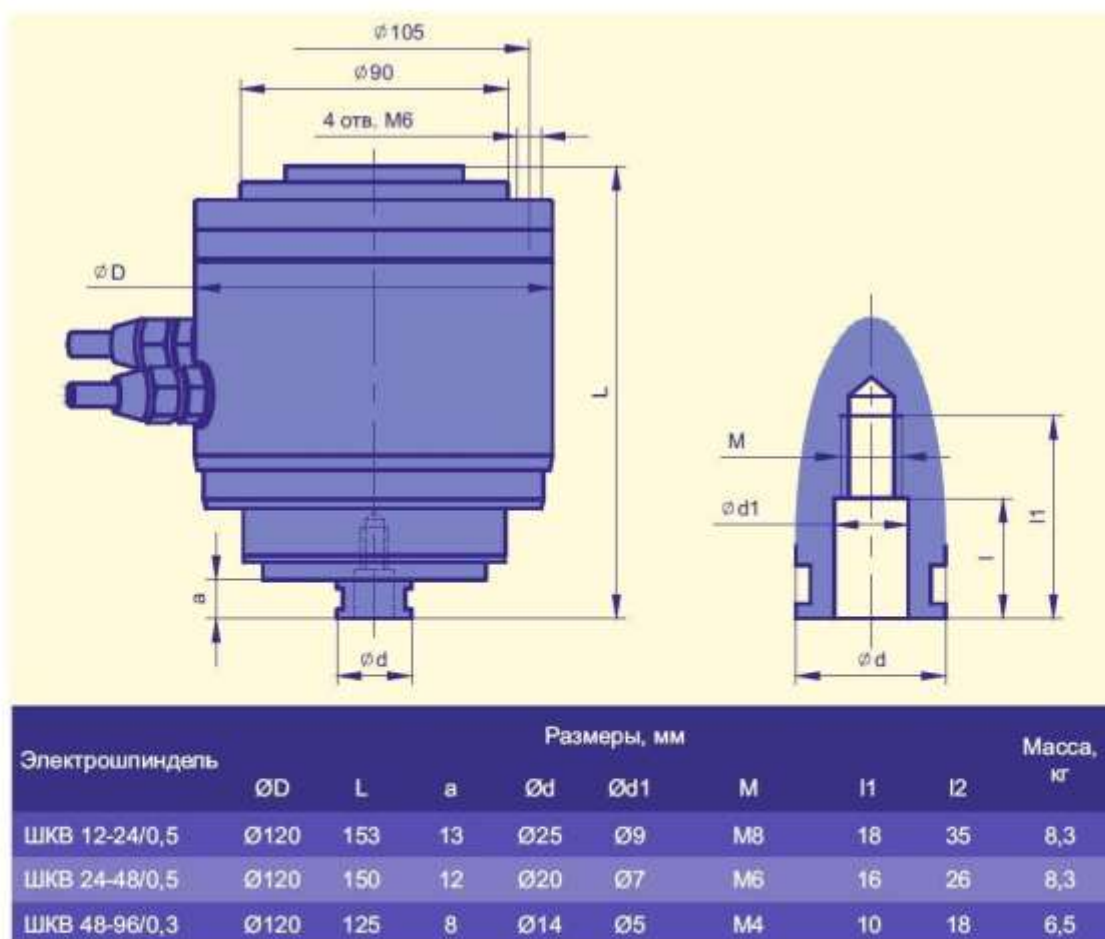


Рис. 1.13. Электрошпиндель типа ШКВ

В обозначении первое число показывает минимальную частоту вращения в тысячах оборотов в минуту, через дефис — максимальную, через косую черту — мощность двигателя в киловаттах.

1.3.2. Мехатронные модули движения

Развитие новых электронных технологий привело к созданию миниатюрных датчиков и электронных блоков для обработки их сигналов. Это позволило ввести в ММД электронные и информационные устройства, наличие которых является главным отличительным признаком ММД от МД.

Современное производство предъявляет к ММД целый ряд требований: высокая точность реализации исполнительных движений; надежность, долговечность; возможность работы при наличии различных видов возмущений и в широком диапазоне температур окружающей среды; значительно меньшие массогабаритные показатели по сравнению с обычным электроприводом. Требования к развиваемым усилиям, точности и скорости исполнительных движений диктуются особенностями автоматизируемых операций, а требование минимизации размеров — необходимостью встраивания модуля в ограниченное пространство. Попытка синтеза ММД из имеющихся в наличии серийно выпускаемых компонентов может привести к технически и экономически неэффективным решениям. Рациональным является проектирование специализированного ММД, наиболее полно отвечающего его служебному назначению.

Сложность и противоречивость требований, предъявляемых к ММД, обуславливает целесообразность мехатронного подхода к их проектированию. В частности, следование принципу синергетической интеграции элементов системы приводит к обеспечению желаемого уровня качества модуля за счет конструктивного и функционального взаимопроникновения его компонентов, многие из которых являются специализированными и создаются в ходе параллельного системного проектирования с учетом их последующего объединения.

Если преобладающим является требование обеспечения компактности, то оно может быть реализовано путем использования бесконтактных электрических машин и их интеграции с преобразователями движения и информационно-измерительными элементами. При этом преобразователи движения и датчики не являются отдельными устройствами, а становятся неотъемлемыми элементами двигателя. Синергетический эффект достигается также за счет выполнения некоторыми компонентами ММД нескольких функций одновременно.

Такие решения позволяют исключить многие механические интерфейсы, упростить и удешевить конструкцию, устранить необходимость механической подгонки и согласования датчика и двигателя.

ММД являются функциональными «кубиками», из которых можно компоновать сложные мехатронные системы.

Примеры ММД: модули на основе электродвигателей углового и линейного движения и различных преобразователей движения (винтовых, червячных, планетарных, волновых и т.п.), безредукторные ММД, безредукторные поворотные столы.

ММ линейного движения выходного звена изображен на рис. 1.14. Он состоит из асинхронного двигателя 1 с полым валом 2, шарико-винтовой передачи, включающей в себя винт 3, шарики 4, составную гайку 5, соединенную с валом 2, направляющей 6, нормально замкнутого электромагнитного тормоза 7, фотоимпульсного датчика 8 и корпуса 9.

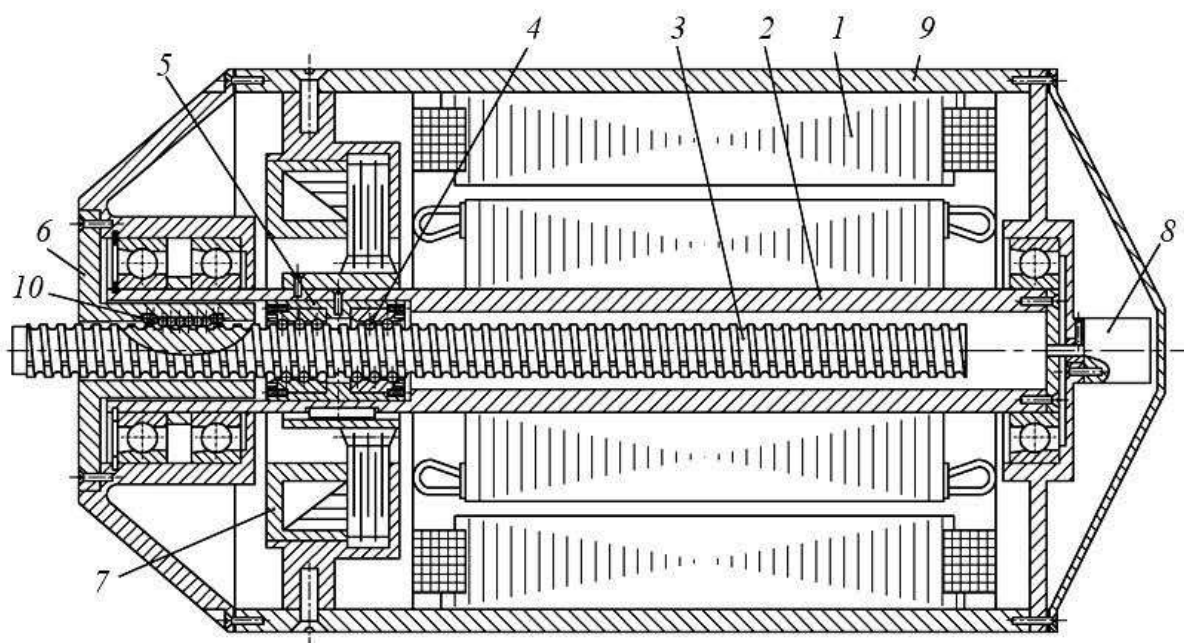


Рис. 1.14. Мехатронный модуль линейного движения

При вращении ротора двигателя 1 вал 2 вращает гайку 5, которая через шарики 4 вызывает поступательное перемещение винта 3. Для предотвращения проворачивания и уменьшения трения при перемещении винта 3 в нем сделаны три продольных паза, в которые входят шарики 10 направляющей 6. Величину перемещения винта 3 фиксирует фотоимпульсный датчик 8. Электромагнитный тормоз 7, закрепленный в корпусе 9, в случае отключения электроэнергии срабатывает и останавливает винт.

Двухступенной (двухкоординатный) ММД показан на рис. 1.15. Модуль состоит из двух двигателей 1 и 2, волнового преобразователя движения с неподвижным гибким колесом 3, подвижным жестким колесом 4 и кулачковым генератором волн 5, двухступенчатого преобразователя движения, состоящего из конической зубчатой передачи 6–7, волнового преобразователя движения с неподвижным жестким колесом 8, подвижным гибким колесом 9 и кулачковым генератором волн 10, двух фотоимпульсных датчиков 11 и 12.

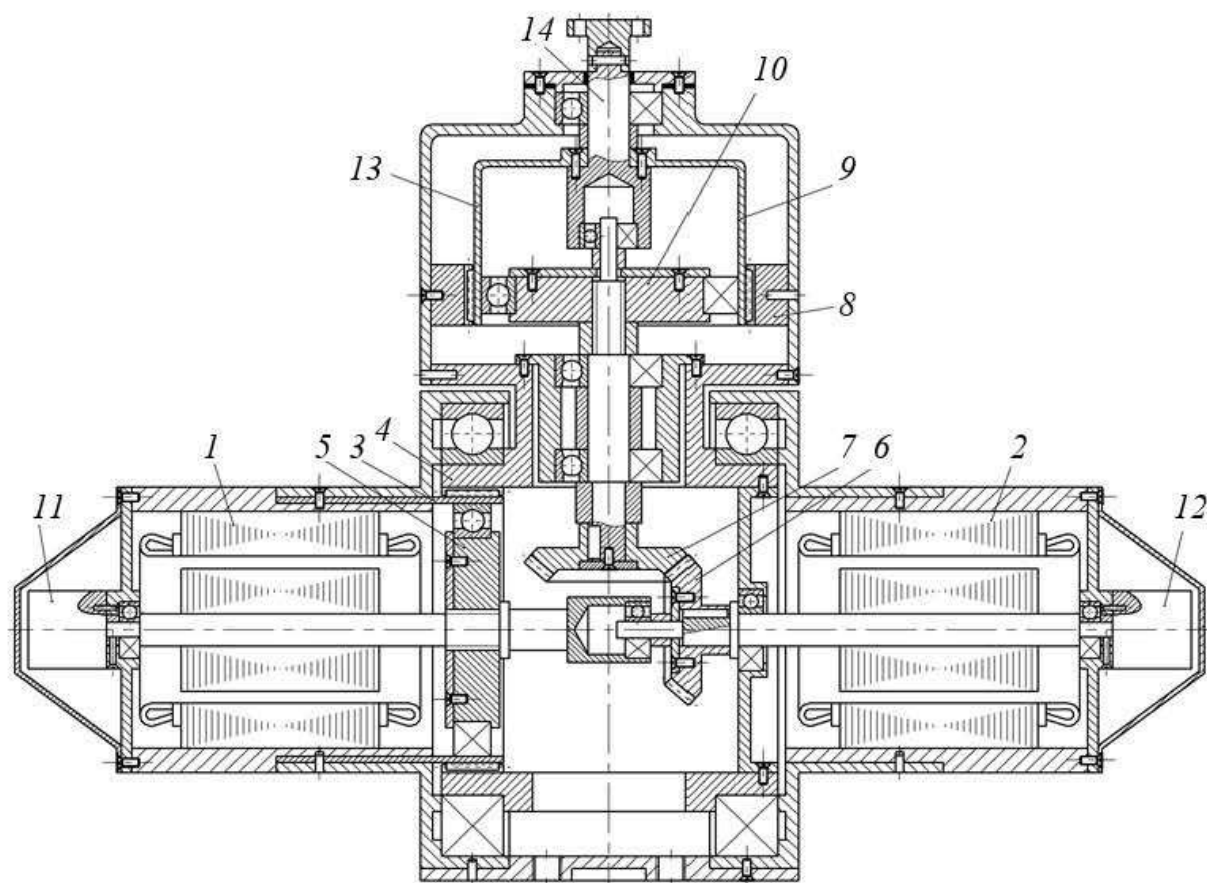


Рис. 1.15. Двухкоординатный мехатронный модуль движения

При включении двигателя 1 генератор волн 5 начинает вращаться и жесткое колесо 4 вместе со связанным с ним корпусом 13 приходит в движение.

При включении двигателя 2 вращение его вала через пару зубчатых колес 6–7 приводит во вращение генератор волн 10, и гибкое колесо 9 вместе со связанным с ним выходным валом 14 приходит в движение.

Фотоимпульсные датчики 11 и 12 предназначены для определения положения и перемещения корпуса 13 и выходного вала 14 соответственно.

ММД фирмы *MAXON* изображен на рис. 1.16.

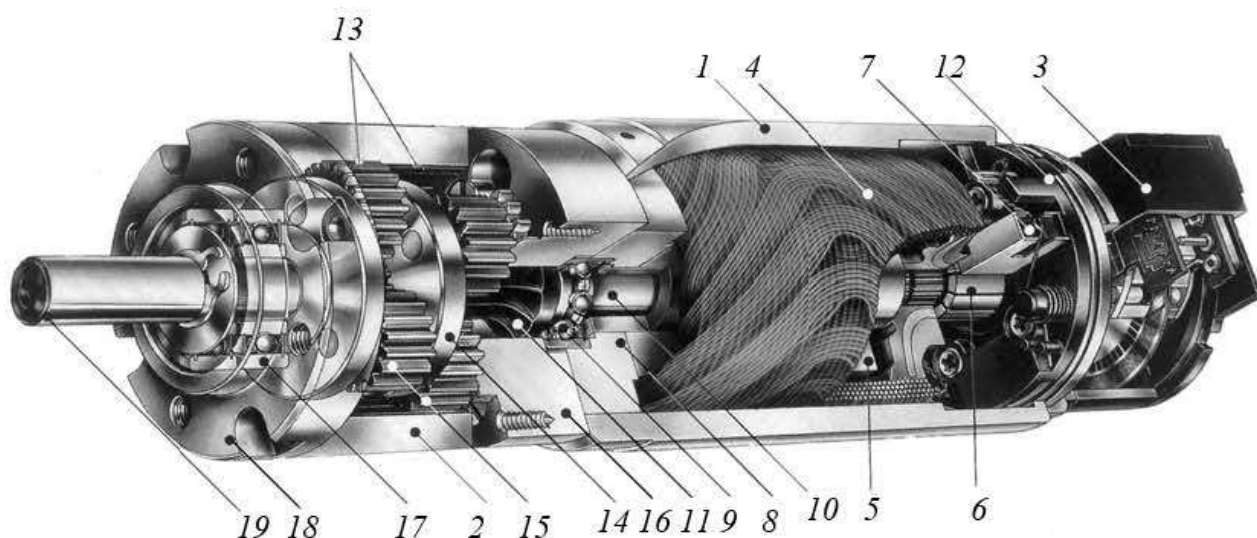


Рис. 1.16. Мехатронный модуль движения фирмы MAXON

Он состоит из коллекторного двигателя 1, двухступенчатого планетарного редуктора 2 и фотоимпульсного датчика положения 3. Двигатель включает в себя обмотку 4, магнит 5, коллектор 6, щетки 7, фланец 8, подшипник 9, вал 10, заканчивающийся вал-шестерней 11, и крышку 12.

Каждая ступень редуктора типа 2К-Н с одним внешним и одним внутренним зацеплениями имеет два центральных колеса 11 и 13 (первая ступень), водило 14 и сателлиты 15. Для установки подшипника 9 имеется специальная монтажная плита 16. Подшипник 17 закреплен во фланце 18 преобразователя движения, через который проходит выходной вал 19.

Фотоимпульсный датчик (ФИД) предназначен для определения положения и перемещения выходного вала.

Важнейшим этапом развития ММД стали разработки модулей типа *двигатель — рабочий орган*. Такие конструктивные модули имеют особое значение для технологических мехатронных систем, целью движения которых является реализация целенаправленного воздействия рабочего органа на объект работ. ММД типа двигатель — рабочий орган широко применяют в шлифовальных и фрезерных станках под названием мотор-шпиндели.

Мотор-шпиндель фирмы *Fortuna* (Германия) изображен на рис. 1.17. Он состоит из электродвигателя 1, передаточного вала 2 с поддерживающим роликом 3 и шпиндельного вала 4, установленного в подшипниковых опорах 5.

Фирма *Fortuna* выпускает ряд типоразмеров мотор-шпинделей с диапазоном частот вращения 3 000–21 000 об/мин, мощностями 1,5–18,5 кВт и массами 26–230 кг.

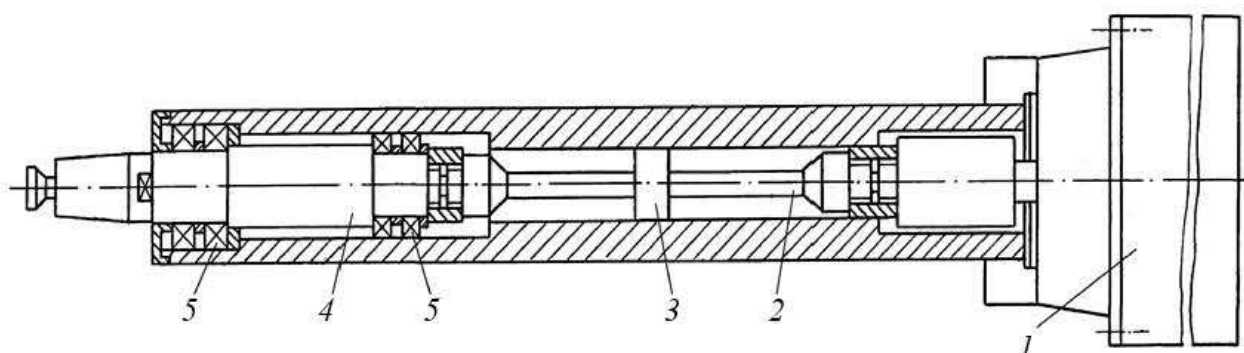


Рис. 1.17. Мотор-шпиндель фирмы *Fortuna*

ММД в виде безредукторного поворотного стола (рис. 1.18) предназначен для обеспечения режимов позиционирования и контурной обработки на фрезерных, сверлильных и расточных станках. Он состоит из основания 1 и собственно поворотного стола 2, опирающегося на упорные подшипники 3, встроенного двигателя 4, ротор 5 которого соединен с планшайбой 6, датчика 7 положения, датчика 8 скорости и гидротормоза 9, обеспечивающего фиксацию планшайбы в нужном положении. Безредукторное соединение ротора двигателя с планшайбой позволяет увеличить точность позиционирования стола и расширить его технологические возможности. Одновременно упрощается конструкция стола, уменьшается число деталей, повышается жесткость.

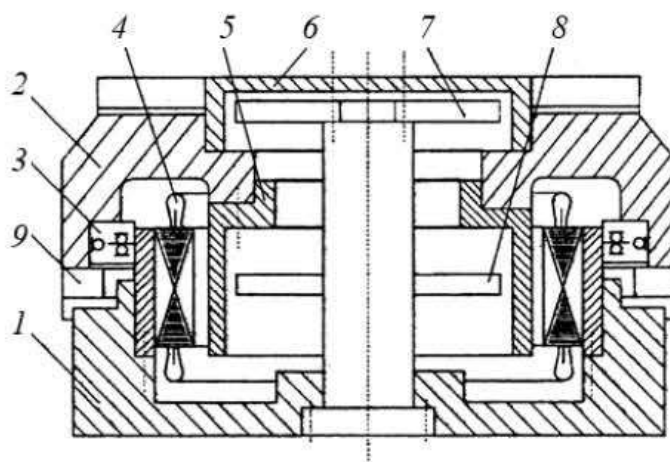


Рис. 1.18. Безредукторный поворотный стол

В табл. 1.4 приведены основные технические характеристики безредукторных поворотных столов.

ММ дают возможность создавать разнообразное технологическое оборудование нетрадиционных компоновок. Одним из представителей такого технологического оборудования является многокоординатный обрабатывающий

центр с перемещающимся по дуге шпинделем, схема которого представлена на рис. 1.19. В этом центре применяются такие ММД, как модуль поступательного перемещения, безредукторный поворотный стол и безредукторный мотор-шпиндель.

Таблица 1.4

**Основные технические характеристики
безредукторных поворотных столов**

Наименование характеристики	Модель				
	СП 200	СП 320	СП 630	СП 630В	СП 1000
Вращающий момент (30 мин), Н·м	20	300	600	1 500	2 500
Вращающий момент (5 мин), Н·м	40	600	1 200	3 000	5 000
Внешний диаметр, мм	191	398	644	584	930
Высота, мм	170	240	250	200	280
Погрешность позиционирования, угл. с (...)	3				

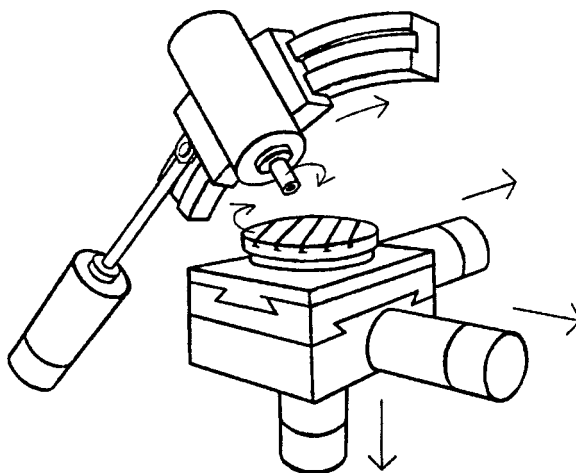


Рис. 1.19. Многокоординатный обрабатывающий центр

В общем случае электроприводной ММД состоит из следующих основных частей (блоков):

- двигатель;
- преобразователь движения (в безредукторных ММД отсутствует);

– тормозное устройство, предназначенное для уменьшения скорости подвижного звена, останова и удержания его в неподвижном состоянии (может отсутствовать);

– люфтовывбирающий механизм, предназначенный для выборки зазора (мертвого хода) в некоторых видах преобразователей движения (может отсутствовать);

– направляющие, обеспечивающие заданное относительное движение выходного звена ММ (может отсутствовать);

– информационное устройство, преобразующее контролируемую величину в сигнал, удобный для измерения, передачи, преобразования, хранения и регистрации, а также для воздействия им на управляемые процессы.

Состав ММД иллюстрирует рис. 1.20.

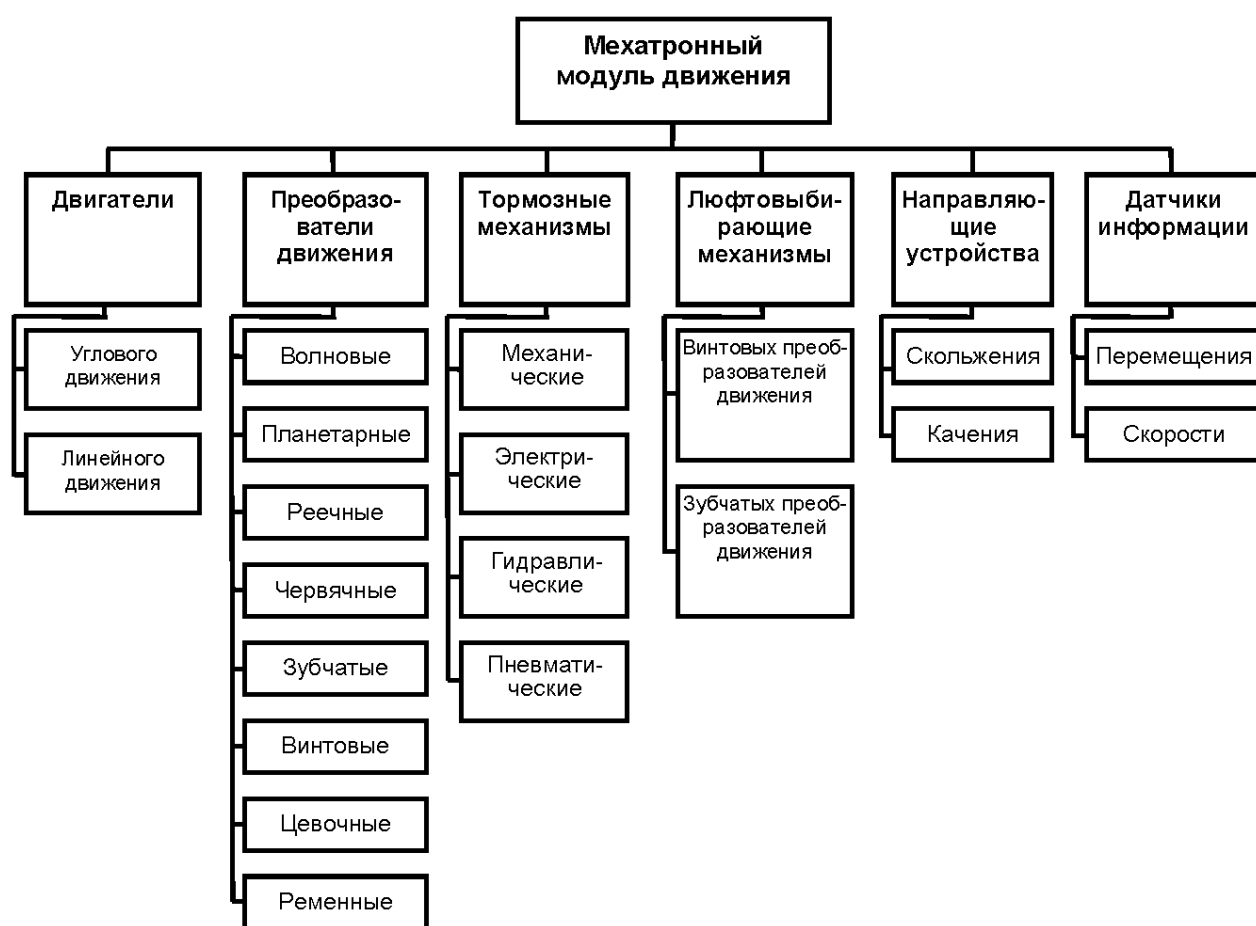


Рис. 1.20. Состав мехатронного модуля движения

Необходимо учитывать, что конкретные виды блоков не исчерпываются показанными на схеме. В частности, кроме датчиков перемещения и скорости в ММД используют датчики усилия, крутящего момента и т.д.

1.3.3. Интеллектуальные мехатронные модули

Создание ИММ является главной особенностью современного этапа развития мехатроники.

По сравнению с ММД в конструкцию ИММ дополнительно встраивают микропроцессорные вычислительные устройства и силовые электронные преобразователи, что придает этим модулям интеллектуальные свойства и является их главным отличительным от ММД признаком.

На рис. 1.21 изображены ИММ фирмы *SIEMENS SIMODRIVE POSMO A* (рис. 1.21, а) и *SIMODRIVE POSMO SI* (рис. 1.21, б).

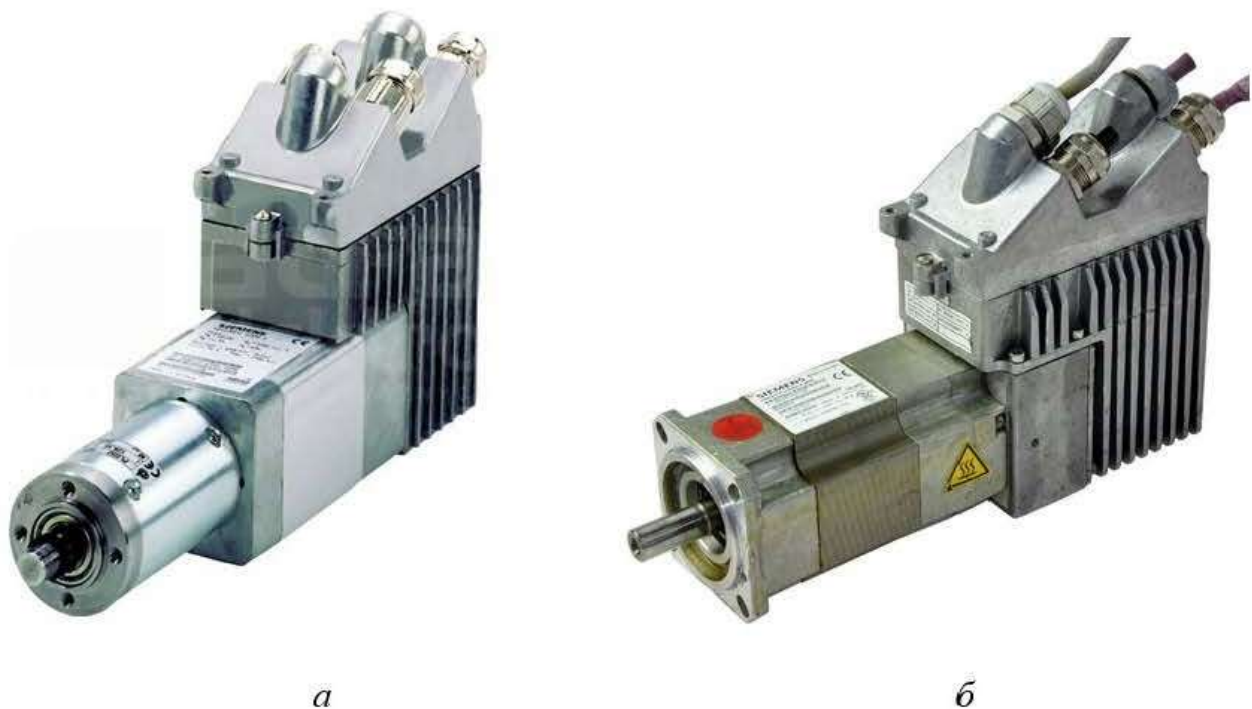


Рис. 1.21. Интеллектуальные мехатронные модули фирмы *SIEMENS*:
а — *SIMODRIVE POSMO A*; б — *SIMODRIVE POSMO SI*

Синергетическая интеграция названных элементов составляет структурный базис мехатроники. Мехатронная идея синергетической интеграции элементов различной физической природы становится все более популярной среди разработчиков и потребителей наукоемкой продукции. Первые образцы ИММ появились в середине 90-х гг. XX в., и в последние годы их доля на рынке быстро увеличивается. Так, по данным журнала *Packaging Digest* (август 2002), в настоящее время встроенные контроллеры управления движением применяют в 35,1 % мехатронных упаковочных машин, и в течение ближайших 1,5–2 лет

ожидалось увеличение доли машин этого класса на 8–10 %. Аналогичная тенденция наблюдается и в других областях применения мехатронных систем, в частности в автоматизированном машиностроении.

Целесообразность применения ИММ обосновывается следующими факторами:

- способностью ИММ выполнять сложные движения самостоятельно, без обращения к верхнему уровню управления, что повышает автономность модулей, гибкость и живучесть мехатронных систем, работающих в изменяющихся и неопределенных условиях внешней среды;

- упрощением коммуникаций между модулями и центральным устройством управления (вплоть до перехода к беспроводным коммуникациям), что позволяет добиваться повышенной помехозащищенности мехатронной системы и ее способности к быстрой реконфигурации;

- повышением надежности и безопасности мехатронных систем благодаря компьютерной диагностике неисправностей и автоматической защите в аварийных и нештатных режимах работы;

- возможностью создания на основе ИММ распределенных систем управления с применением сетевых методов, аппаратно-программных платформ на базе персональных компьютеров и соответствующего программного обеспечения;

- использованием современных методов теории управления (программных, адаптивных, интеллектуальных, оптимальных) непосредственно на исполнительном уровне и повышением тем самым качества процессов управления в конкретных реализациях;

- интеллектуализацией силовых преобразователей, входящих в состав ИММ, для реализации непосредственно в ММ интеллектуальных функций по управлению движением, защите модуля в аварийных режимах и диагностики неисправностей;

- интеллектуализацией сенсоров для ММ, позволяющей добиться более высокой точности измерения путем обеспечения в самом сенсорном блоке фильтрации шумов, калибровки, линеаризации характеристик вход/выход, компенсации перекрестных связей, гистерезиса и дрейфа нуля.

Основным фактором, сдерживающим использование ИММ в серийных изделиях, является их высокая цена, хотя в последние годы она постоянно снижалась. Это снижение обусловлено:

- бурным развитием аппаратных устройств и информационных технологий, ориентированных на задачи управления движением;

– появлением полупроводниковых приборов нового поколения (силовых полевых транзисторов, биполярных транзисторов с изолированным затвором, тиристоров с полевым управлением);

– переходом на новую элементную базу в системах управления движением, которая создается цифровыми сигнальными процессорами (*DSP*-процессорами) и блоками *FPGA* (*Field Programmable Gate Arrays*);

– разработкой гибридных технологий мехатроники, позволяющих встраивать электронные и вычислительные устройства в механические узлы.

Электроприводной ИММ состоит из следующих основных элементов:

- двигателя;
- преобразователя движения;
- датчиков обратной связи и сенсорных устройств;
- управляющего контроллера;
- силового преобразователя;
- устройств сопряжения и связи.

В современных ИММ используют различные типы двигателей: углового и линейного движения, переменного и постоянного тока, коллекторные и вентильные, непрерывного движения и шаговые.

В качестве преобразователей движения применяют зубчатые, винтовые и другие передачи. В конструкциях некоторых ИММ, построенных на базе высокомоментных двигателей, преобразователи движения отсутствуют.

В ИММ используют различные датчики положения и скорости (фотоимпульсные, вращающиеся трансформаторы, тахогенераторы) и сенсоры (датчики тока и момента, температуры и вибрации), которые передают информацию в устройство компьютерного управления о фактическом состоянии подсистем модуля.

Встроенные управляющие контроллеры, реализованные на современной элементной базе, позволяют получать компактные и надежные мехатронные узлы, обладающие интеллектуальными функциями, и строить на их основе многокоординатные мехатронные системы с децентрализованным управлением. В сочетании с открытой архитектурой систем управления типа *PC-NC* это позволяет создать качественно новые системы управления, обладающие радикально лучшими характеристиками по быстродействию, точности и функциональной гибкости.

Принципиально важно, чтобы все перечисленные элементы были конструктивно объединены в едином корпусе, чтобы сделать устройства связи внутренними блоками, недоступными для пользователя.

Следует подчеркнуть, что сущность ИММ определяется не типом структурных элементов, использованных в данной конструкции, а в первую очередь их функциональным назначением.

Одним из исторически первых ИММ является модуль *SmartMotor* американской фирмы *Animatics Corp.*, который появился на рынке в 1994 г.

Он создан на базе стандартного двигателя диаметром 60 мм, в задней части корпуса которого дополнительно были установлены ФИД, усилитель, 32-битовый программируемый контроллер и устройство связи с сетью. Модуль универсальный, может быть использован в мехатронных системах различного назначения. Производитель подчеркивает, что на 70 % модуль состоит из стандартных элементов, что позволило снизить его стоимость и обеспечить высокую надежность. Пользователь может самостоятельно выбрать режим управления (по положению, скорости или ускорению), а также использовать алгоритмы компьютерного управления, компенсирующие влияние люфта в преобразователях движения на динамические характеристики модуля.

Фирма *SIEMENS*, как уже было сказано, выпускает ИММ *SIMODRIVE POSMO A*, состоящие из следующих элементов:

- вентильного двигателя с возбуждением от постоянных магнитов;
- планетарного или червячного редуктора (возможен безредукторный ИММ);
- тормозного устройства (может отсутствовать);
- встроенного ФИД;
- силового преобразователя, закрепленного на крышке двигателя;
- комплектного управляющего устройства, включающего регулятор двигателя, блоки позиционирования и программирования, а также коммуникационный интерфейс для подключения в среде *PROFIBUS*.

Отличительной особенностью конструкции является съемная крышка для подключения силового преобразователя, которая содержит интегрированный переключатель адреса шины *PROFIBUS* и тормозной резистор, что позволяет при необходимости отключить двигатель без разрыва коммуникационных и силовых (по питанию) связей в других устройствах. Благодаря объединению коммуникационной и силовой шин достигается упрощение внутренней структуры модуля и обеспечивается его компактность.

Управление модулем осуществляют по стандартной шине *PROFIBUS*, при этом возможны следующие режимы движения:

- перемещение в конечную позицию с программно заданной скоростью и регулируемым ускорением;
- движение с регулируемой частотой вращения вала и регулируемым ускорением.

Оператор с помощью специального программного обеспечения может задавать в программе движения временные или логические условия, использовать методы компенсации зазора (люфта), получать сообщения о текущем положении и диагностике состояния модуля.

Технические данные модулей *SIMODRIVE POSMO A* указаны в табл. 1.5.

Таблица 1.5

Технические характеристики IMM *SIMODRIVE POSMO A*

Мощность двигателя, Вт	75	300
Напряжение питания, В	24	48
Тип двигателя	С возбуждением от постоянных магнитов бесщеточный серводвигатель	
Номинальная частота вращения вала двигателя, об/мин	3 300; 2 000	3 500; 3 000
Номинальный момент двигателя, Н·м	0,18; 0,36	0,48; 0,95
Номинальный ток двигателя, А	4,5; 9	5; 10
КПД двигателя, %	65	75
Момент инерции двигателя, кг·м ²	$6 \cdot 10^{-2}$	$6,3 \cdot 10^{-2}$
Масса модуля, кг:		
без редуктора	3,1	3,9 (4,0)
с 1-ступенчатым зубчатым редуктором	3,5	5,1 (5,2)
с 2-ступенчатым зубчатым редуктором	3,7	5,4 (5,5)
с 3-ступенчатым зубчатым редуктором	3,9	—
с червячным редуктором	3,5	—
Примечание. Значения в скобках — масса модуля с тормозом.		

ИММ *SIMODRIVE POSMO SI* фирмы *SIEMENS* предназначен для реализации движений по одной управляемой координате при децентрализованном управлении мехатронной системой.

В состав модуля входят следующие элементы:

- вентильный двигатель с возбуждением от постоянных магнитов (напряжение питания 600 В);
- преобразователь движения и тормозное устройство;
- блок силовой электроники;
- встроенный ФИД;

- вентилятор для принудительного охлаждения;
- управляющее устройство, включающее в себя управляющий контроллер, блоки позиционирования и программирования, а также коммуникационный интерфейс для шины *PROFIBUS*.

Типоряд IMM *SIMODRIVE POSMO SI* включает в себя модули с двигателями мощностью 2,1–6 кВт и частотой вращения 3 000 об/мин, способные создавать на выходном валу максимальные крутящие моменты 4–12 Нм. Массы модулей находятся в диапазоне 12–26,3 кг.

Функциональные возможности модуля:

- позиционирование по одной оси с возможностью свободного программирования последовательности движений;
- использование в качестве ведомого устройства (*Slave*) в сети *PROFIBUS-DP* с быстрым циклическим обменом данными с ведущим устройством (*Master*);
- интерполяционный вид движения совместно с другими приводами, обеспечиваемый иерархической системой управления с контроллером движения и шиной *PROFIBUS-DP*;
- встроенная система измерения абсолютных значений перемещений;
- быстрый ввод в эксплуатацию всех приводов на шине *PROFIBUS-DP* с помощью специальной программы *SimoCom U*, работающей под *Windows 95/98/NT*.

Фирма *SIEMENS*, производитель данных модулей, отмечает их следующие достоинства:

- размещение модуля непосредственно в машине позволяет минимизировать затраты потребителя на стойку управления;
- быстрая установка машины благодаря установке модуля и объединению коммуникационных и силовых шин;
- непосредственное подключение сигналов с помощью 4 клемм, которые настраиваются как входы или выходы, установка удобной для использования модульной штекерной техники и стандартных кабелей;
- вставляемая крышка подключений с интегрированным переключателем адреса *PROFIBUS-DP* позволяет отключать модуль или приводной контур без прерывания других связей;
- быстрая диагностика с помощью светодиодов, показывающих неисправность и готовность к работе, передачи информации по шине *PROFIBUS-DP* и использования специальной программы *SimoCom U*;
- быстрая замена модулей с помощью карты памяти (*Memory Card*).

1.4. ГИДРОПРИВОДНЫЕ МЕХАТРОННЫЕ МОДУЛИ

Типичными ММ с гидроприводом являются следящие и шаговые модули.

Электрогидравлический следящий ММ представляет собой моноблок, который состоит из гидродвигателя вращательного или поступательного движения, дросселирующего распределителя с электроуправлением, регулирующих и управляющих аппаратов, а также электрических датчиков обратной связи [6].

Примеры следящих мехатронных модулей — поворотный следящий привод СП и привод поступательного движения ПЭГС.

Поворотный следящий привод СП (рис. 1.22) предназначен для осуществления возвратно-вращательных движений в пределах угла 270° в соответствии с программой, поступающей на вход управляющего устройства в виде электрических сигналов.

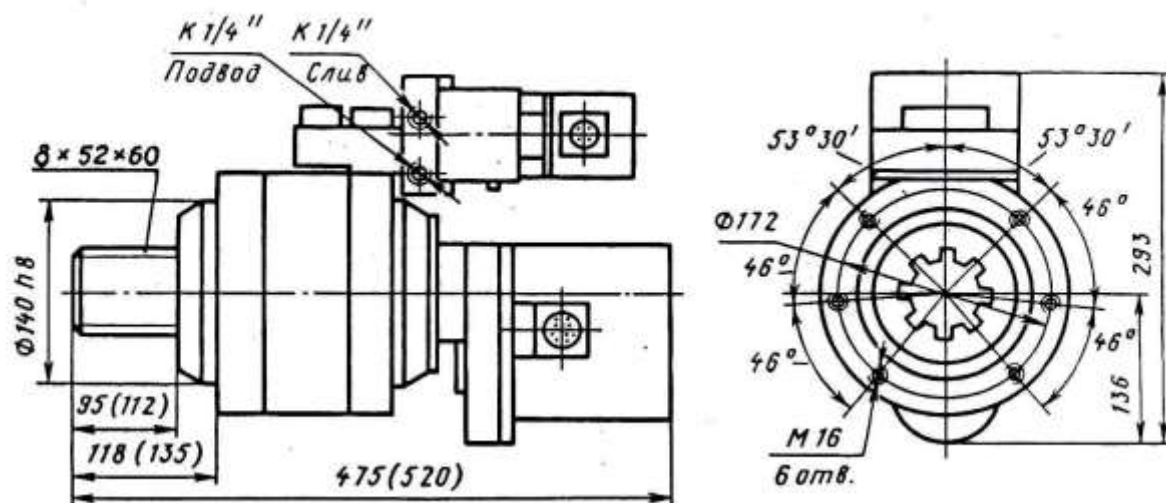


Рис. 1.22. Электрогидравлический следящий привод СП
(размеры без скобок — для СП1 и СП2, в скобках — для СП3)

Приводы комплектуются моментными гидроцилиндрами ДПГ (см. п. 2.2.2), электрогидравлическим усилителем мощности на базе дросселирующего распределителя, дросселем, предохранительными клапанами, датчиком обратной связи, соединенным с выходным валом через мультипликатор.

Основные технические параметры приводов — см. табл. 1.6.

Привод электрогидравлический ПЭГС предназначен для возвратно-поступательного перемещения рабочих органов машин в соответствии с программой, поступающей на вход управляющего устройства в виде электрических сигналов.

Основные параметры электрогидравлических следящих приводов СП

Параметр	СП1	СП2	СП3
Номинальный крутящий момент, Н·м	500	1 250	2 000
Номинальное давление, МПа	6,3	12,5	
Максимальный расход, дм ³ /мин	15		17
Максимальная угловая скорость, с ⁻¹	2,094		1,745
Максимальная угловая погрешность позиционирования	± 5'	± 8'	± 10'
Масса, кг	56		63

Привод ПЭГС содержит гидроцилиндр, электроуправляемый дросселирующий распределитель, запирающий гидроагрегат (гидрозамок), блок датчиков и люфтовывбирающее устройство.

Электрогидравлические шаговые приводы (модули) были разработаны в конце 50-х гг. прошлого века в СССР и сразу получили широкое распространение в отечественном и зарубежном машиностроении как устройства для точного перемещения рабочих органов агрегатов с числовым программным управлением. В нашей стране созданы три типоряда приводов: ЭМГ18-1, Э32Г18-2 и 1,5-2Г18-3.

Основные параметры приводов ПЭГС приведены в табл. 1.7.

Основные параметры электрогидравлических приводов ПЭГС

Параметр	ПЭГС-6	ПЭГС-8	ПЭГС-8М	ПЭГС-9/1
Номинальное рабочее усилие, кН	16	20		
Номинальный расход, дм ³ /мин	40		20	40
Номинальное давление, МПа	16		12,5	16
Максимальная скорость, м/с	0,6	0,45	0,18	0,45
Ход штока, мм	500	630	270	1 000
Погрешность позиционирования, мм	± 0,75		± 0,6	± 0,75
Масса, кг	31	38	35	42

Шаговый привод ЭМГ18-1 (рис. 1.23) состоит из аксиально-поршневого гидромотора типа Г15-2 (см. п. 2.2.2), следящего устройства в виде кранового золотника и шагового электродвигателя типа ШД-4. Вал гидромотора 1 муфтой 2 связан со втулкой 3, внутри которой расположен крановый золотник 4, соединенный с валом шагового двигателя. Каналами в корпусе втулка и крановый золотник сообщаются с напорной и сливной линиями гидросистемы, а также с рабочими камерами гидромотора (каналы I и II). В нейтральном положении (разрез А-А на рис. 1.23) золотник 4 перекрывает каналы во втулке 3, и жидкость в гидромотор не поступает.

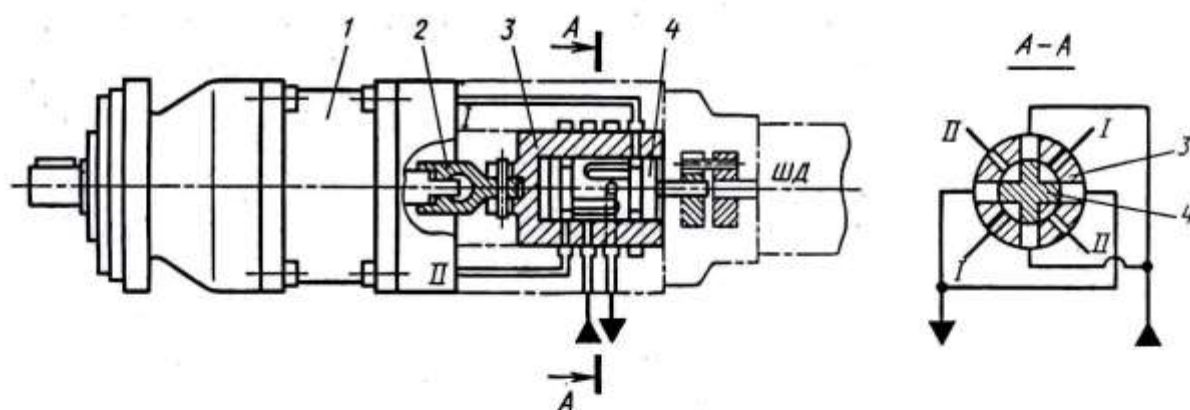


Рис. 1.23. Схема электрогидравлического шагового привода ЭМГ18-1

В шаговый двигатель подается импульсный ток. Каждый импульс обеспечивает поворот его вала вместе с крановым золотником на определенный угол (*шаг*, или *угловую дискрету*), чаще всего равный $1,5^\circ$. Золотник при этом открывает напорную и сливную линии, соединяя напорную линию с каналом I, а сливную — с каналом II (или наоборот, в зависимости от направления вращения вала шагового двигателя). Вал гидромотора поворачивается вместе со втулкой 3 до тех пор, пока напорная и сливная линии снова не окажутся перекрытыми золотником 4, т.е. на угол, равный угловой дискрете шагового двигателя. Другими словами, частота вращения гидромотора равна частоте вращения шагового двигателя, и направление вращения вала гидромотора соответствует направлению вращения вала шагового двигателя. По отношению к шаговому двигателю гидромотор является гидравлическим усилителем мощности и крутящего момента.

Конструкция *шагового привода Э32Г18-2* отличается от ЭМГ18-1 тем, что в ней использован дросселирующий золотник с осевым перемещением, связанный с валом шагового двигателя кинематической парой винт-гайка.

Отличие *шагового привода 1,5-2Г18-3* от Э32Г18-2 состоит в том, что он снабжен регулируемым гидромотором и системой автоматического изменения его рабочего объема, которая обеспечивает ускоренное вращение вала при уменьшении нагрузки.

В табл. 1.8 приведены основные технические данные электрогидравлических шаговых приводов ЭМГ18-1, Э32Г18-2 и 1,5-2Г18-3 (взяты по два привода из каждого типоряда).

Таблица 1.8

Основные параметры электрогидравлических шаговых приводов

Параметр	ЭМГ18-12Н	ЭМГ18-15Н	Э32Г18-22	Э32Г18-25	1,5-2Г18-32	1,5-2Г18-35
Рабочий объем, дм ³	0,02	0,16	0,02	0,16	0,01–0,02	0,08–0,16
Максимальная частота вращения, об/мин	200		2 000	1 000	4 000	2 000
Номинальный крутящий момент, Н·м	11	92	11	92	5–11	40–92
Максимальный расход, дм ³ /мин	4	32	40	160	40	160
Максимальная угловая погрешность позиционирования	± 1,4°	± 0,8°	± 1,2°			
Масса, кг	16	64	15,5	57	26,5	64
Примечание. Номинальное давление 6,3 МПа.						

Контрольные вопросы

1. Что такое модуль движения, мехатронный модуль движения, интеллектуальный мехатронный модуль?
2. Что такое преобразователь движения?
3. В чем суть синергетической интеграции?
4. Какие компоненты входят в состав мехатронного модуля движения?
5. Какие виды привода используются в мехатронных модулях?
6. Какие компоненты входят в состав электрогидравлического следящего привода?

2. ДВИГАТЕЛИ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ

2.1. ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ

2.1.1. Электродвигатели углового движения

В ММ применяют различные типы двигателей углового движения: постоянного тока, синхронные и асинхронные переменного тока.

Наиболее простым в управлении является *двигатель постоянного тока*, так как при постоянном значении магнитного потока регулирование момента производят только изменением величины тока.

Синхронный двигатель (иногда его называют вентильным) состоит из синхронной электрической машины, датчика положения ротора и электронного устройства управления.

Управление синхронным двигателем сложнее, поскольку при фиксированном значении магнитного потока, кроме регулирования величины тока, необходимо также регулировать величину пространственного угла, добиваясь получения требуемого значения момента.

Наиболее сложным в управлении является *асинхронный двигатель*. Управление им требует регулирования тока статора при поддержании постоянства магнитного потока и пространственного угла для получения максимального значения развиваемого момента.

По большинству других характеристик, и прежде всего по массогабаритным показателям, двигатели переменного тока превосходят двигатели постоянного тока.

При выборе двигателя постоянного тока необходимо учитывать его форму, так как она в значительной мере определяет геометрические параметры ММ. По конструктивному исполнению различают два вида двигателей: классическую форму ($L/D \geq 2$) и дисковую ($L/D \leq 1$), где L — длина двигателя, D — диаметр его корпуса. Форма двигателя зависит от конструкции якоря и вида встроенных датчиков. Известны три вида конструктивного исполнения якорей двигателей постоянного тока: классический, гладкий и малоинерционный. Вид якоря определяют по наличию на нем паза (классический) или отсутствию паза (гладкий) и выполнению якоря полым или дисковым (малоинерционный).

По способу подведения напряжения в обмотку якоря двигатели постоянного тока делят на коллекторные и бесконтактные (вентильные).

Двигатели с классическим якорем имеют относительно небольшой диаметр якоря при значительной его длине. Следовательно, классическая (удлиненная) форма двигателя обусловлена конструкцией якоря. Эти двигатели надежны, обладают большой прочностью и теплоемкостью. К ним относят, например, коллекторные двигатели с обмоткой возбуждения серий Д и СД, с возбуждением от постоянных магнитов серий ДП и ДПМ и т.п.

У двигателей серий Д и СД, например, Д-25Г, СД-150 цифры 25 и 150 в их обозначении указывают значение номинальной мощности, Вт. В обозначении двигателей серии ДПМ мощностью свыше 100 Вт, например ДПМ-1,6, цифры обозначают величину номинального момента, Нм, а мощностью менее 100 Вт, например ДПМ-25, — наружный диаметр корпуса, мм.

Двигатели с малоинерционным полым якорем имеют классическую (удлиненную) форму. В них постоянные магниты могут находиться как внутри ротора, так и снаружи. В последнем случае момент инерции вращающихся частей меньше, чем при расположении магнитов внутри ротора.

Эти двигатели обладают более высоким КПД и большим быстродействием по сравнению с двигателями с классическим якорем.

Двигатели с малоинерционным дисковым якорем имеют форму короткого цилиндра, длина которого меньше диаметра. Якорь у таких двигателей представляет собой закрепленный на валу тонкий немагнитный диск.

Возбуждение такого двигателя обычно создается постоянными магнитами (реже обмотками возбуждения), расположенными в торцевой плоскости, так что двигатель имеет не цилиндрический (радиальный) воздушный зазор, а плоский (аксиальный), вследствие чего уменьшается осевой габарит двигателя.

Дисковые двигатели обладают большим быстродействием, чем классические, так как их вращающаяся часть имеет малый момент инерции. При этом кратность пускового момента у них выше (до 10), чем у классических.

У двигателей с дисковым якорем существует проблема отвода тепла, так как тепловая постоянная якоря относительно мала. Поэтому ММ с двигателями с дисковым якорем рекомендуют устанавливать на металлическом основании или осуществлять принудительную их вентиляцию.

Условное обозначение коллекторного двигателя серии ДП с дисковым якорем с проволочной обмоткой, выведенной на коллектор, и возбуждением от постоянных магнитов, например, ДП125-60-3-24 расшифровывают следующим образом: 125 — диаметр корпуса, мм; 60 — номинальная мощность, Вт; 3 — частота вращения вала, тыс. об/мин; 24 — напряжение питания, В. В дви-

гателях с дисковым якорем с печатной обмоткой и возбуждением от постоянных магнитов серии ПЯ, например ПЯ-50, цифра 50 указывает номинальную мощность, Вт. Двигатели серии ПЯ снабжены встроенным тахогенератором.

Коллекторные двигатели постоянного тока обладают малым сроком службы, повышенной чувствительностью к воздействиям окружающей среды, искрением под щетками, образованием щеточной пыли. Эти недостатки связаны с наличием скользящего контакта в щеточно-коллекторном узле.

У *бесконтактных двигателей* механический коллектор заменен бесконтактным переключателем (коммутатором) на полупроводниковых приборах. Коммутатор управляется датчиком положения ротора. Габаритные размеры и масса двигателя несколько увеличиваются, но значительно повышаются его надежность и долговечность по сравнению с коллекторными двигателями.

Бесконтактный двигатель содержит синхронную машину и датчик углового положения ротора. Бесконтактный двигатель постоянного тока имеет инверсное (обращенное) исполнение, т.е. обмотка якоря расположена в пазах статора, а на роторе размещены постоянные магниты с одной или двумя парами полюсов.

В качестве датчиков положения ротора применяют сельсины, синусно-косинусные вращающиеся трансформаторы (резольверы), датчики Холла.

При дискретном способе управления используют цифровые датчики положения.

Срок службы современных бесконтактных двигателей не менее 10 000 ч.

Примером высокооборотных бесконтактных двигателей являются двигатели серии БК.

В ММ широко применяют бесколлекторные двигатели переменного тока, обладающие следующими преимуществами: длительность службы (гарантийный срок службы более 40 000 ч); большие допустимые кратковременные перегрузки по току; возможность использования в агрессивных средах (отсутствует механический контактный коллектор, источник искрового и дугового разрядов); небольшие массогабаритные параметры; удобное с точки зрения охлаждения расположение обмотки (на неподвижном статоре).

Различают асинхронные и синхронные двигатели переменного тока.

Асинхронные двигатели применяют разных модификаций: однофазные, двухфазные и трехфазные, с короткозамкнутым и фазным роторами. В настоящее время в ММ находят наибольшее применение трехфазные короткозамкнутые электродвигатели серий ДАТ, 4А, АИР, 5АИ.

Регулирование скорости асинхронного короткозамкнутого двигателя производят путем изменения задаваемой частоты и тока электродвигателя. Такое регулирование называют частотно-токовым.

Синхронные двигатели применяют в различных областях техники. Они характеризуются хорошей управляемостью, высоким КПД, бесконтактностью, широкими функциональными возможностями. Применение синхронных двигателей в ММ обеспечивает высокую частоту вращения выходного звена, малое время (менее 0,1 с) разгона от нуля до максимальной частоты вращения, отсутствие пульсаций момента, малые массу и габариты, небольшой собственный момент инерции, высокую перегрузочную способность в циклическом режиме, широкий диапазон регулирования частоты вращения.

Электромагнитный момент синхронного двигателя зависит от магнитного потока возбуждения, тока и пространственного угла между векторами магнитного потока и тока.

У синхронных двигателей угол φ положения ротора относительно статора контролируется дискретным датчиком. Равномерность регулирования в пределах шага достигается путем регулирования тока. Система управления — замкнутая.

Такой режим работы называют режимом бесконтактного двигателя постоянного тока. При работе в нем синхронный двигатель имеет механические и регулировочные характеристики двигателя постоянного тока.

Однако наиболее хорошие регулировочные свойства синхронный двигатель приобретает не при дискретном, а при непрерывном контроле положения ротора и отслеживании равенства угла $\varphi = 90^\circ$, тем самым формируя синусоидальное значение тока в каждой фазе. В этом случае двигатель имеет самые высокие энергетические характеристики.

Примером синхронных вентильных двигателей являются двигатели серий: ДВУ (на магнитах из феррита-стронция); 2ДВУ (на редкоземельных магнитах); 3ДВУ (дисковые на редкоземельных магнитах).

Максимальный допустимый момент этих двигателей равен пятикратному номинальному моменту.

Все двигатели серии ДВУ имеют пристраиваемый комплексный датчик типа ПДФ-8 или ПДФ-9, включающий в себя бесколлекторный тахогенератор, бесконтактный датчик положения ротора и датчик положения или встроенный датчик аналогичного назначения. Имеется модификация двигателей со встроенным электромагнитным тормозом.

Следует отметить новое направление в конструктивном исполнении двигателей: проектирование и создание двигателей для непосредственного встраивания в механизм, а не принятого универсального присоединения к механизму. В состав таких двигателей не входят вал, опорные щиты и подшипники, что существенно упрощает конструкцию преобразователя движения.

В качестве примера могут быть приведены вентильные бесконтактные двигатели серии ДБМ (рис. 2.1). Они имеют плоскую встраиваемую конструкцию из статора 1 и ротора 2 и предназначены для работы в шаговом и регулируемом режимах.



Рис. 2.1. Внешний вид двигателя ДБМ

Подобное исполнение обеспечивает пакетирование для увеличения требуемого момента, т.е. конструкция двигателя в этом случае представляет собой пакет синхронных машин с общим датчиком положения ротора.

Условное обозначение двигателя серии ДБМ, например, ДБМ-63-0,06-3-2 расшифровывают следующим образом: ДБМ — двигатель бесконтактный моментный; 63 — внешний диаметр корпуса, мм; 0,06 — номинальный момент, Н·м; 3 — номинальная частота вращения, тыс. об/мин; 2 — число фаз.

Двигатели серии ДБМ спроектированы для работы с малыми скоростями и большими моментами и обладают рядом преимуществ по сравнению с обычными бесконтактными двигателями: повышенным ресурсом работы, большим отношением вращающего момента к моменту инерции ротора, что обеспечивает высокое быстродействие; высокой точностью отработки угла поворота из-за отсутствия упругих связей и люфтов. Применение таких двигателей в ММ позволяет во многих случаях отказаться от преобразователя движения.

В большинстве случаев двигатели серии ДБМ используют в режиме бесконтактной машины постоянного тока.

В качестве датчика положения ротора в ММ с двигателем серии ДБМ используют бесконтактный синусно-косинусный вращающийся трансформатор типа редуктосин.

2.1.2. Электродвигатели линейного перемещения

Принцип действия и конструктивная схема двигателя линейного перемещения, или линейного двигателя, известны давно.

Прототипом линейного двигателя является электромагнитная система, состоящая из металлического сердечника-магнита и статорной обмотки (рис. 2.2). При подаче тока определенной полярности в статорную обмотку сердечник-магнит смещается в ту или иную сторону. Между источником энергии и подвижным звеном нет промежуточных элементов. Передача энергии осуществляется через воздушный зазор между статорной обмоткой и подвижным звеном. На этом принципе действия уже много лет работают различные системы электроавтоматики, электротормозов, защиты и т.п.

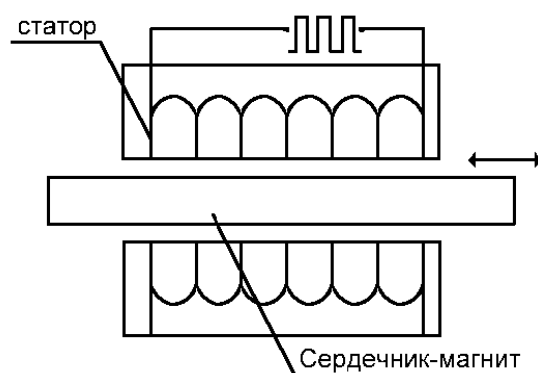


Рис. 2.2. Схема простейшего линейного электродвигателя

Достоинствами таких систем являются простота конструкции, быстрота срабатывания, почти мгновенный останов и реверс, большие осевые усилия, простота настройки и применения.

Для идеальной работы их не хватало только возможности регулировать скорость подвижного звена, но без этого сконструировать линейный двигатель было невозможно.

Потребовались многие годы работы ученых и конструкторов в разных странах, прежде чем был достигнут успех. В Японии впервые был успешно использован линейный привод как движитель сверхскоростных поездов. Попытки создания линейных двигателей для металлообрабатывающих станков приводили к возникновению сильных магнитных полей, нагреву двигателя, неравномерности движения подвижного звена. И только на пороге третьего тысячелетия японская компания *SODICK Co., Ltd.* первой сумела решить сложнейшие конструкторско-технологические задачи, позволившие приступить к серийному

выпуску станков (пока в основном электроэрозионных) с принципиально новыми линейными двигателями, в которых решены все проблемы по обеспечению равномерности движения подвижного звена станка со сверхвысокой точностью, с широким диапазоном регулирования скорости, громадными ускорениями, мгновенным остановом и реверсом, простотой обслуживания и наладки и др.

Можно представить себе «получение» линейного двигателя из двигателя углового движения (рис. 2.3) в результате продольного разреза статора и развертки его в плоскость. Ротор также следует выпрямить. В результате движение «ротора» становится линейным. Обратная свертка линейного двигателя (рис. 2.4) относительно его поперечной оси приводит к появлению линейного двигателя иного типа.

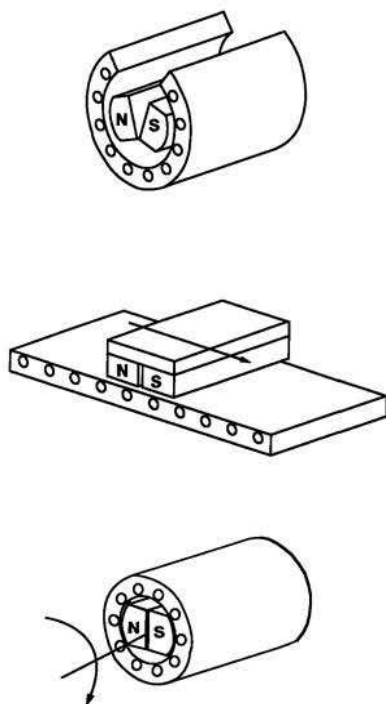


Рис. 2.3. Получение линейного двигателя разверткой двигателя вращательного движения

Следует отметить, что двигаться может либо «ротор», либо «статор». Все зависит от того, что закреплено. Если закреплен «статор», то движется «ротор», при закреплении «ротора» движется «статор».

Таким образом, линейный двигатель состоит из двух основных элементов: электромагнитного «статора» 1 и плоского «ротора» 2 (рис. 2.5, а, б) с воздушным зазором между ними. Для определения текущих координат подвижного звена на неподвижном звене устанавливают измерительную линейку с высокой дискретностью (0,1 мкм).

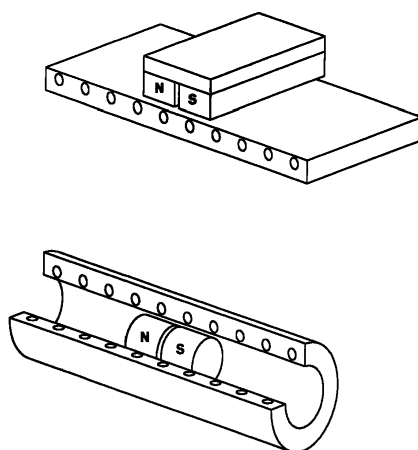


Рис. 2.4. Получение линейного двигателя
сверткой относительно поперечной оси

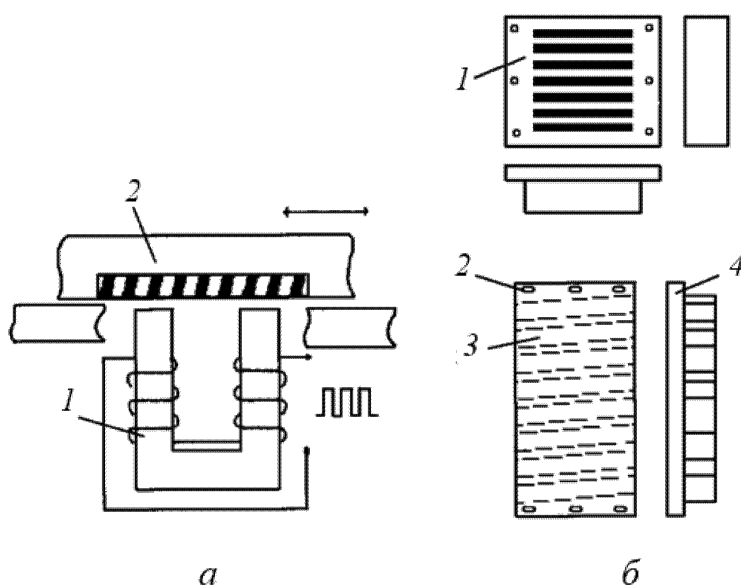


Рис. 2.5. Устройство линейного двигателя

«Ротор» 2 (рис. 2.5, б) состоит из ряда прямоугольных сильных (редкоземельных) постоянных магнитов 3, закрепленных под определенным фиксированным углом на тонкой плите 4 из специальной высокопрочной керамики с малым (в два раза меньше, чем у гранита) коэффициентом температурного расширения. Применение керамики с системой охлаждения и использование высокоэффективной шестифазной импульсной системы управления (система *SMC*) позволили предотвратить перегрев, избежать сильных магнитных полей и добиться точного и равномерного движения подвижного звена во всем диапазоне скоростей и нагрузок.

Компания *SODICK* серийно выпускает широкую гамму линейных двигателей со следующими характеристиками: ходом подвижного звена 100 – 2 220 мм, максимальной скоростью перемещения 3 м/с, ускорением до 20g при точности исполнения заданных перемещений 0,1 мкм, практически мгновенной остановкой и реверсом, моментальной реакцией на команды системы управления. Повышение температуры двигателя при работе по сравнению с температурой помещения не превышает 2 °С.

Для увеличения мощности на один рабочий орган устанавливают несколько линейных двигателей. Так, на электроэрозионных прошивочных станках фирмы *SODICK* для вертикального перемещения рабочего органа установлены два линейных двигателя, конструкция которых иллюстрируется рис. 2.6.

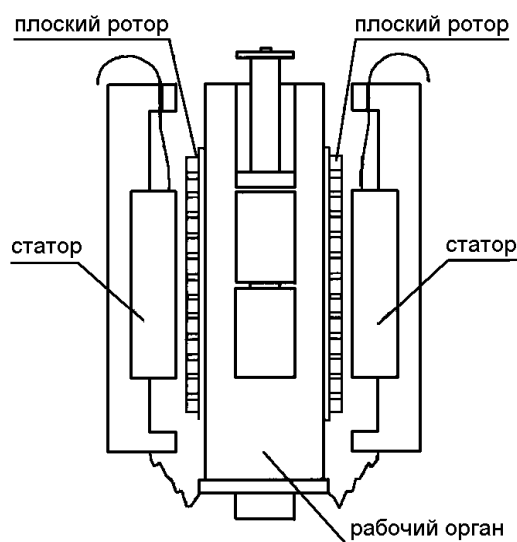


Рис. 2.6. Конструкция линейного двигателя *SODICK Co., Ltd.*

Рассмотрим линейный двигатель *Iron Core Brushless Linear Servo Motor* фирмы *Baldor Electric Company*. На рис. 2.7 изображен его внешний вид.

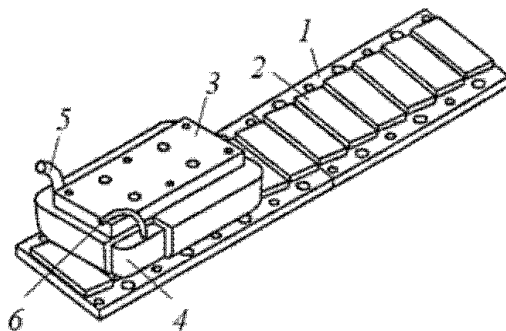


Рис. 2.7. Линейный двигатель *Iron Core Brushless Linear Servo Motor*

Двигатель состоит из направляющего устройства («ротора»), представляющего собой тонкую стальную пластину 1 с наклеенными на ней под определенным углом прямоугольными редкоземельными постоянными магнитами 2, и подвижного звена («статора») 3, состоящего из группы катушек, залитых теплопроводящей эпоксидной смолой, датчика Холла 4, подводящего к катушкам кабеля 5 и кабеля 6 датчика Холла. Направляющее устройство собирают из секций длиной D , число которых определяется необходимой длиной двигателя.

Линейный двигатель *Cog-free Brushless Linear Servo Motor* фирмы *Baldor Electric Company* изображен на рис. 2.8. Он состоит из направляющего устройства («ротора»), представляющего собой тонкий $\sqsubset$ -образный стальной профиль 1 с наклеенными на его боковые поверхности прямоугольными редкоземельными постоянными магнитами 2, и подвижного звена («статора») 3, устроенного аналогично рассмотренному выше линейному двигателю *Iron Core Brushless*.

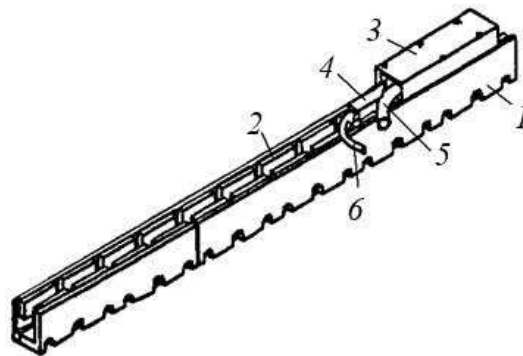


Рис. 2.8. Линейный двигатель *Cog-free Brushless Linear Servo Motor*

2.2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ДВИГАТЕЛИ

2.2.1. Классификация гидравлических двигателей объемного вытеснения

Гидродвигатели, использующие в рабочем процессе статическое давление жидкости, называются *двигателями объемного вытеснения*, а гидросистемы с ними — *объемным гидроприводом*.

Гидродвигатели, использующие в рабочем процессе динамическое давление жидкости, относятся к *турбомашинам*. Конструктивными элементами турбомашин, взаимодействующими с жидкостью, являются лопасти (лопатки), поэтому вместо термина «турбомашины» используют также термин *лопастные гидромашины*.

Основные преимущества двигателей объемного вытеснения перед лопастными с точки зрения их применения в гидроприводе ММ следующие:

- «жесткая» характеристика (слабая зависимость потребляемого расхода жидкости от давления, т.е. от нагрузки);
- возможность обеспечения весьма малых, так называемых ползучих, скоростей рабочих органов;
- хорошая управляемость;
- слабая зависимость КПД от режима работы.

Преимущества лопастных гидродвигателей:

- высокая энергоемкость, обусловленная большей производительностью при равных размерах;
- относительная простота конструкции.

Очевидно, что преимущества двигателей объемного вытеснения гораздо более значимые. Применение именно этих гидромашин в ММ позволяет создавать малогабаритные высоконагруженные и высокоточные устройства.

Поэтому далее будут рассмотрены гидродвигатели объемного вытеснения, или, как их еще называют, *объемные гидромоторы*.

Классификация объемных гидромоторов иллюстрируется рис. 2.9.

По виду движения рабочего органа различают гидромоторы поступательного движения (*гидроцилиндры*) и вращательного движения.

Гидроцилиндры, способные развивать рабочие усилия как при прямом, так и при обратном движении, называются *гидроцилиндрами двустороннего действия* и могут быть выполнены с односторонним или двусторонним штоком.

Гидроцилиндры, предназначенные для создания усилия постоянного направления (в одном направлении ход рабочий, в обратном — холостой), называются *гидроцилиндрами одностороннего действия* и могут быть поршневыми или плунжерными.

Гидромоторы вращательного движения подразделяются на неполноповоротные (*моментные гидроцилиндры*) и полноповоротные, иначе называемые гидромоторами неограниченного вращения.

Моментные гидроцилиндры выполняют возвратно-вращательное движение на угол менее 360° . Они могут иметь ротор с одной или несколькими пластинами.

Полноповоротные гидромоторы, совершенно аналогично насосам объемного вытеснения, подразделяются на радиально- и аксиально-поршневые, пластинчатые и шестеренные.

В дальнейшем под *гидромотором* будет подразумеваться именно гидродвигатель неограниченного вращения.

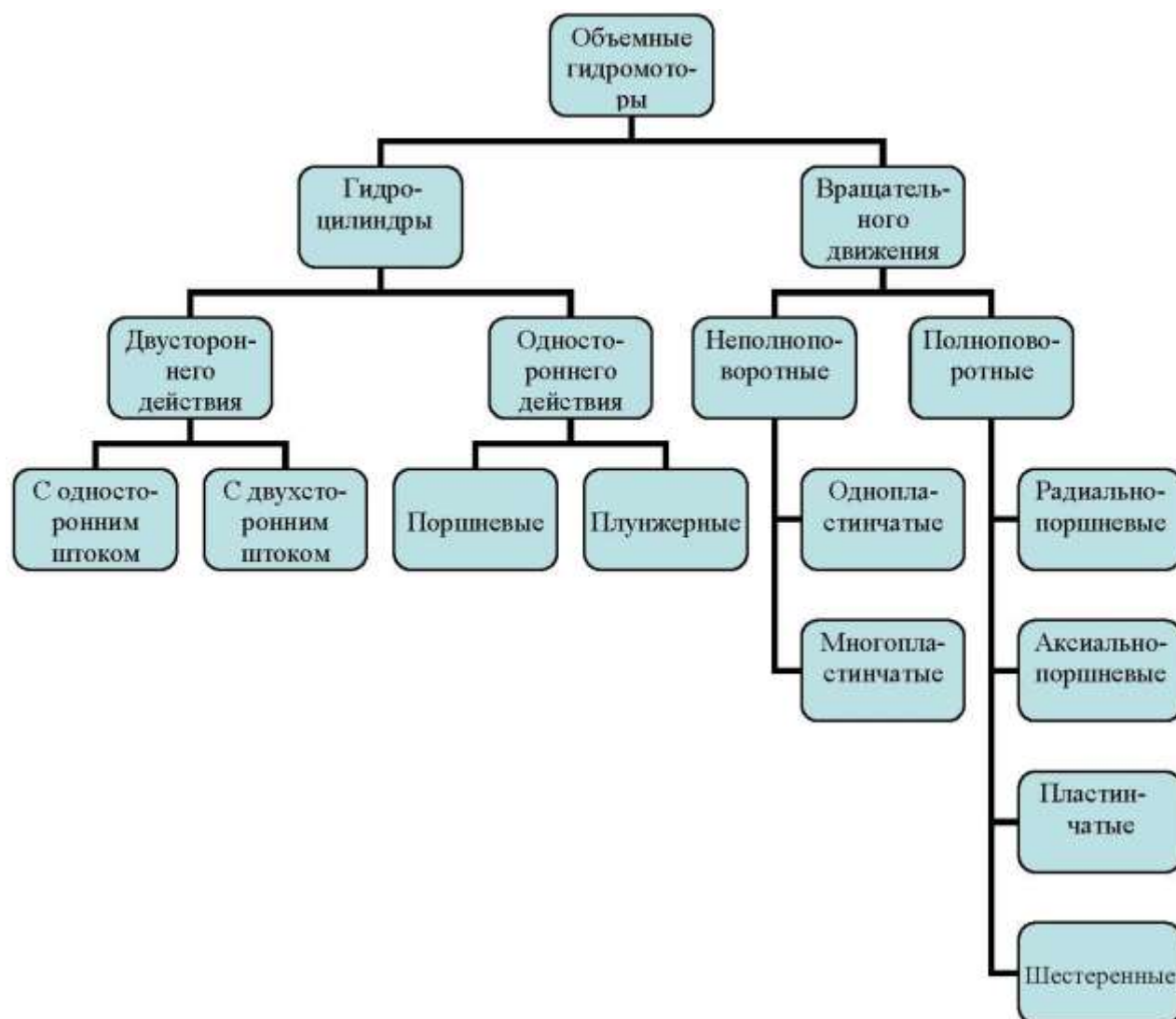


Рис. 2.9. Классификация двигателей объемного вытеснения

Следует указать на такое очень важное свойство гидромашин, как *обратимость*. Подача жидкости под высоким давлением в полость всасывания насоса приводит к вращению его ротора и созданию на его валу крутящего момента, величина которого определяется давлением жидкости, т. е. насос начинает работать как гидромотор. Поэтому конструкции насосов и гидромоторов одного и того же принципа действия имеют практически одинаковые основные элементы.

2.2.2. Гидравлические двигатели вращательного движения

Серийно выпускающиеся *радиально-поршневые гидромоторы* представляют собой достаточно сложные агрегаты; некоторые из них имеют собственную гидросистему, средства регулирования и реверсирования и т.п. Их мас-

согабаритные показатели таковы, что применение этих гидромашин в ММ практически невозможно. Есть, однако, и среди радиально-поршневых гидромоторов очень интересные с этой точки зрения.

Следует, в частности, особо рассмотреть устройство радиально-поршневого гидромотора многократного действия, иначе называемого высокомоментным гидромотором.

Схема высокомоментного гидромотора приведена на рис. 2.10.

Характерной особенностью его конструкции является статор, внутренняя поверхность которого спрофилирована таким образом, что поршень за один оборот ротора совершает несколько двойных ходов (в гидромоторе по рис. 2.10 таких двойных ходов четыре).

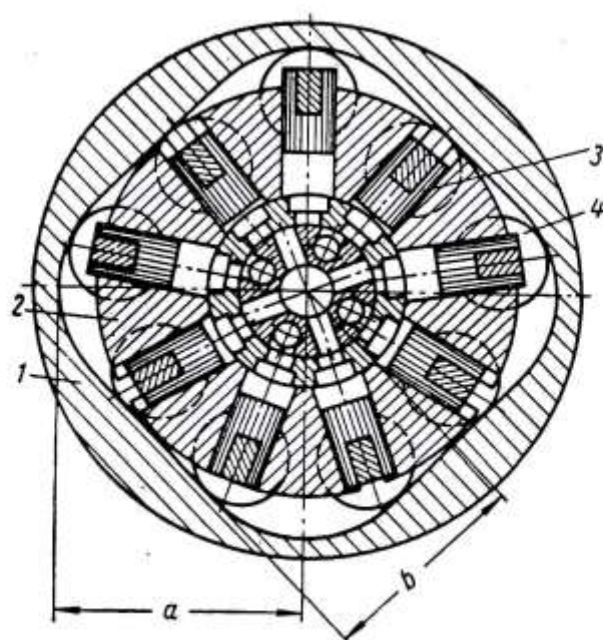


Рис. 2.10. Роторно-поршневой высокомоментный гидромотор:
1 — статор; 2 — блок цилиндров (ротор); 3 — поршень; 4 — ролик

Пусть в общем случае число двойных ходов гидромотора равно m . Тогда расход жидкости, потребляемый такой гидромашинной, будет в m раз больше, чем гидромотором одинарного действия при тех же перемещениях и диаметрах поршней, во столько же раз выше крутящий момент и меньше угловая скорость ротора. А если принять во внимание, что при необходимости можно обеспечить $m = 20$, то становится очевидной целесообразность применения высокомоментных гидромоторов в ММ с большими значениями крутящего момента и низкими частотами вращения выходного вала.

Аксиально-поршневые гидромоторы более компактны и удобны для применения в ММ, чем радиально-поршневые, поэтому и используются они значительно чаще. В настоящее время предприятиями выпускается широкая номенклатура гидромоторов рассматриваемого типа на различные давления и расходы жидкости.

Принцип действия аксиально-поршневого гидромотора поясняется рис. 2.11, *а*.

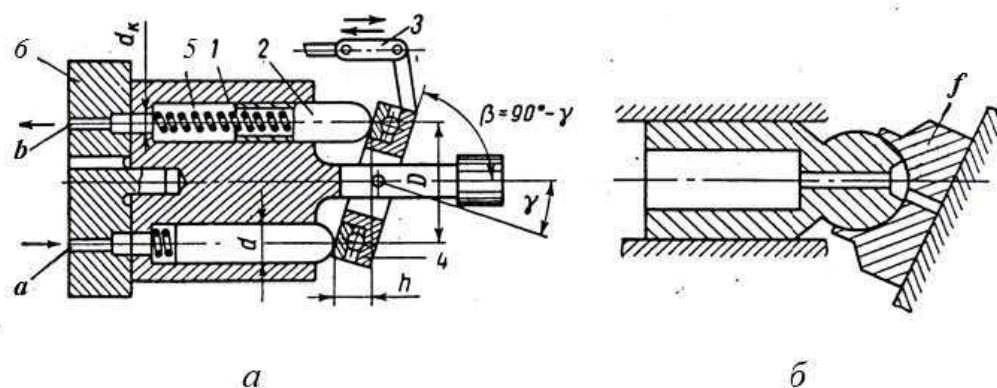


Рис. 2.11. Схема аксиально-поршневого гидромотора:

а — конструкция; *б* — опорный башмак;

1 — ротор; 2 — поршень (плунжер); 3 — звено механизма качания наклонной шайбы 4; 5 — пружина; 6 — узел распределения жидкости; *а* — окно для подвода жидкости; *б* — сливное окно; *ф* — опорный башмак

При подаче жидкости из линии нагнетания через узел распределения 6 в окно *а* плунжер 2 нижнего цилиндра, контактирующий с наклонной шайбой 4 посредством упорного подшипника качения, выдвигается за половину оборота на расстояние *h* из цилиндра. За последующую половину оборота ротора плунжер снова вдвигается в цилиндр, и жидкость через узел распределения и окно *б* вытесняется в сливную линию.

Пружины 5 обеспечивают постоянный контакт плунжеров с упорным подшипником наклонной шайбы.

Механизм качания (3 — его концевое звено) изменяет угол γ наклона шайбы 4, причем соответственно изменяется ход плунжера *h* по закону:

$$h = D \operatorname{tg} \gamma, \quad (2.1)$$

где *D* — диаметр окружности, на которой расположены плунжеры в роторе.

Очевидно, что поворотом шайбы 4 против часовой стрелки можно получить $h = 0$ и, следовательно, остановку гидромотора, а затем и реверсирование направления вращения ротора.

Опорный башмак f (рис. 2.11, б) позволяет заменить точечный контакт плунжеров с поверхностью опорной шайбы поверхностным контактом (плунжера с башмаком — по сферической поверхности, башмака с наклонной шайбой — по плоскости) и таким образом снизить интенсивность износа контактирующих поверхностей.

Иначе решена задача изменения частоты вращения в аксиально-поршневом насосе, конструкция которого показана на рис. 2.12.

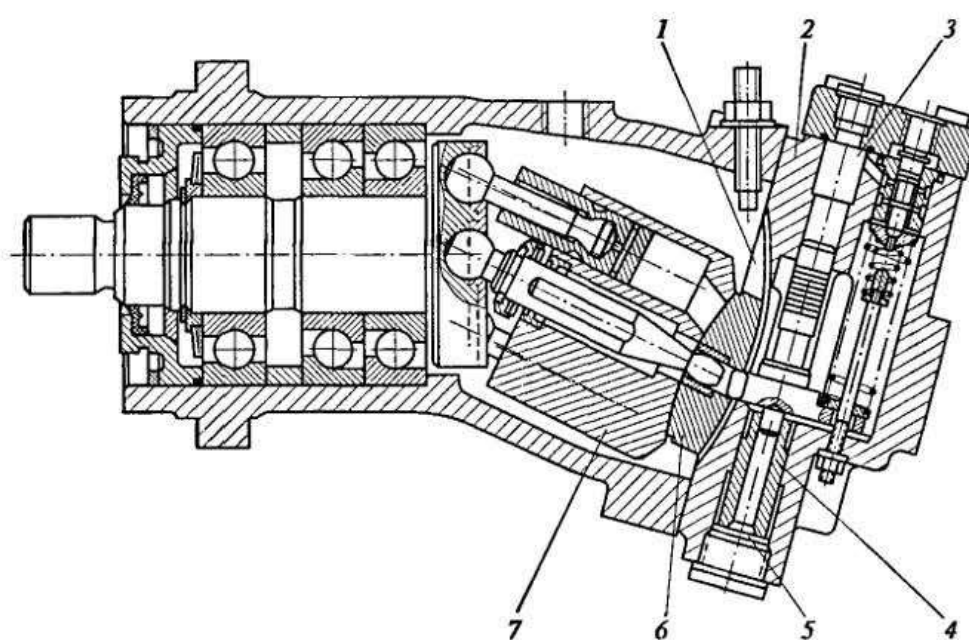


Рис. 2.12. Аксиально-поршневой гидромотор, регулируемый изменением угла наклона блока цилиндров:
1 — цилиндрический паз; 2 — крышка корпуса; 3 — полость; 4 — поршень;
5 — гидроцилиндр; 6 — распределитель; 7 — блок цилиндров

Его распределитель 6 имеет возможность скользить по цилиндрическому пазу 1 в крышке корпуса 2. Изменение угла наклона блока цилиндров 7 производится поршнем 4 управляющего гидроцилиндра 5 при подаче в его полость 3 жидкости под давлением.

В качестве примера в табл. 2.1 приведены основные параметры серийно выпускаемых аксиально-поршневых нерегулируемых гидромоторов ряда Г15-2.

На рис. 2.13 показан внешний вид аксиально-поршневого регулируемого гидромотора Г12-21Р.

Основные параметры аксиально-поршневых гидромоторов Г15-2

Параметр	Г15-21Н	Г15-22Н	Г15-23Н	Г15-24Н	Г15-25Н
Номинальный крутящий момент, Н·м	9,4	16,7	33,3	66,7	133
Номинальный расход, дм ³ /мин	10,8	19,2	38,4	76,8	154
Номинальная мощность, кВт	0,96	1,7	3,4	6,8	13,6
Масса, кг	4,5	7,0	12	20	40
Примечания: 1. Номинальная частота вращения 960 об/мин. 2. Номинальное давление 6,3 МПа. 3. Полный КПД 0,87.					



Рис. 2.13. Аксиально-поршневой регулируемый гидромотор Г15-21Р

Пластинчатые гидромоторы в ММ составляют определенную конкуренцию гидромоторам аксиально-поршневым. Поэтому интересно сравнить между собой эти два типа по конструктивной сложности и рабочим параметрам.

Схема пластинчатого гидромотора двойного действия показана на рис. 2.14.

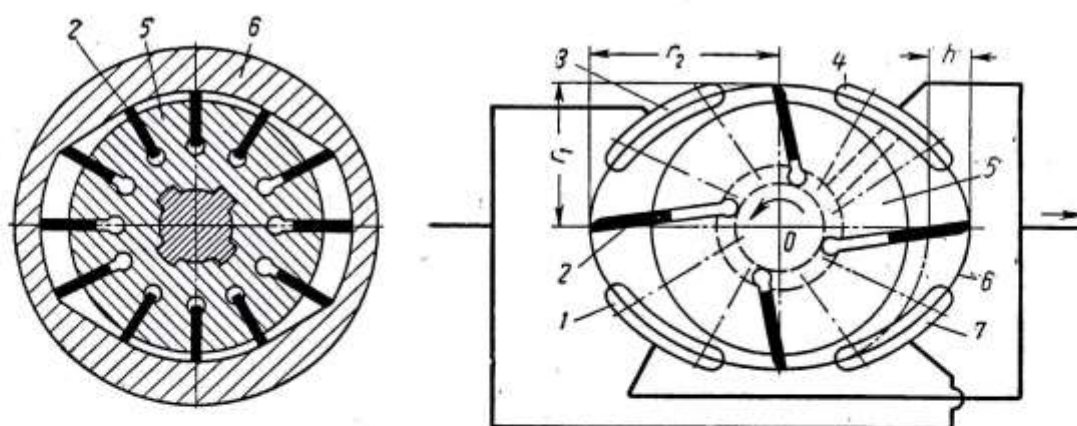


Рис. 2.14. Пластинчатый гидромотор двойного действия:
 1, 4 — сливные окна; 2 — пластины; 3, 7 — подающие окна;
 5 — ротор; 6 — статор

Поверхность статора 6 спрофилирована таким образом, что при вращении ротора 5 против часовой стрелки жидкость под давлением поступает в насос через окна 3 и 7 и выходит в сливную линию через окна 1 и 4. Силы давления жидкости на ротор со стороны полостей подачи взаимно уравниваются.

Недостаток таких гидромоторов — невозможность их регулирования.

Основные рабочие параметры гидромоторов Г16-1-М даны в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Основные параметры пластинчатых гидромоторов Г16-1-М

Параметр	Г16-11М	Г16-12М	Г16-13М	Г16-14М	Г16-15М
Номинальный крутящий момент, Н·м	6,2	12,3	24,5	49	98
Номинальный расход, дм ³ /мин	14	19,4	37,1	67,2	129
Номинальная мощность, кВт	0,6	1,2	2,4	4,9	9,8
Номинальное давление, МПа	8			7	
Полный КПД	0,5	0,63	0,69	0,73	0,76
Масса, кг	6,3		10	24	
Примечание. Номинальная частота вращения 960 об/мин.					

При сравнении параметров пластинчатых и поршневых гидромашин обращает на себя внимание существенно меньший объемный КПД пластинчатых гидромоторов. Причина этого состоит в невозможности предотвращения перетечек жидкости между пластинами и поверхностью расточки статора, между пластинами и боковыми стенками.

К достоинствам пластинчатых гидромоторов следует отнести их более простую конструкцию.

Об эксплуатационных преимуществах аксиально-поршневых гидромоторов перед пластинчатыми говорят следующие данные.

По номинальному расходу близки гидромоторы Г15-23Н и Г16-13М, но Г15-23Н развивает в 1,4 раза большие крутящий момент и мощность, имеет полный КПД в 1,26 раза выше, причем масса его только в 1,2 раза больше. К этому следует добавить, что Г15-23Н способен работать при перепаде давлений 12,5 МПа, а Г16-13М — 8 МПа, и уровень шума у Г15-23Н на 12 дБ(А) ниже, чем у Г16-13М.

Разумеется, такого «экспресс-сравнения» недостаточно, чтобы однозначно утверждать о превосходстве аксиально-поршневых гидромоторов. В каждом конкретном случае необходимо рассматривать в совокупности весь ММ и сравнивать варианты по стоимости, габаритам и т.д.

В конструкциях ММ находят широкое применение *неполноповоротные гидромоторы*, или моментные гидроцилиндры.

Схема моментного гидроцилиндра с одной пластиной показана на рис. 2.15. Он состоит из корпуса 1 и ротора, представляющего собой втулку 2 с пластиной 3. Кольцевая полость между внутренней поверхностью корпуса и втулкой разделена перемычкой 4 с уплотнительным элементом 5.

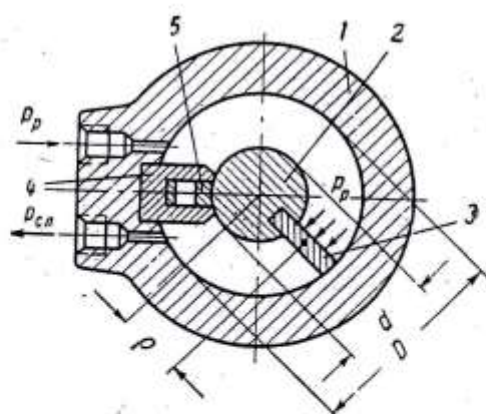


Рис. 2.15. Моментный гидроцилиндр:
1 — корпус; 2 — втулка; 3 — пластина; 4 — перемычка;
5 — уплотнительный элемент

При подаче жидкости под давлением p_p в верхний канал пластина 3 с втулкой 2 поворачивается по часовой стрелке. Максимальный угол поворота обычно равен 270° .

Развиваемый моментным гидроцилиндром крутящий момент:

$$T = (p_p - p_{cl}) A_{пл} \rho \eta_{мех}, \quad (2.2)$$

где p_{cl} — давление жидкости в сливном канале; $A_{пл}$ — площадь рабочей поверхности пластины; ρ — плечо приложения силы давления.

Площадь рабочей поверхности пластины:

$$A_{пл} = (D - d) \frac{b}{2}, \quad (2.3)$$

где b — ширина пластины по оси цилиндра.

Плечо силы давления:

$$\rho = \frac{D + d}{4}, \quad (2.4)$$

поэтому для $p_{cl} \approx 0$:

$$T = 0,125 p_p (D^2 - d^2) b \eta_{мех}. \quad (2.5)$$

Угловая скорость ротора:

$$\omega = \frac{Q \eta_{об}}{A_{пл} \rho} = \frac{8 Q \eta_{об}}{(D^2 - d^2) b}. \quad (2.6)$$

В отличие от гидроцилиндров поступательного движения, в моментных гидроцилиндрах $\eta_{об} < 1$, так как достаточно эффективно уплотнить зазоры между пластиной, корпусом и боковыми стенками не удается.

Многопластинчатые моментные гидроцилиндры содержат две или три пластины и развивают соответственно большие крутящие моменты, но меньшие угловые скорости (при равных расходах жидкости), причем максимальный угол поворота соответственно уменьшается.

Для многопластинчатых гидроцилиндров формулы (2.5) и (2.6) принимают следующий вид:

$$T = 0,125 p_p z (D^2 - d^2) b \eta_{\text{мех}}; \quad (2.7)$$

$$\omega = \frac{Q \eta_{\text{об}}}{A_{\text{пл}} \rho} = \frac{8 Q \eta_{\text{об}}}{(D^2 - d^2) z b}. \quad (2.8)$$

В (2.7) и (2.8) z — число пластин.

Основные технические параметры серийно выпускаемых моментных гидроцилиндров ДПГ приведены в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Основные параметры моментных гидроцилиндров ДПГ

Параметр	ДПГ16	ДПГ63	ДПГ125	ДПГ200
Номинальный крутящий момент, Н·м	160	630	1250	2000
Расход при максимальной угловой скорости, дм ³ /мин	1,6	6,3	12,5	20
КПД:				
полный	0,9	0,92	0,89	0,9
объемный	0,94	0,97	0,98	0,98
Масса, кг	4	14	40	45
Примечания: 1. Угловая скорость максимальная 3,14 с ⁻¹ . 2. Номинальное давление 16 МПа. 3. Угол поворота 270°.				

Шестеренные гидромоторы имеют наиболее простую конструкцию из всех машин объемного вытеснения.

На роторе гидромотора закреплена шестерня 1 (рис. 2.16), в зацеплении с которой находится шестерня 4. Зазоры между вершинами зубьев шестерен и внутренней поверхностью корпуса 3 весьма малы. Жидкость под давлением поступает в полость 5, приводя зубчатую пару во вращение. Из полости 5 в полость 2 жидкость переносится во впадинах между зубьями, ограниченных поверхностью корпуса и двумя (передней и задней) боковыми крышками.

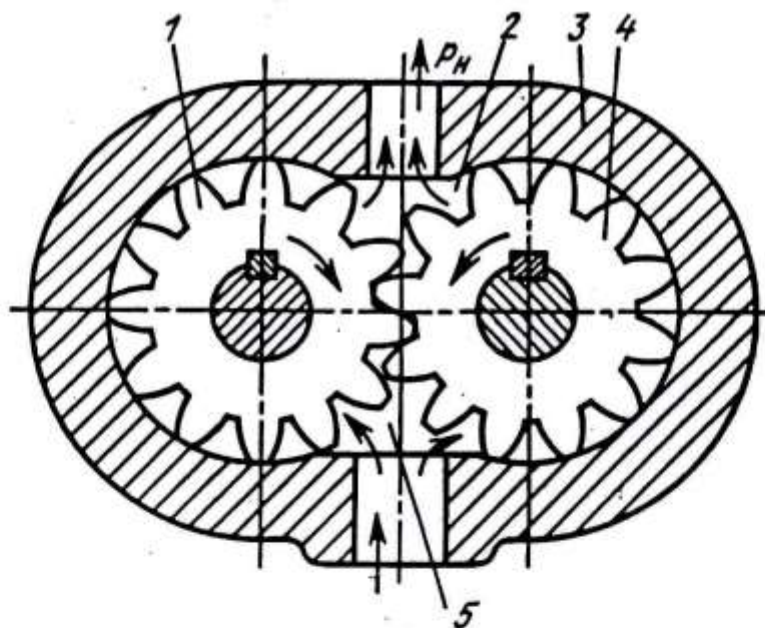


Рис. 2.16. Схема действия шестеренного гидромотора:
1, 4 — шестерни; 2 — подающая полость; 3 — корпус;
5 — сливная полость

Об одном из достоинств шестеренных гидромоторов — конструктивной простоте — уже сказано выше.

Кроме того, следует отметить надежность в эксплуатации и несколько более высокий, по сравнению с пластинчатыми насосами, объемный КПД.

Основной недостаток этих гидромашин состоит в невозможности их регулирования. Попытки создать регулируемый шестеренный насос предпринимаются, но успеха до настоящего времени достичь не удалось, так как конструкция резко усложняется, увеличиваются утечки, снижается качество зацепления и связанные с ним надежность и долговечность и т.п.

Также нужно указать на сравнительно низкий механический КПД. Дело в том, что ротор и шестерня 4 (рис. 2.16) установлены обычно на подшипниках скольжения, что дает возможность уменьшить размеры насоса в целом и избежать больших утечек, но увеличивает потери мощности на трение.

2.2.3. Гидроцилиндры

Принцип работы гидроцилиндров поясняется рис. 2.17.

Гидроцилиндр содержит корпус (гильзу) 1, в котором расположен поршень 3, шток 5 которого выходит наружу. Зазор между поршнем и корпусом перекрыт уплотнением 2, а между штоком и корпусом — уплотнением 3.

При расчете гидроцилиндров необходимо принимать во внимание силы трения между уплотнительными элементами и движущимися поверхностями. Эти силы учитываются механическим КПД, величина которого, по различным данным, находится в интервале $\eta_{\text{мех}} = 0,85-0,98$. Конкретное значение $\eta_{\text{мех}}$ на стадии расчета определить невозможно, оно зависит от многих факторов.

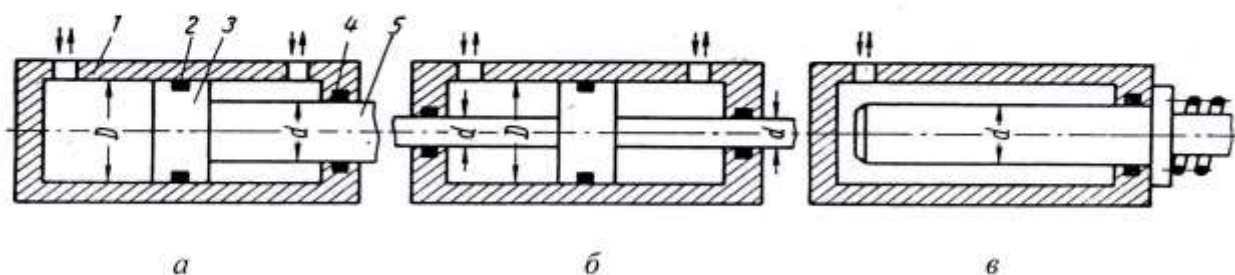


Рис. 2.17. Схемы гидроцилиндров:

- а* — гидроцилиндр двустороннего действия с односторонним штоком;
- б* — гидроцилиндр двустороннего действия с двусторонним штоком;
- в* — гидроцилиндр одностороннего действия плунжерный

Один из них — диаметр уплотняемой поверхности, с величиной которого величина $\eta_{\text{мех}}$ связана линейной зависимостью. К сожалению, полагаться на значения $\eta_{\text{мех}}$, полученные из приводимых в различных источниках формул, нельзя. На основе анализа ряда научно-технических работ могут быть рекомендованы для использования на стадии предварительного расчета следующие значения $\eta_{\text{мех}}$:

- при диаметрах поршня (плунжера) до 40 мм $\eta_{\text{мех}} = 0,85$;
- при диаметрах поршня свыше 40 до 60 мм $\eta_{\text{мех}} = 0,9$;
- при диаметрах поршня свыше 60 до 125 мм $\eta_{\text{мех}} = 0,92$;
- при диаметре поршня свыше 125 мм $\eta_{\text{мех}} = 0,95$.

У гидроцилиндра двустороннего действия с односторонним штоком различают поршневую (слева от поршня на рис. 2.17, *а*) и штоковую (справа от поршня на рис. 2.17, *а*) полости. От того, в какую полость подается жидкость под давлением, зависят усилие на штоке и скорость движения штока. Подача жидкости в поршневую полость при условии, что давление в штоковой полости мало отличается от атмосферного, обеспечивает усилие:

$$F_1 = \frac{\pi D^2}{4} p \eta_{\text{мех}} \quad (2.9)$$

и скорость выдвижения штока из цилиндра:

$$v_1 = \frac{4Q}{\pi D^2}, \quad (2.10)$$

где Q — расход поступающей в цилиндр жидкости.

При подаче в штоковую полость усилие равно:

$$F_1 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} p \eta_{\text{мех}}; \quad (2.11)$$

скорость перемещения штока в цилиндр:

$$v_1 = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)}. \quad (2.12)$$

Усилие и скорость перемещения штока гидроцилиндра с двусторонним штоком (рис. 2.17, б) не зависят от того, в какую полость подается жидкость, и определяются по формулам (2.11) и (2.12).

Усилие и скорость выдвижения плунжера гидроцилиндра, изображенного на рис. 2.17, в, определяются по формулам (2.9) и (2.10), в которых под D подразумевается диаметр плунжера. Такой гидроцилиндр под действием давления жидкости совершает ход в одну сторону (на рис. 2.17, в — вправо), а обратный ход — под действием внешней силы (на рис. 2.17, в это сила пружины).

В настоящее время действует ряд стандартов на гидроцилиндры. В качестве примера могут быть приведены стандарты на гидроцилиндры для станочных приспособлений с диаметрами поршня от 40 до 80 мм для работы при номинальном давлении жидкости 10 МПа со скоростями до 0,063 м/с [9]. Эти стандарты распространяются на цилиндры одностороннего действия со сплошным и полым штоками, а также двустороннего действия.

Конструкции гидроцилиндров не исчерпываются показанными на рис. 2.17. Например, находят применение телескопические гидроцилиндры (рис. 2.18). Они позволяют при малой длине гильзы получить большое перемещение объекта.



Рис. 2.18. Телескопический гидроцилиндр

Контрольные вопросы

1. Дайте сравнительную характеристику электродвигателей вращательного движения.
2. Электродвигатели какого типа способны развивать наибольшие пусковые моменты?
3. В чем состоит конструктивное различие коллекторного и бесколлекторного электродвигателей?
4. Что такое датчик Холла?
5. Поясните принцип работы электродвигателя поступательного движения.
6. Дайте сравнительную характеристику объемных гидродвигателей вращательного движения.
7. Назовите преимущества объемных гидродвигателей по сравнению с электродвигателями.
8. Какой, по Вашему мнению, объемный гидродвигатель вращательного движения имеет простейшую конструкцию?
9. Что такое гидроцилиндр двустороннего действия с двусторонним штоком?
10. Как устроен телескопический гидроцилиндр?

3. РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОПРИВОДНЫХ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ

3.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ

3.1.1. Общие положения

Определение требуемой мощности двигателя, или энергетический расчет, является важной частью процесса конструирования ММ и направлен на рациональный выбор двигателя и преобразователя движения (совокупность двигателя и преобразователя движения далее будет называться *приводом*), которые обеспечивают заданные законы движения выходного звена. Необходимо учитывать, что привод определяет энергетические свойства модуля и его кинематические и динамические характеристики и при этом является весьма дорогостоящим, энерго- и материалоемким узлом. Поэтому следует стремиться обеспечить заданные характеристики ММ с одновременной минимизацией стоимости, мощности и массы привода.

Методика энергетического расчета ММ определяется заданными режимами движения и информацией о параметрах нагрузки. С этой точки зрения можно выделить два основных варианта постановки задачи расчета ММ, которые наи-более часто встречаются в инженерной практике.

В первом варианте проводят проектирование *специализированного* ММ как составляющей части мехатронной системы. При таком подходе конструктор с помощью специальных расчетов получает детальную информацию об объекте: законе его движения во времени, характеристиках нагрузки (включая ее составляющие), массогабаритных параметрах объекта, условиях эксплуатации и т.д. Наличие полной информации о нагрузке позволяет оптимизировать параметры привода.

Методики энергетического расчета и оптимизации специализированных ММ можно найти в специальной литературе.

Второй вариант предусматривает создание *универсального* ММ как функционально самостоятельного изделия, которое в дальнейшем может быть использовано в мехатронных системах различного назначения и конструктивного исполнения. В этом случае конструктор не имеет полной информации о характере нагрузки и законе движения объекта во времени. Энергетический расчет проводят для типового закона перемещения выходного звена модуля по предельным значениям нагрузки, скорости и ускорения движения.

Ниже будет рассмотрен энергетический расчет универсального ММ.

3.1.2. Энергетический расчет универсального мехатронного модуля при незначительных динамических нагрузках

Рассмотрим методику расчета универсального ММ при незначительных динамических нагрузках, когда силы инерции значительно меньше внешних сил, действующих на ММ. В этом случае основными исходными данными являются:

- структурная схема мехатронного модуля;
- приложенная внешняя нагрузка (сила F_H или вращающий момент T_H);
- требуемая скорость (линейная $v_{\text{вых}}$ или угловая $\omega_{\text{вых}}$) выходного звена.

Для ММ поступательного движения требуемую мощность двигателя, Вт, определяют по формуле:

$$P = \frac{F_H v_{\text{вых}} K_{\text{дин}}}{\eta}, \quad (3.1)$$

где F_H — усилие сопротивления на выходном звене, Н; $v_{\text{вых}}$ — линейная скорость выходного звена, м/с; η — коэффициент полезного действия преобразователя движения; $K_{\text{дин}} = 1,1-1,3$ — коэффициент запаса, учитывающий влияние динамических нагрузок в период разгона и торможения.

Для ММ вращательного движения требуемую мощность двигателя, Вт, определяют по формуле:

$$P = \frac{T_H \omega_{\text{вых}} K_{\text{дин}}}{\eta}, \quad (3.2)$$

где T_H — момент сопротивления на выходном звене, Н·м; $\omega_{\text{вых}}$ — угловая скорость выходного звена, с⁻¹.

Формулу (3.2) следует использовать с учетом предполагаемого типа двигателя. В том случае, если двигатель способен развивать пусковой момент, значительно превышающий номинальный, коэффициент $K_{\text{дин}}$ может быть принят равным единице. В частности, это касается асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором 4А, АИР и 5АИ, которые имеют отношение пускового момента к номинальному не менее двух.

Так как двигатели одной и той же мощности имеют разные номинальные вращающие моменты $T_{\text{ном}}$, то необходимо определить требуемый момент двигателя, Н·м:

$$T_{\text{д.тр}} = \frac{T_{\text{н}}}{u\eta}, \quad (3.3)$$

где u — передаточное отношение преобразователя движения.

Окончательно тип двигателя выбирают по каталогам исходя из условий:

$$P_{\text{д}} \geq P; \quad (3.4)$$

$$T_{\text{ном}} \geq T_{\text{д.тр}}. \quad (3.5)$$

Предварительный выбор вентильного бесконтактного моментного двигателя серии ДБМ осуществляют для ММ без преобразователя движения по пусковому моменту $T_{\text{п}}$, равному статическому синхронизирующему моменту $T_{\text{с}}$ (см. табл. 2.3), для ММ с преобразователем движения — по приведенной выше методике.

Для ММ, работающих в повторно-кратковременном режиме, должна быть задана циклограмма нагружения (рис. 3.1).

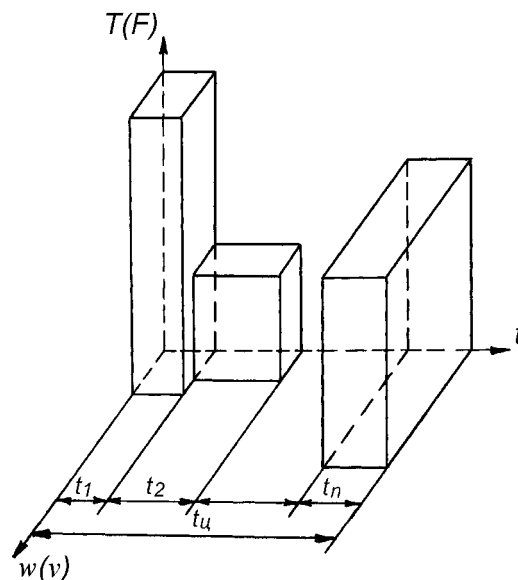


Рис. 3.1. Циклограмма нагружения мехатронного модуля

В этом случае, учитывая, что время разгона и торможения значительно меньше времени установившегося движения, можно определить значение требуемой среднеквадратичной статической мощности, приведенной к валу двигателя, Вт:

$$P_c = \frac{\sqrt{\sum_{K=1}^n \left(P_{CK} \cdot \frac{\omega_{ном}}{\omega_{PK}} \right)^2 \cdot t_{PK}^2}}{\sum_{K=1}^n \beta_{wK} \cdot t_{PK}} K_{дин}. \quad (3.6)$$

В формуле (3.6):

– P_{CK} — требуемая статическая мощность двигателя на K -м рабочем участке нагрузочной циклограммы двигателя, Вт; для ММ линейного движения:

$$P_{CK} = \frac{F_{HK} v_K}{\eta}, \quad (3.7)$$

где F_{HK} — сила сопротивления на K -м рабочем участке циклограммы, Н; v_K — линейная скорость выходного звена на K -м рабочем участке циклограммы, м/с; для ММ вращательного движения:

$$P_{CK} = \frac{T_{HK} \omega_K}{\eta}, \quad (3.8)$$

где T_{HK} — момент сопротивления на K -м рабочем участке циклограммы, Н·м; ω_K — угловая скорость выходного звена на K -м рабочем участке циклограммы, с⁻¹;

- n — число включенных состояний двигателя за цикл;
- $\omega_{ном}$ — номинальная скорость вращения вала двигателя, с⁻¹;
- ω_{PK} — рабочая скорость вращения вала двигателя на K -м рабочем участке циклограммы, с⁻¹;
- t_{PK} — длительность K -го рабочего участка циклограммы, с;

– β_{w_E} — коэффициент, учитывающий теплоотдачу при понижении скорости вращения двигателя по отношению к номинальной, вызванном условиями обеспечения требуемого технологического процесса, определяемый по формуле:

$$\beta_{w_E} = \beta_o + (1 - \beta_o) \frac{\omega_{PK}}{\omega_{ном}}, \quad (3.9)$$

где $\beta_o = 0,7-0,78$ — для двигателей закрытого исполнения.

Требуемый среднеквадратичный момент двигателя:

$$T_c = \frac{\sqrt{\sum_{k=1}^n T_{HK}^2 \cdot t_{PK}^2}}{\sum_{k=1}^n t_{PK}}. \quad (3.10)$$

Тип двигателя выбирают по каталогам, исходя из следующих условий:

$$P_d \geq P_c; \quad (3.11)$$

$$T_{ном} \geq T_c. \quad (3.12)$$

3.1.3. Энергетический расчет универсального мехатронного модуля при значительных динамических нагрузках

Исходными данными при расчете универсального ММ при значительных динамических нагрузках являются:

- структурная схема ММ;
- приложенная внешняя нагрузка M_H (T_H или F_H);
- требуемая скорость (линейная $v_{вых}$ или угловая $\omega_{вых}$) выходного звена;
- момент инерции J_H (масса m_H) объекта управления;
- требуемое ускорение $E_{вых}$ (угловое $\varepsilon_{вых}$ или линейное $a_{вых}$) выходного звена.

Длительность разгона и торможения значительно меньше периода установившегося движения, поэтому динамические нагрузки оказывают влияние на работу двигателя очень короткий промежуток времени. Это дает возможность определить мощность двигателя и предварительно его выбрать по методике, изложенной выше, т.е. без учета динамических нагрузок.

Влияние динамических нагрузок на величину момента двигателя может быть значительным. Поэтому необходимо определить требуемый момент двигателя с учетом динамических нагрузок по формуле:

$$T_{д.тр.мах} = \frac{T_H + T_{дин}}{и\eta}, \quad (3.13)$$

где $T_{дин}$ — динамический момент, вызванный ускоренным движением вращающихся частей ММ и объекта управления, приведенный к выходному звену, Н·м, равный:

$$T_{дин} = (J_d u^2 + J_{пд} + J_H) \varepsilon_{вых}, \quad (3.14)$$

J_d — момент инерции ротора двигателя, кг·м²; $J_{пд}$ — момент инерции вращающихся частей преобразователя движения, кг·м², равный:

$$J_{пд} \approx (0,1 \dots 0,3) J_d u^2, \quad (3.15)$$

J_H — момент инерции объекта управления, кг·м².

Окончательно тип электродвигателя выбирают по стандартам исходя из условий:

$$P_d \geq P; \quad (3.16)$$

$$T_{ном} \geq T_{д.тр}; \quad (3.17)$$

$$T_{д.мах} \geq T_{д.тр.мах}, \quad (3.18)$$

где $T_{д.мах}$ — максимальный момент двигателя (задается в стандартах).

При отсутствии данных приближенно можно принимать:

$$T_{д.мах} \approx (2,0 \dots 2,2) T_{ном}. \quad (3.19)$$

Возвращаясь к формуле (3.2), можно сделать вывод, что двигатели 4А, АИР и 5АИ удовлетворяют условию (3.19).

В случае невыполнения указанных условий необходимо выбрать двигатель с бóльшим максимальным вращающим моментом.

3.1.4. Оптимизация выбора силовых элементов

Выбор варианта привода (двигателя и преобразователя движения) ММ может быть осуществлен неоднозначно, поэтому при его конструировании следует стремиться к оптимальному решению. Необходимо выбрать *критерий оценки качества* варианта. Оптимальным считается тот, которому соответствует экстремальное значение критерия.

В инженерной практике в качестве критериев оптимизации применяют различные показатели:

- время перемещения выходного звена на заданное расстояние;
- время согласования скорости выходного звена с заданным значением;
- минимизация массы и габаритов ММ;
- энергопотребление ММ при выполнении типовых движений.

Результат конструирования в значительной степени зависит от того, насколько удачно разработчик выберет необходимый критерий.

Например, выбор в качестве критерия максимального углового ускорения $\varepsilon_{\max}$ выходного звена ориентирован на ММ, работающие в составе высокопроизводительного оборудования. Для осуществления поставленной задачи необходимо определить оптимальное передаточное отношение преобразователя движения по формуле:

$$u_{\text{опт}} = \frac{T_{\text{н}}}{\eta \cdot T_{\text{д, max}}} + \sqrt{\left(\frac{T_{\text{н}}}{\eta \cdot T_{\text{д, max}}} \right)^2 + \frac{J_{\text{н}}}{J_{\text{д, лд}}}}. \quad (3.20)$$

Требуемый максимальный момент двигателя определяют в виде:

$$T_{\text{дтр, max}} = \frac{2}{\eta} \sqrt{J_{\text{д, лд}} \varepsilon_{\max} (J_{\text{н}} \varepsilon_{\max} + T_{\text{н}})}, \quad (3.21)$$

где $J_{\text{д, лд}}$ — момент инерции ротора двигателя и приведенный к валу двигателя момент инерции преобразователя движения:

$$J_{\text{д, лд}} \approx (1,1 \dots 1,3) J_{\text{д}}. \quad (3.22)$$

Для выбора типа электродвигателя необходимо выполнение условия:

$$T_{д.мах} \geq T_{д.тр.мах} \cdot \quad (3.23)$$

Если условие (3.23) не выполняется, необходимо выбрать двигатель с большим максимальным вращающим моментом.

Для выбранного привода с оптимальным передаточным отношением необходимо выполнение условия:

$$\frac{\omega_{ном}}{u_{опт}} \geq \omega_{вых} \cdot \quad (3.24)$$

При невыполнении условия (3.24) следует выбрать двигатель с большими скоростными возможностями и провести перерасчет мехатронного модуля.

3.2. РАСЧЕТ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ ДВИЖЕНИЯ

3.2.1. Предварительный выбор передачи по общим критериям

Критерием для выбора передачи называется техническое требование к ММ, позволяющее выделить из перечня механических передач те, конструкции которых позволяют обеспечить его выполнение.

Если же техническое требование может быть реализовано передачами различных типов, то критерием для выбора оно, очевидно, являться не может. Например, практически все передачи с жесткими звеньями способны обеспечить перемещение рабочего органа с точностью ± 1 мм. Следовательно, подобное техническое требование не может служить основанием для выбора передачи конкретного типа, т.е. не входит в число критериев.

С ужесточением технического требования до некоторого предела оно переходит в разряд критериев. Пусть техническим требованием оговаривается точность перемещения рабочего органа $\pm 0,01$ мм. В этом случае оно, безусловно, является критерием, которому удовлетворяет далеко не каждая передача.

Критерии подразделяются на *общие и специальные*.

Общими называются критерии, входящие в техническое задание практически любого ММ. К ним относятся:

- передаточное отношение преобразователя движения;
- КПД;

- вид движения и скорость (линейная или угловая) рабочего органа;
- максимальные допустимые габариты и масса;
- обусловленные заказчиком стоимость изготовления и эксплуатационные расходы.

Специальными называются критерии, обусловленные техническими требованиями, которые связаны с конкретным назначением ММ. К ним относятся:

- допустимая кинематическая погрешность перемещений рабочего органа;
- допустимая величина мертвого хода (для реверсивного ММ);
- обеспечение самоторможения;
- прочие критерии (определенная конфигурация, способ крепления и др.).

В ряде случаев выбор передачи может быть произведен уже на основании анализа общих критериев.

Передаточное отношение — один из важнейших параметров передачи (применительно к зубчатым, червячным, планетарным и волновым передачам используется термин *передаточное число*).

Для обеспечения заданного передаточного отношения часто применяют многоступенчатые передачи. Например, передаточное число цилиндрической зубчатой передачи в принципе не ограничено. Однако, начиная уже с $u = 6,3$, целесообразно от одноступенчатой передачи перейти к двухступенчатому редуктору. Конструкция усложняется, но становится компактной и малогабаритной, что благоприятно сказывается на ММ в целом. Существенный эффект увеличения передаточного числа дают комбинации из передач различных типов, например, червячной и зубчатой цилиндрической. Червячно-цилиндрический редуктор без особых трудностей может быть выполнен с $u = 315$.

Передачи винт-гайка скольжения (ВГС), шарико-винтовые (ШВП), ролико-винтовые (РВП) и реечные, предназначенные для преобразования вращательного движения в поступательное или, наоборот, поступательного во вращательное, характеризуются передаточным отношением, имеющим размерность.

Передаточное отношение при преобразовании вращательного движения в поступательное равно:

$$u_{ВП} = \frac{\omega_1}{v_2}, \quad (3.25)$$

при преобразовании поступательного движения во вращательное:

$$u_{\text{пв}} = \frac{v_2}{\omega_1}, \quad (3.26)$$

где ω_1 — угловая скорость вращающегося звена, с^{-1} ; v_2 — скорость движения поступательно перемещающегося звена, м/с .

Для ММ, предназначенного к эксплуатации при больших нагрузках и в напряженном режиме (большая продолжительность включения, высокие скорости рабочего органа), существенным становится такой критерий, как КПД. Помимо того, что от его величины зависят энергозатраты ММ, нужно также принимать во внимание следующее соображение.

Низкий КПД характерен для передач, работа которых сопровождается интенсивным относительным скольжением звеньев, т.е. червячной и ВГС. Эксплуатация таких передач в тяжелом режиме сопровождается комплексом отрицательных последствий: быстрым абразивным износом контактирующих поверхностей, нагревом, увеличением кинематической погрешности и мертвого хода.

Не все передачи способны обеспечить требуемую быстроходность рабочего органа ММ. Трудности при конструировании возникают не только тогда, когда задана высокая скорость выходного звена, но и когда нужно придать ему сверхнизкую, так называемую ползучую, скорость. В последнем случае может существовать принципиальная возможность использования, например, многоступенчатого цилиндрического зубчатого редуктора, но это будет настолько громоздкий механизм, что он не пройдет по критериям габаритов и стоимости изготовления.

Смысл последних двух критериев — максимальные допустимые габариты и масса, стоимость изготовления и эксплуатационные расходы — понятен и пояснений не требует. Оценка по ним требует от конструктора умения сопоставить передачи хотя бы качественно, по принципу «больше — меньше», что, в свою очередь, подразумевает представление о технологии изготовления передач. При ориентировочном определении массы могут помочь эмпирические зависимости массы различных типов редукторов от их главного параметра:

– одноступенчатый цилиндрический редуктор:

$$m = 8000a_w^{2,5}, \quad (3.27)$$

– двухступенчатый цилиндрический редуктор:

$$m = 10240a_{wT}^{2,5}, \quad (3.28)$$

– коническо-цилиндрический редуктор:

$$m = 12300a_{wT}^{2,5}, \quad (3.29)$$

– червячный редуктор:

$$m = 24900a_w^3, \quad (3.30)$$

где m — масса редуктора, кг; a_w — межосевое расстояние, м; a_{wT} — межосевое расстояние тихоходной ступени, м.

Формулы (3.27)–(3.30) получены для редукторов с чугунными корпусами. При выполнении корпуса из сплава на основе алюминия значение массы уменьшается в 1,5–2 раза.

Значения некоторых общих критериев, характерные для различных механических передач, приведены в табл. 3.1, 3.2.

Таблица 3.1

Значения общих критериев для передач вращения

Передача	Критерий		
	u	КПД	ω_{po}, c^{-1}
Зубчатая цилиндрическая	1–12,5 (1–6,3)	0,98	150–12 (150–23,8)
Цилиндрический двухступенчатый редуктор	6,3–63 (8–40)	0,96	23,8–2,38 (18,8–3,75)
Зубчатая коническая	1–5	0,97	150–30
Коническо-цилиндрический редуктор	10–40 (10–31,5)	0,95	15–3,75 (15–4,76)
Планетарная схемы 2К-Н	3–9 (4–6)	0,97	50–16,7 (37,5–25)
Волновая	63–400 (80–315)	0,87–0,81	2,38–0,375 (1,88–0,476)

Передача	Критерий		
	η	КПД	ω_{po}, c^{-1}
Червячная	8–80 (10–32)	0,95–0,7	18,8–1,88 (15–4,69)
Примечания: 1. ω_{po} — угловая скорость рабочего органа при угловой скорости вала двигателя 150 с ⁻¹ . 2. В скобках указаны диапазоны оптимальных значений.			

Таблица 3.2

Значения общих критериев для вращательно-поступательных передач

Передача	Критерий		
	$\eta_{вп}, m^{-1}$	КПД	$v_{po}, м/с$
Реечная	10–200	0,96	15 ($\leq 1,0$)
Винт-гайка скольжения	150–3 000	$\leq 0,7$	1,6 ($\leq 0,1$)
Шарико-винтовая	150–3 000 (300–2 000)	0,9–0,95	3,0 ($\leq 1,0$)
Примечания: 1. v_{po} — максимальная скорость рабочего органа. 2. В скобках указаны диапазоны оптимальных значений.			

По данным табл. 3.1 отметим, что многоступенчатые планетарные редукторы чаще всего образуются путем последовательного соединения передач схемы $2K-H$. В ряде случаев целесообразен синтез преобразователя движения в виде комбинации передач различных типов, как это уже было показано на примере червячно-цилиндрического редуктора.

Определение граничных значений критериев для оценки вращательно-поступательных передач затруднительно. В первую очередь это касается передачи ВГС (и вообще характерно для передач с интенсивным скольжением рабочих поверхностей). Величины КПД передач лежат в очень широких пределах. Значение КПД, приведенное в табл. 3.2, является максимальным, обычно же оно не превышает 0,5. То же можно сказать и о величине скорости рабочего органа. Оптимальное значение для передачи ВГС $v_{po} \leq 0,1$ м/с получено по наибольшему значению скорости относительного скольжения в винтовой паре $v_{ск} = 0,25$ м/с.

Диапазон оптимальных значений для ЦВП $v_{po} \leq 1,0$ м/с получен при допущении, что частота вращения винта $n_B \leq 3\,000$ об/мин.

Оценка передач по общим критериям невозможна без знания их конструктивных и технологических особенностей.

Цилиндрическая зубчатая передача может быть выполнена с внешним либо с внутренним зацеплением. Передача с внутренним зацеплением имеет меньшие габариты, но конструктивно и технологически сложнее передачи с внешним зацеплением, поэтому ее применение должно быть обосновано.

Во всех случаях следует стремиться к использованию косозубых передач: они имеют меньшие габариты и способны обеспечивать окружные скорости до 30 м/с при незначительном технологическом усложнении.

Для получения наименьших габаритов двухступенчатого редуктора важно правильно распределить общее передаточное число между ступенями (табл. 3.3, 3.4). Значения общего передаточного числа u , а также передаточных чисел быстроходной ступени u_B и тихоходной ступени u_T даны в соответствии со стандартным рядом.

Таблица 3.3

Передаточные числа ступеней трехосных цилиндрических редукторов

u	10	12,5	14	16	18	20	22,4	25	28	31,5	$\geq 35,5$
u_B	3,55	4	4,5	5	5,6		6,3	7,1		8	9
u_T	2,8	3,15				3,55			4		≥ 4

Таблица 3.4

Передаточные числа ступеней соосных цилиндрических редукторов

u	10	12,5	14	16	18	20	22,4	25	28	31,5	35,5	≥ 40
u_B	4,5	5	5,6		6,3	7,1		8	9		10	
u_T	2,24	2,5		2,8			3,15			3,55		≥ 4

Следует отметить, что от ММ, как правило, требуется точное выполнение задания в части передаточного числа, и отступление от стандарта допустимо.

В силу особенностей технологии изготовления *конических передач* рекомендуется выполнять их с передаточными числами $u \leq 5$. Это ограничение, в свою очередь, приводит к необходимости уже при $u > 5$ использовать конические передачи в составе двухступенчатых, обычно коническо-цилиндрических, редукторов. Нагрузочная способность конических передач ниже (при равных массах), чем цилиндрических, поэтому конической делают быстроходную ступень.

Учитывая это обстоятельство, а также то, что ММ, как правило, характеризуются компактностью и малыми размерами, далее будут рассматриваться передачи с внешними конусными расстояниями $50 \text{ мм} \leq R_e \leq 100 \text{ мм}$.

Реечные передачи наряду с ВГС, ШВП и РВП используются для преобразования вращательного движения в поступательное и так же, как ШВП, для преобразования поступательного движения во вращательное.

Преимуществами реечной передачи по сравнению с передачей ВГС являются высокий КПД и менее интенсивный износ деталей, а по сравнению с ШВП — простота конструкции и низкая стоимость. Однако, как это видно из табл. 3.2, ее передаточное отношение на 1–2 порядка меньше, чем у винтовых передач. Следовательно, реечная передача по сравнению с ними более скоростная.

Червячные передачи обычно выполняют с передаточными числами $u \geq 8$. Достоинствами червячных передач являются возможность реализации в одной ступени большого передаточного числа, плавность и бесшумность работы, обеспечение самоторможения при числе витков червяка $z = 1$.

Необходимо учитывать и недостатки червячных передач: относительно низкий КПД (особенно при больших u), опасность перегрева, повышенный износ зубьев колеса.

На самоторможение червячной передачи можно рассчитывать в том случае, если нагрузка не имеет вибрационного характера.

Диапазон передаточных чисел *волновых зубчатых передач*: $80 \leq u \leq 400$.

Вследствие многопарности зацепления для этих передач характерны весьма малые значения кинематической погрешности и мертвого хода. При сравнительно малых габаритах и массе волновые передачи способны создавать на выходном звене крутящие моменты до 150 кН·м. На волновом принципе основаны механизмы для передачи вращения в герметично закрытое пространство. В настоящее время волновые передачи представляются весьма перспективными, область их использования интенсивно расширяется.

Есть, однако, у волновых передач и серьезные недостатки, главный из которых — сложность изготовления, а это значит — высокая стоимость. Кроме того, максимальная частота вращения генератора волн (т.е. быстроходного ва-

ла) с гибким подшипником ограничивается температурой нагрева и для диаметров гибких колес 50,8–203 мм равна 3 500 об/мин, а для диаметров 254–407 мм — 1 750 об/мин. В ряде случаев это приводит либо к необходимости перехода на другую, менее совершенную конструкцию генератора волн, либо вообще к отказу от применения волновой передачи. Следует также указать высокую чувствительность передачи к качеству смазки, так как мелкие зубья (применяются модули 0,3–1,25 мм) в условиях интенсивного скольжения при наличии абразивных частиц быстро изнашиваются.

Передачи ВГС предназначены в основном для преобразования вращательного движения в поступательное и лишь в редких случаях — поступательного во вращательное.

Конструкции передач просты и технологичны. Передачи работают плавно и бесшумно, имеют высокую надежность, способны обеспечивать микроперемещения, при однозаходной резьбе обладают свойством самоторможения.

Недостатки передач: низкий КПД (обычно не выше 0,5) и интенсивный износ вследствие трения скольжения между витками винта и гайки.

ШВП обладают такими положительными качествами, как высокий КПД (0,9–0,95), небольшой износ, высокая точность хода, возможность работы без смазки. Однако по сравнению с передачей ВГС они значительно сложнее по конструкции и дороже. К недостаткам их также относится невозможность самоторможения.

РВП характеризуются весьма высокой нагрузочной способностью, осевой жесткостью и неприхотливостью к условиям эксплуатации. Они позволяют достичь больших по сравнению с ШВП передаточных отношений, обеспечивают весьма высокую точность позиционирования и более компактны. Данные передачи самотормозящиеся.

Особенностью конструкции планетарных передач является многопоточность, заключающаяся в параллельной работе нескольких зубчатых пар. Распределение нагрузки по потокам позволяет уменьшить габариты и массу редуктора в целом.

Конструкции планетарных редукторов чрезвычайно многообразны. Среди них есть механизмы с весьма большими передаточными числами (до 10 000), например эксцентриково-планетарный редуктор. Однако чаще всего используется, как было сказано выше, передача по схеме *2К-Н*.

Планетарные передачи обладают удобной для применения в ММ конструктивной особенностью: они соосные. Это облегчает компоновку модулей и уменьшает их габаритные размеры.

Недостатки планетарных передач по сравнению с обычными цилиндрическими: сложность конструкции, повышенные требования к точности изготовления и монтажа, существенное снижение КПД с увеличением передаточного числа.

Весьма перспективны передачи, по конструктивной схеме подобные эксцентриково-планетарной, но с другим, не эвольвентным, зацеплением (например, планетарно-цевочным), позволяющим обойтись меньшими числами зубьев в паре шестерня-колесо, а потому более простым в изготовлении.

Далее будут приведены методики расчета названных выше передач как преобразователей движения ММ.

3.2.2. Особенности расчета преобразователей движения мехатронных модулей

В расчетах преобразователей движения ММ имеется ряд отличий от расчетов передач общего назначения вследствие значительной разницы в требованиях, предъявляемых к этим категориям механизмов.

Рассматривая же требования, следует начать с такого фундаментального показателя, как стоимость изготовления.

Для передач общего назначения стоимость изготовления является одним из основных критериев выбора материалов и термообработки, технологии изготовления, средств и способов смазки и т.д., а размеры и масса отступают на второй план.

В передачах ММ, наоборот, выше ценятся компактность, малые габариты и масса, а стоимость имеет гораздо меньшее значение. Отсюда — изготовление деталей передач из высокопрочных сталей, а корпусов — из легких сплавов и композитов, применение новейших разработок в области конструирования и эксплуатации механизмов и т.п.

Как правило, в техническом задании на передачу общего назначения отсутствуют какие-либо требования к точности перемещения рабочего органа. Приводы, в состав которых входят эти передачи, либо вообще не предназначены для отработки точных перемещений, либо достаточная для выполнения поставленной задачи точность обеспечивается специальными устройствами, а передачи «от ответственности освобождаются». Исключение составляют ВГС, ШВП и РВП, поскольку сама конструкция их способствует перемещениям с повышенной точностью.

Для преобразователей движения ММ требование кинематической точности и ограничение мертвого хода вполне типичны. Зачастую ММ как раз и предназначен для совершения перемещений с высокой точностью. А это, в свою очередь, накладывает отпечаток на расчет и саму конструкцию передачи. Изменяется вид сопряжения зубчатых колес, назначается более высокая степень точности, принимаются конструктивные меры для устранения радиальных и осевых зазоров в подшипниковых опорах.

В большинстве случаев передачи общего назначения разрабатываются в расчете на тяжелый и весьма тяжелый режимы эксплуатации. Это обуславливает наименьшие значения допускаемых напряжений, а в итоге — наибольшие размеры деталей передач.

Передачи ММ работают в основном в повторно-кратковременных режимах (легком и среднем). Появляется возможность повышения напряжений, что в совокупности с высокими прочностными характеристиками материалов приводит к уменьшению размеров ответственных деталей. Снижается их жесткость, растут упругие деформации и связанный с ними мертвый ход. Поэтому при расчете передаточных механизмов ММ необходимо уделять больше внимания вопросам жесткости деталей.

Следует отметить такую особенность, как более скрупулезное приведение размеров деталей передачи ММ в соответствие с результатами расчетов. В качестве примера этого положения может быть приведен вал колеса зубчатой передачи.

Согласно принятой методике конструирования валов, диаметры участков вала назначают предварительно, а затем проверяют на усталостную прочность. Пусть при минимальном допускаемом запасе усталостной прочности $[s]_{\min} = 1,6$ расчетный запас прочности в наиболее нагруженном сечении составил $s = 4$. Для передачи общего назначения результат считают удовлетворительным и размеры вала оставляют без изменений. Если же это передача ММ, к которому предъявляется жесткое требование минимизации массы, то необходимо решить вопрос о возможности приближения s к $[s]$ путем уменьшения диаметров ступенек.

Разумеется, далеко не к каждому преобразователю движения ММ предъявляется весь комплекс названных выше требований. В случае, если по техническому заданию ММ подобен механизму общего назначения, то и расчет его передач может быть произведен по соответствующей методике.

Методика разработки преобразователя движения ММ содержит следующие этапы:

- выбор типа преобразователя по общим и специальным критериям;

– проектный расчет передачи с целью определения ее основных конструктивных параметров;

- проверочный расчет передачи;
- эскизная компоновка преобразователя движения;
- конструирование валов и предварительный выбор подшипников;
- определение размеров элементов корпуса;
- разработка эскиза преобразователя движения;
- проверочные расчеты подшипников, валов, соединений;
- выбор способа смазки и смазочных материалов;
- разработка чертежно-конструкторской документации.

Ниже будут рассмотрены методики расчета различных передач.

3.2.3. Цилиндрические зубчатые передачи

Расчет одноступенчатой передачи и двухступенчатого редуктора основан на методике расчета передач общего назначения. При расчете передачи для ММ нужно учитывать следующие рекомендации:

– передача должна быть косозубой, если в техническом задании специально не оговорено изготовление прямозубой;

– твердость шестерни и колеса принимать либо ($HB_1 > 350$; $HB_2 > 350$), либо ($HB_1 > 350$; $HB_2 < 350$);

– в отличие от передач общего назначения, величину модуля m_n можно принимать меньше 1,5 мм из стандартного ряда, мм: 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,25;

– при определении u , a_w , b_1 , b_2 требования технического задания имеют преимущество перед требованиями стандарта; например, если по конструкции ММ необходимо, чтобы a_w было равно 120 мм, следует принимать $a_w = 120$ мм, несмотря на расхождение со стандартом (ближайшее стандартное значение $a_w = 125$ мм);

– при проектировании двухступенчатого редуктора следует отдавать предпочтение соосной схеме, так как она повышает компактность ММ.

Обозначения: b_1 — ширина венца шестерни; b_2 — ширина венца колеса.

В остальном расчет следует выполнять по соответствующей литературе.

3.2.4. Конические зубчатые передачи

Расчет конических передач основан на методике расчета передач общего назначения.

Дополнительные рекомендации:

- при нереверсивном характере нагрузки передача должна иметь круговые зубья, при реверсивной нагрузке передача прямозубая;
- передаточное число $u \leq 5$; при необходимости обеспечения $u > 5$ целесообразно перейти от одноступенчатой передачи к коническо-цилиндрическому редуктору и передаточные числа ступеней выбирать по табл. 3.5;
- твердость шестерни и колеса передачи с круговым зубом — см. п. 3.2.3;
- о величине модулей — см. п. 3.2.3.

Таблица 3.5

**Рекомендуемые передаточные числа
коническо-цилиндрического редуктора**

Передаточное число редуктора u	8; 9	10; 11,2	12,5; 14	16	≥ 18
Передаточное числобыстроходной ступени u_b	3,15	3,55	4	4,5	5
Примечание. В случае расхождения передаточного числа, определенного по техническому заданию, со стандартом преимущество имеет требование технического задания.					

3.2.5. Реечные передачи

3.2.5.1. *Исходные данные* (в соответствии с техническим заданием на ММ):

- вид передачи — прямозубая;
- номинальная нагрузка на выходном звене (сила на рейке F_t , Н);
- номинальная скорость выходного звена (линейная скорость рейки v , м/с);
- максимальное рабочее перемещение выходного звена (рейки H_2 , мм);
- нагрузочная диаграмма (циклограмма);
- срок службы (долговечность) передачи;
- прочие (массогабаритные показатели, способ крепления, конфигурация корпуса и т.д.).

Для определенности принято, что ведущим звеном является шестерня.

На рис. 3.2 показаны прямозубые и косозубая реечные передачи различных размеров.



Рис. 3.2. Реечные передачи

3.2.5.2. *Кинематический расчет* начинается с предварительного определения диаметра делительной окружности шестерни d , мм, по формуле:

$$d' = 0,92\sqrt{F_t}. \quad (3.31)$$

Полученное значение округлить до целого.

3.2.5.3. *Проектный расчет* начинается с определения необходимых допускаемых контактных напряжений для материалов шестерни и рейки и выбора соответствующих марок сталей и способов упрочнения.

Необходимое допускаемое контактное напряжение для шестерни:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{487}{d'} \sqrt{\frac{F_t K_{H\beta}}{\psi_{bd}}}, \quad (3.32)$$

где $K_{H\beta}$ — коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зуба (табл. 3.6); ψ_{bd} — коэффициент относительной ширины шестерни.

Величина ψ_{bd} определяется отношением $\psi_{bd} = b/d$, но для прямозубой передачи наименьшее значение делительного диаметра шестерни $d_{\min} = 17m$, а наибольшая рекомендуемая ширина рейки $b_{\max} = 10m$. Подстановка этих значений в указанное отношение дает наибольшую величину коэффициента ψ_{bd} : $\psi_{bd\max} = 10/17 \approx 0,59$.

Значения коэффициентов $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$

Расположение шестерни относительно опор, тип опор	Твердость, HB	$K_{H\beta}$			$K_{F\beta}$		
		ψ_{bd}			ψ_{bd}		
		0,2	0,4	0,6	0,2	0,4	0,6
Консольное, шарикопод- шипники	≤ 350	1,08	1,17	1,28	1,16	1,37	1,64
	> 350	1,22	1,44	—	1,33	1,7	—
Консольное, роликопод- шипники	≤ 350	1,06	1,12	1,19	1,1	1,22	1,38
	> 350	1,1	1,25	1,45	1,2	1,44	1,71
Симметричное	≤ 350	1,01	1,02	1,03	1,01	1,03	1,05
	> 350			1,04	1,02	1,04	1,08
Несимметричное	≤ 350	1,03	1,05	1,07	1,05	1,1	1,17
	> 350	1,06	1,12	1,2	1,09	1,18	1,3

Затем определяют эквивалентное число циклов нагружения зуба шестерни контактными напряжениями по формуле:

$$N_{HE1} = 1,15 \cdot 10^6 \frac{CL_H}{d't_u} \sum_{i=1}^k \left(\frac{F_{H_i}}{F_t} \right)^3 v_i t_i, \quad (3.33)$$

где C — число реек, находящихся в зацеплении с шестерней; L_H — заданная техническим заданием долговечность передачи, ч; t_u — длительность одного технологического цикла, с; F_{H_i} — сила на рейке на i -м участке циклограммы нагружения; v_i — скорость рейки на i -м участке циклограммы, м/с; t_i — длительность i -го участка циклограммы, с; k — число участков циклограммы.

Находят коэффициент долговечности при расчете по контактным напряжениям:

$$K_{HL} = \sqrt[3]{\frac{N_{H01}}{N_{HE1}}}, \quad (3.34)$$

где N_{H01} — базовое число циклов изменения напряжений для материала шестерни (табл. 3.7), можно также использовать формулу $N_{H01} \approx HB_{cp}^3$.

Таблица 3.7

Базовые числа циклов N_{H0} , N_{F0} изменения напряжений, млн циклов

Твердость поверхности зубьев									
HB	200	250	300	350	400	450	500	550	600
HRC	20	25	33	36	42	47	52	56	59
N_{H0}	10	12,5	25	35	50	65	85	110	150
N_{F0}	4								

Для объемно упрочненных шестерен $K_{HL1} = 1-2,6$ при $HB \leq 350$, для поверхностно упрочненных — $K_{HL1} = 1-1,8$ при $HB > 350$. Если $N_{HE1} > N_{H01}$, то принимают $K_{HL1} = 1$.

Определяют предел контактной выносливости зубьев шестерни:

$$\sigma_{Hlimb1} = [\sigma_H]_1 \frac{S_H}{K_{HL1}}, \quad (3.35)$$

где S_H — коэффициент безопасности ($S_H = 1,1$ — для объемно упрочненных зубьев; $S_H = 1,2$ — для поверхностно упрочненных зубьев).

После этого, используя зависимости σ_{Hlimb1} от средней твердости поверхности зуба (см. табл. 3.8), находят значение средней твердости и принимают соответствующие марку стали и термообработку по табл. 3.9.

Таблица 3.8

Пределы контактной и изгибной выносливости

Твердость зубьев, HB, HRC	Вид термообработки	Предел контактной выносливости σ_{Hlimb} , МПа	Предел изгибной выносливости σ_{Flimb} , МПа
$HB \leq 350$	Нормализация, улучшение	$2HB + 70$	$1,8HB$
HRC 35–45	Объемная закалка	$18HRC + 150$	550
HRC45–63	Закалка ТВЧ	$17HRC + 200$	550–650
HRC55–63	Цементация	23HRC	750
	Нитроцементация		750–1 000

Механические характеристики сталей

Марка стали	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Твердость ¹	Термообработка ²
40	600	320	192–228	У
45	800–900	550	223–250 HB	У
	850–950	600	236–263 HB	
50Г	800	550	241–285 HB	У
40Х	800–900	550	230–257 HB	У
	850–950	600	243–271 HB	
	900–1 000	700	257–285 HB	
40НХ	850–950	600	250–280 HB	У
	900–1 000	700	265–290 HB	
20ХН3А	1 000	850	293–341 HB	У
38ХА	900	800	269–321 HB	У
37ХН3А	1 100	950	321–387 HB	У
40ХНМА	1 100	950	293–375 HB	У
45	1 000	750	38–42 HRC	ОЗ
50	620	340	48–52 HRC	ОЗ
45	600	340	53–55 HRC	ПЗ
40Х	1 000	850	52–56 HRC	ПЗ
40ХН	800	500	51–57 HRC	ПЗ
20Х	800	650	<u>20–32 HRC</u> 57–63 HRC	ЦМ, 3
18ХГТ	1 150	950	<u>332–375 HB</u> 56–62 HRC	ЦМ, 3
12ХН3А	1 000	800	<u>26–42 HRC</u> 56–63 HRC	ЦМ, 3
12ХН3А	1 000	850	<u>260–400 HB</u> 58–63 HRC	ЦМ, 3
12Х2Н4А	1 200	1 000	<u>280–400 HB</u> 60–65 HRC	ЦМ, 3
20Х2Н4А	1 400	1 200	<u>300–400 HB</u> 60–65 HRC	ЦМ, 3
38ХМЮА	1 000	850	30–34 HRC	А
40Х	900	650	<u>60 HRC</u> 48–56 HRC	Ц, 3
40ХН	920	700	50–54 HRC	Ц, 3

Примечания:

1. Числитель — твердость сердцевины, знаменатель — поверхности.
2. Обозначения: У — улучшение; ОЗ — объемная закалка; ПЗ — поверхностная закалка; ЦМ — цементация, Ц — цианирование; А — азотирование.

Согласно рекомендациям для зубчатых передач назначают марку стали и термообработку рейки. Целесообразно марку стали принимать ту же, что и для шестерни.

Вычисляют эквивалентное число циклов нагружения зуба рейки контактными напряжениями по формуле:

$$N_{HE2} = N_{HE1} \frac{\pi d'}{Cl}, \quad (3.36)$$

и коэффициент долговечности:

$$K_{HL2} = \sqrt[3]{\frac{N_{H02}}{N_{HE2}}}, \quad (3.37)$$

где N_{H02} — базовое число циклов изменения напряжений для материала рейки.

Затем определяют допускаемое контактное напряжение для рейки:

$$[\sigma_H]_2 = \sigma_{Hlimb2} \frac{K_{HL2}}{S_H}, \quad (3.38)$$

где σ_{Hlimb2} — предел контактной выносливости зубьев рейки.

Меньшее из двух напряжений $[\sigma]_{H1}$ и $[\sigma]_{H2}$ является допускаемым контактным напряжением $[\sigma]_H$ для прямозубой реечной передачи.

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]_1$ и $[\sigma_F]_2$ определяются так же, как для зубчатых передач.

Определение геометрических параметров передачи производят следующим образом.

Из условия прочности на изгиб определяют модуль зубьев:

$$m \geq \frac{6,6F_t}{\psi_{bd}d'[\sigma_F]_1}. \quad (3.39)$$

Полученное значение модуля округляют до ближайшего из стандартного ряда, мм: 1; 1,15; 1,25; 1,5; 1,75; 2; 2,25; 2,5; 2,75; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; 6..., а затем находят число зубьев шестерни по формуле:

$$z_1 = \frac{d'}{m} \geq 17. \quad (3.40)$$

Число z_1 округляют до целого и уточняют делительный диаметр шестерни:

$$d = mz_1. \quad (3.41)$$

Диаметры вершин и впадин зубьев шестерни равны:

$$d_a = d + 2m; \quad (3.42)$$

$$d_f = d - 2,5m. \quad (3.43)$$

Используя найденную величину m , определяют число зубьев рейки:

$$z_2 = \frac{H_2}{\pi m}. \quad (3.44)$$

Полученное z_2 округляют до целого в большую сторону.

Ширина рейки:

$$b_2 = \psi_{bd} d, \text{ мм}; \quad (3.45)$$

ширина шестерни:

$$b = b_2 + 0,6\sqrt{b_2}, \text{ мм}, \quad (3.46)$$

с округлением b и b_2 до целых чисел.

Передаточное отношение реечной передачи:

$$u_{\text{ВП}} = \frac{\omega}{v} = \frac{2000}{d}, \text{ мм}^{-1}. \quad (3.47)$$

Максимальный угол поворота шестерни равен:

$$\varphi_1 = \frac{2H_2}{d}, \text{ рад}. \quad (3.48)$$

Угловая скорость шестерни:

$$\omega = u_{\text{вп}} v, \text{ с}^{-1}. \quad (3.49)$$

3.2.5.4. Далее выполняют *проверочные расчеты*.

Определяют *фактические контактные напряжения* по формуле:

$$\sigma_H = 484 Z_\epsilon \sqrt{\frac{F_t K_{H\beta} K_{Hv}}{db_2}}, \text{ МПа}, \quad (3.50)$$

где Z_ϵ — коэффициент суммарной длины контактных линий; K_{Hv} — коэффициент динамической нагрузки.

Значение Z_ϵ вычисляют по формуле:

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}}, \quad (3.51)$$

где ϵ_α — коэффициент торцевого перекрытия:

$$\epsilon_\alpha = 1,88 - \frac{3,2}{z_1}. \quad (3.52)$$

Коэффициент K_{Hv} находят по табл. 3.10 в зависимости от скорости рейки v и степени точности передачи (см. табл. 3.15).

Таблица 3.10

Значения коэффициента K_{Hv}

Степень точности	Твердость зубьев*	Скорость рейки v , м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	а	1,03	1,06	1,12	1,17	1,23	1,28
	б	1,02	1,04	1,07	1,1	1,15	1,18

Степень точности	Твердость зубьев*	Скорость рейки v , м/с					
		1	2	4	6	8	10
7	а	1,04	1,07	1,14	1,21	1,29	1,36
	б	1,03	1,05	1,09	1,14	1,19	1,24
Примечание. * Обозначение: а — шестерня и рейка нормализованные или улучшенные; шестерня закаленная, рейка нормализованная или улучшенная; б — шестерня и рейка закаленные							

Формула (3.50) справедлива для стальных деталей передачи.

Условие обеспечения контактной выносливости: $\sigma_H \leq [\sigma_H]$. Допустимая недогрузка 5 %, перегрузка не допускается.

Проверку по напряжениям изгиба зуба шестерни выполняют по формуле:

$$\sigma_{F1} = 0,9Y_{F1} \frac{F_t K_{F\beta} K_{F\gamma}}{b_2 m}, \text{ МПа}, \quad (3.53)$$

где Y_{F1} — коэффициент формы зуба шестерни (табл. 3.11); $K_{F\gamma}$ — коэффициент динамической нагрузки (табл. 3.12).

Таблица 3.11

Значения коэффициента Y_F

z	17	18	19	20	21	22	24	25	28	30
Y_F	4,3	4,25	4,18	4,13	4,1	4,08	4,03	3,97	3,9	3,87
z	32	35	40	45	50	60	80	100	150	рейка
Y_F	3,84	3,8	3,76	3,75	3,73		3,74	3,75	3,76	3,78

Условие обеспечения усталостной прочности зуба рейки по напряжениям изгиба:

$$\sigma_{F2} = 3,78 \frac{\sigma_{F1}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_F]_2. \quad (3.54)$$

Условие контактной прочности зубьев при кратковременной перегрузке выражается формулой:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\text{пик}}}{T_{\text{ном}}}}, \text{ МПа,} \quad (3.55)$$

где $T_{\text{пик}}$ — кратковременный (пиковый) момент на шестерне, $T_{\text{ном}}$ — наибольший момент на шестерне по циклограмме нагружения, т.е. наибольший из моментов при нормально протекающем рабочем процессе.

В тех случаях, когда данных о $T_{\text{пик}}$ нет, в качестве $T_{\text{пик}} / T_{\text{ном}}$ принимают кратность максимального момента по технической характеристике двигателя.

Допускаемое максимальное контактное напряжение при объемной термообработке $[\sigma]_{H \max} = 2,8\sigma_T$ (σ_T — предел текучести материала зубьев), при поверхностной термообработке $[\sigma]_{H \max} = 40HRC_{\text{ср}}$ ($HRC_{\text{ср}}$ — среднее значение твердости в диапазоне для принятого вида упрочнения).

Таблица 3.12

Значения коэффициента K_{Fv}

Степень точности	Твердость зубьев*	1	2	4	6	8
6	а	1,06	1,13	1,26	1,4	1,53
	б	1,02	1,04	1,08	1,11	1,14
7	а	1,08	1,16	1,33	1,5	1,67
	б	1,03	1,05	1,09	1,13	1,17
Примечание. * Обозначение: а — шестерня и рейка нормализованные или улучшенные; шестерня закаленная, рейка нормализованная или улучшенная; б — шестерня и рейка закаленные						

Условие изгибной прочности зубьев шестерни и рейки при кратковременной перегрузке:

$$\sigma_{F \max 1,2} = \sigma_{F1,2} \frac{T_{\text{пик}}}{T_{\text{ном}}} \leq [\sigma_{F \max}]_{1,2}, \quad (3.56)$$

где $[\sigma]_{F \max 1,2}$ — допускаемое максимальное напряжение изгиба соответственно для шестерни и колеса (при твердости зубьев $HV \leq 350$ $[\sigma]_{F \max} \approx 0,8\sigma_T$; при $HV > 350$ $[\sigma]_{F \max} \approx 0,6\sigma_B$; σ_B — предел прочности материала зубьев).

В тех случаях, когда рабочая нагрузка сжимает рейку, необходима ее *про-
верка на устойчивость*.

Предварительно задают форму опасного сечения рейки. Наиболее про-
стым с точки зрения изготовления и хорошо поддающимся расчету является
прямоугольное сечение.

Затем производят проверку сечения на прочность по напряжениям сжатия:

$$\sigma_c = \frac{F_t}{b_2 h_p} \leq \frac{\sigma_{r2}}{[s]}, \quad (3.57)$$

где h_p — высота опасного сечения; $[s] = 2$ — коэффициент запаса прочности.

Определяют наименьший радиус инерции опасного сечения по формуле:

$$i_{\min} = 0,289 h_p \quad (3.58)$$

и гибкость рейки:

$$\lambda = \frac{\mu l}{i_{\min}}, \quad (3.59)$$

где μ — коэффициент приведения длины стержня (табл. 3.13).

По величине λ и табл. 3.14 устанавливают коэффициент продольного изги-
ба φ и вычисляют допускаемое напряжение сжатия по условию устойчивости:

$$\sigma_y = \frac{\varphi \sigma_{r2}}{[s]}. \quad (3.60)$$

Таблица 3.13

Значение коэффициентов μ и ν

Схема закрепления рейки	μ	ν
	2	0,7
	1	2,2

Схема закрепления рейки	μ	ν
	0,7	3,4
	0,5	4,9

В том случае, если полученное по (3.57) напряжение сжатия не больше $[\sigma]_y$, т.е. $\sigma_c \leq [\sigma]_y$, рейка проходит проверку на устойчивость. В противном случае необходимо увеличить размер h_p до h'_p :

$$h'_p = \frac{h_p \sigma_c}{[\sigma_y]}. \quad (3.61)$$

Таблица 3.14

Значения коэффициента ϕ реек из сталей с $\sigma_{T2} \geq 320$ Мпа

λ	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
ϕ	0,95	0,87	0,79	0,65	0,43	0,3	0,23	0,19	0,15	0,13

Важным этапом проверочных расчетов является определение *кинематической погрешности* передачи и сравнение ее с предельно допустимой по техническому заданию.

В том случае, если нагрузка на рейку имеет реверсивный характер, то, кроме кинематической погрешности, необходимо найти *мертвый ход* передачи и сравнить его с предельно допустимым по техническому заданию.

3.2.6. Червячные передачи

Основа расчета — методика расчета передач общего назначения.

Дополнительные рекомендации:

- о величинах u , a_w — см. п. 3.2.3;
- о величинах модулей — см. п. 3.2.3;
- при необходимости обеспечения $u > 40$ целесообразно перейти от одноступенчатой передачи к червячно-цилиндрическому редуктору;

– при передаточном числе червячно-цилиндрического редуктора $u \leq 50$ принимать передаточное число быстроходной ступени $u_B = 8$; при $u > 50$ принимать передаточное число тихоходной ступени $u_T = 6,3$.

3.2.7. Планетарные зубчатые передачи

3.2.7.1. Конструкции планетарных передач весьма многообразны. Простейшая планетарная передача (рис. 3.3) состоит из центрального солнечного зубчатого колеса 1 с наружными зубьями, центрального корончатого зубчатого колеса 3 с внутренними зубьями, сателлитов 2 с внешними зубьями, которые входят в зацепление одновременно с солнечным и корончатым колесами, и водила H, на котором расположены оси сателлитов.

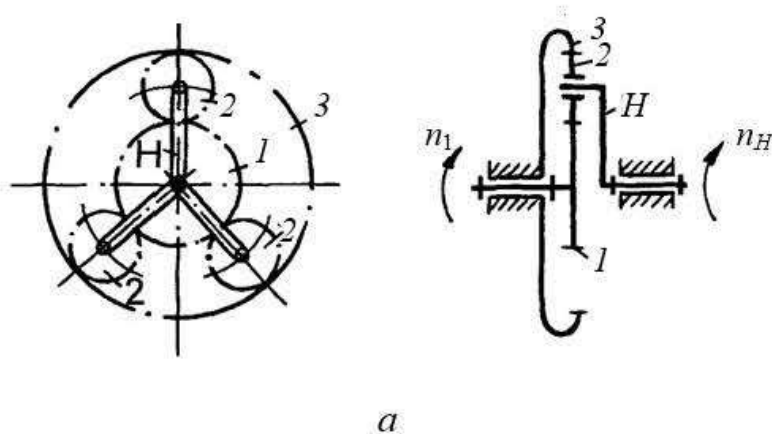


Рис. 3.3. Планетарная передача схемы $2K-H$:
а — схема; б — внешний вид

При закреплённом корончатом колесе 3 ($\omega_3 = 0$) вращение солнечного колеса 1 с частотой вращения n_1 и угловой скоростью ω_1 вызывает вращение сателлитов 2 относительно собственных осей с угловой скоростью ω_2 , что вызывает качение сателлитов по корончатому колесу и приводит к их перемещению по круговой орбите радиуса R_H , а следовательно, и водила H с частотой вращения n_H и угловой скоростью ω_H .

Сателлиты вращаются относительно водила со скоростью $\omega_2^H = \omega_2 - \omega_H$ и вместе с водилом совершают переносное движение. Их движения напоминают движения планет, поэтому передачу и называют планетарной.

Основными звеньями планетарной передачи являются те, которые воспринимают внешние моменты. Такими звеньями являются солнечные и корончатые колеса, т.е. два центральных колеса (2K) и водило H . Сокращённое обозначение такого планетарного механизма «2K-H».

Планетарный механизм 2K-H наиболее часто используется в ММ, так как имеет высокий КПД и технологичную конструкцию. Поэтому ниже будет дана методика расчёта именно этой схемы.

Подробно и полно планетарные передачи рассмотрены в специальной литературе. Здесь же следует сказать о весьма перспективной конструкции — так называемом эксцентриково-планетарном механизме, вариантом которого является механизм с параллельными кривошипами (рис. 3.4).

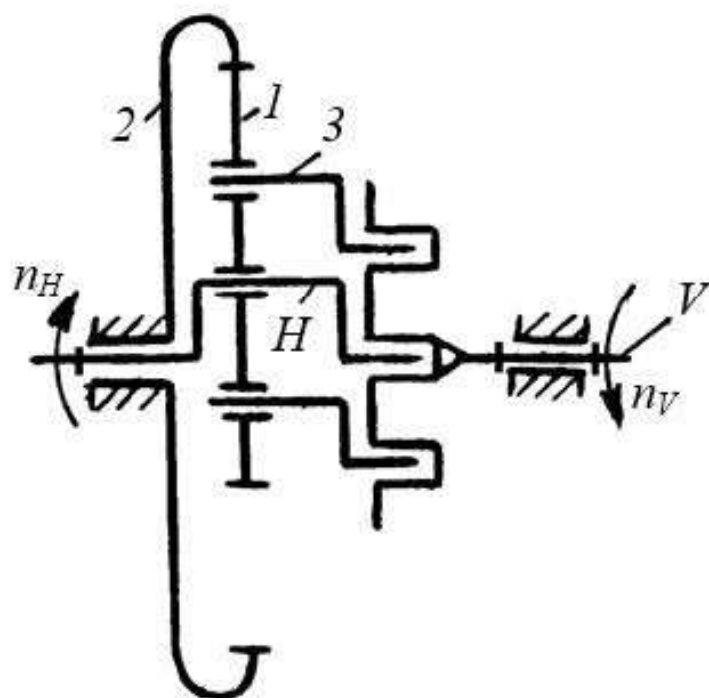


Рис. 3.4. Планетарный механизм с параллельными кривошипами (схема К-Н-В)

Планетарный механизм $K-H-V$ имеет три основных звена: центральное колесо 2, водило H и вал V . Водило представляет собой эксцентрик, на котором установлен сателлит 1. Сателлит передает вращение на вал V кривошипами 3 — эксцентриками, эксцентриситет которых равен эксцентриситету водила.

За один оборот водила сателлит, совершая сложное плоское движение, поворачивается относительно своей оси на угол, соответствующий разности чисел зубьев центрального колеса и сателлита, в направлении, противоположном направлению вращения водила, т.е. передаточное число такого преобразователя движения равно:

$$u_{H-V}^{(2)} = -\frac{z_2}{z_2 - z_1}. \quad (3.62)$$

Для предотвращения заклинивания зубьев в зацеплении должно выполняться условие:

$$z_2 - z_1 \geq \begin{cases} 8 \text{ при } h_a^* = 1; \\ 7 \text{ при } h_a^* = 0,8, \end{cases} \quad (3.63)$$

где h_a^* — высота головки зуба.

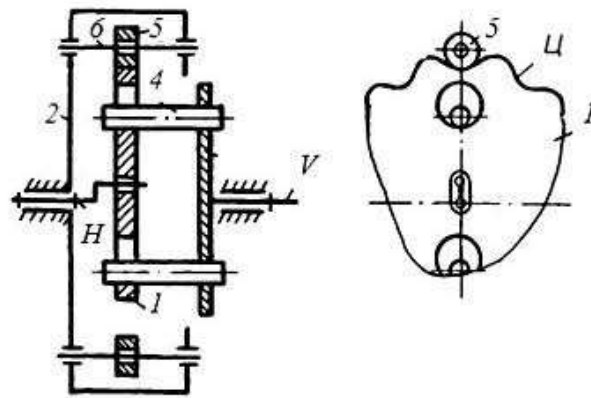
Очевидно, что при достаточно больших числах зубьев звеньев этой пары одна ступень передачи $K-H-V$ может по передаточному числу заменить двухступенчатый цилиндрический редуктор.

Дальнейшие исследования в направлении уменьшения размеров и повышения технологичности изготовления передачи привели к появлению так называемого планетарно-цевочного редуктора (рис. 3.5), в котором вместо эвольвентного зацепления применяют цевочное.

Сателлит 1 имеет зубья, выполненные по циклоиде (Ц), и смонтирован на водиле H . Центральное колесо 2 содержит оси 6 с установленными на них с возможностью вращения цевками 5, взаимодействующими с зубьями сателлита. Выходной вал V соединен с диском 3, в отверстия которого с натягом вставлены пальцы 4, входящие в отверстия сателлита. Пальцы, контактируя со стенками отверстий, выполняют функцию параллельных кривошипов в схеме по рис. 3.3.

Далее будет рассмотрена прямозубая планетарная передача, показанная на рис. 3.3.

3.2.7.2. Исходные данные — см. п. 3.2.5.



a



б

Рис. 3.5. Планетарно-цевочный редуктор схемы *K-H-V*:
a — схема; *б* — в составе мотор-редуктора

3.2.7.3. Целью кинематического расчета является определение чисел зубьев солнечного и корончатого колес и сателлита, обеспечивающих требуемое передаточное число, а также число сателлитов.

Передаточное число передачи *2K-H* равно:

$$u_{1-H}^{(3)} = 1 + \frac{z_3}{z_1}, \quad (3.64)$$

где $u_{1-H}^{(3)}$ — передаточное число от солнечного колеса к водилу при неподвижном солнечном колесе.

Передаточное число данного механизма не должно превышать 8, в крайнем случае — 9. При необходимости обеспечения большего передаточного числа преобразователь движения выполняют многоступенчатым, причем каждая ступень представляет собой передачу по рис. 3.2.

Определение чисел зубьев колес планетарных передач производят обычно методом подбора, задаваясь числом зубьев солнечного колеса и обеспечивая при этом правильность зацепления. Число зубьев колес должно быть выбрано так, чтобы отсутствовали подрезание и заклинивание зубьев.

Следует задаться числом зубьев солнечного колеса, руководствуясь рекомендацией: для солнечного колеса, выполненного из стали нормализованной и улучшенной твердостью $HB \leq 350$, — $z_1 \geq 24$; из стали закаленной ТВЧ твердостью $HRC \leq 52$, — $z_1 \geq 21$; из стали цементованной твердостью $HRC \geq 52$, — $z_1 \geq 18$.

Минимальное число зубьев корончатого колеса:

$$z_{2\min} \geq \begin{cases} 85 \text{ при } h_a^* = 1; \\ 58 \text{ при } h_a^* = 0,8. \end{cases} \quad (3.65)$$

Задавшись z_1 , предварительно находят z_3 по формуле:

$$z_3 = z_1 (u_{1-H}^{(3)} - 1). \quad (3.66)$$

При подборе чисел зубьев колес необходимо учитывать условия сборки, соосности и соседства сателлитов.

Из условия соосности вычисляют число зубьев сателлита:

$$z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2}. \quad (3.67)$$

Проверяют выполнение условия сборки:

$$\frac{z_3 + z_1}{C} = \gamma, \quad (3.68)$$

где C — число сателлитов (обычно $C = 3$); γ — целое число.

Выполнение условия соседства сателлитов выглядит следующим образом:

$$z_2 + 2 \leq (z_1 + z_2) \cdot \sin \frac{\pi}{C}. \quad (3.69)$$

При невыполнении какого-либо из условий изменяют числа зубьев колес на $\pm 1-3$ зуба и добиваются выполнения условия. Следует иметь в виду, что числа зубьев колес z_1 и z_3 должны быть или только четные, или только нечетные.

После определения чисел зубьев находят фактическое передаточное число:

$$u = 1 + \frac{z_3}{z_1}. \quad (3.70)$$

Вычисляют отклонение передаточного отношения:

$$\Delta u = \frac{|u - u_{1-H}^{(3)}|}{u_{1-H}^{(3)}} \cdot 100\% \leq [\Delta u], \quad (3.71)$$

где $[\Delta u]$ — допускаемое отклонение передаточного отношения, %, обычно принимают $[\Delta u] \leq 4\%$.

При невыполнении этого условия необходимо число зубьев z_1 солнечного колеса уменьшить, снова найти числа зубьев всех остальных колес и провести проверку механизма по условиям соосности, сборки и соседства.

3.2.7.4. Выбор материалов планетарной зубчатой передачи производят по следующим рекомендациям.

Так как зуб солнечного колеса более часто входит в зацепление, чем зуб сателлита, то при твердости поверхности зубьев сателлита $HV \leq 350$ твердость поверхности зубьев солнечного колеса назначают на 50–70 единиц выше, чем сателлита. При твердости поверхности зубьев сателлита $HV > 350$ твердости солнечного колеса и сателлита назначают одинаковыми. Характеристики сталей даны в табл. 3.9.

Для изготовления водил также используют стали. Корпуса планетарных передач ММ необходимо изготавливать из легких материалов и сплавов.

3.2.7.5. Допускаемые напряжения для зубьев пар центральное колесо — сателлит и сателлит — корончатое колесо определяют так же, как для передач общего назначения [14, 15].

3.2.7.6. Проектировочный расчет передачи начинают с определения межосевого расстояния пары солнечное колесо — сателлит по формуле:

$$a_w = K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} K_C}{[\sigma]_H^2 u^2 C \psi_{ba}}}, \text{ мм}, \quad (3.72)$$

где K_a — вспомогательный коэффициент (для прямозубых колес $K_a = 490 \text{ МПа}^{1/3}$, для косозубых колес $K_a = 430 \text{ МПа}^{1/3}$); u — передаточное отношение между солнечным колесом и сателлитом (отношение чисел зубьев большего колеса к числу зубьев меньшего); T_1 — вращающий момент на солнечном колесе, Н·м; $K_{H\beta}$ — см. табл. 3.6; K_C — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между сателлитами (при наличии механизма выравнивания нагрузки $K_C = 1,1\text{--}1,2$; при отсутствии — $K_C = 1,5\text{--}2,0$); C — число сателлитов; ψ_{ba} — коэффициент ширины зубчатого венца сателлита, равный отношению ширины его венца b_C к межосевому расстоянию:

$$\psi_{ba} = \frac{b_C}{a_w} \quad (3.73)$$

и принятый из ряда стандартных значений: 0,1; 0,105; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,40; 0,50; 0,63; 0,80 (желательно принимать $\psi_{ba} = 0,4$ для материалов колес твердостью $\text{HB} \leq 350$, $\psi_{ba} = 0,315$ при твердости $\text{HRC} \leq 50$ и $\psi_{ba} = 0,25$ при твердости $\text{HRC} > 50$).

Затем находят делительный диаметр меньшего из колес пары солнечное колесо — сателлит. Пусть меньшее — сателлит, тогда:

$$d_C = \frac{2a_w}{u + 1}. \quad (3.74)$$

Определяют модуль зубьев:

$$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{d_C}{z_C}. \quad (3.75)$$

Полученное значение модуля округляют до стандартного, уточняют значения делительных диаметров солнечного колеса, сателлита, корончатого колеса:

$$d_1 = mz_1; d_c = mz_c; d_k = mz_k, \quad (3.76)$$

а также межосевого расстояния:

$$a_w = \frac{d_1 + d_c}{2}. \quad (3.77)$$

Затем по известным формулам вычисляют диаметры окружностей вершин и впадин зубьев всех колес передачи.

Окружная скорость солнечного колеса, м/с:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3}, \quad (3.78)$$

где n_1 — частота вращения солнечного колеса, об/мин.

По значению окружной скорости назначают степень точности планетарной передачи (табл. 3.15).

Таблица 3.15

Степень точности зубчатых передач

Степень точности, не ниже	Окружная скорость зуба, не более, м/с		Назначение
	прямозубая	косозубая	
6	15	30	Высокоточные передачи, механизмы точной механики, мехатроники и робототехники
7	10	15	Скоростные передачи при умеренных нагрузках, высоконагруженные передачи при высоких скоростях
8	6	10	Передачи общего назначения в машиностроении, не требующие особой точности
9	2	4	Тихоходные передачи с пониженными требованиями к точности

Для мехатронных модулей рекомендуют 6 или 7 степени точности планетарных передач.

3.2.7.7. Проверку зубьев в паре солнечное колесо — сателлит на выносливость проводят по контактным напряжениям:

$$\sigma_H = \frac{1,09 \cdot 10^4}{a_w} z_e \sqrt{\frac{T_1(u+1)^3}{ub_c C} K_{H\beta} K_{Hv}} \leq [\sigma_H], \quad (3.79)$$

где z_e — определяют так же, как при расчете по (3.50); K_{Hv} — см. табл. 3.10.

Условие (3.79) считается выполненным, если:

$$0,9 \leq \frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \leq 1,05. \quad (3.80)$$

При невыполнении условия следует ввести поправку путем изменения ширины венца. Новое значение ширины:

$$b'_c = b_c \left(\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \right)^2. \quad (3.81)$$

Полученную ширину округляют до ближайшей по ряду $Ra40$, после чего соответственно корректируют ширину венцов сопряженных деталей.

3.2.7.8. Проверочный расчет зубьев в паре солнечное колесо — сателлит на выносливость по напряжениям изгиба производят для того колеса, чье отношение $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ меньше. Здесь Y_F — коэффициент формы зуба, его берут из табл. 3.11.

Условие усталостной прочности по напряжениям изгиба:

$$\sigma_F = \frac{2000 Y_F T_1 K_{F\beta} K_{Fv}}{b m d C} \leq [\sigma_F], \quad (3.82)$$

где $K_{F\beta}$, K_{Fv} — указаны в табл. 3.6, 3.12.

Условие (3.82) считается выполненным, если:

$$\frac{\sigma_F}{[\sigma_F]} \leq 1,05. \quad (3.83)$$

Проверочный расчет зубьев колес планетарных передач при перегрузках аналогичен такому же расчету реечной передачи.

3.2.8. Волновые зубчатые передачи

3.2.8.1. Схема волновой передачи поясняется рис. 3.5, конструкция волнового редуктора с роликовым генератором волн показана на рис. 3.6. По своей сути волновая передача представляет собой планетарную, у которой одно из колес выполнено в виде гибкого венца.

Волновая зубчатая передача (рис. 3.5) состоит из гибкого колеса 1 с наружными зубьями, жесткого колеса 2 с внутренними зубьями и генератором волн 3.

Наружный диаметр d_{a1} гибкого колеса в недеформированном состоянии меньше внутреннего диаметра d_{a2} жесткого колеса на величину:

$$d_{a2} - d_{a1} = 2\omega_0. \quad (3.84)$$

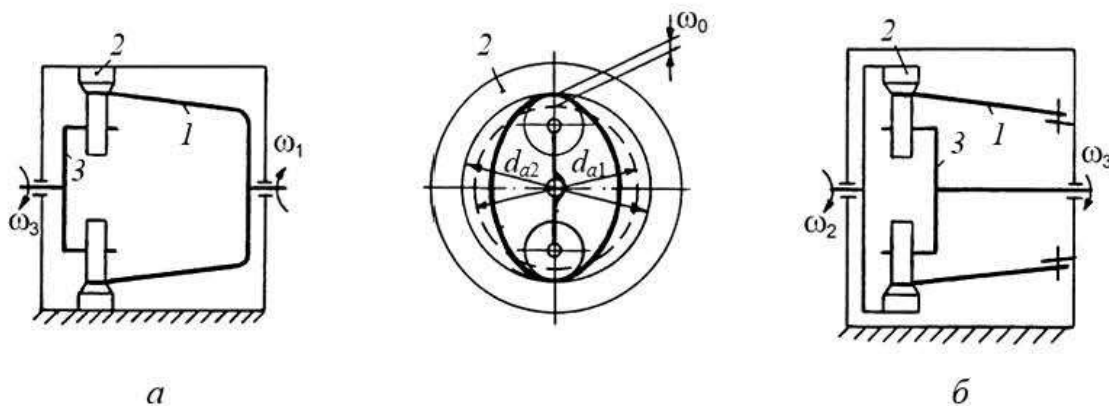


Рис. 3.6. Схема волновой зубчатой передачи:
а — ведомое гибкое колесо; б — ведомое жесткое колесо

3.2.8.2. Кинематический расчет волновой передачи заключается в подборе чисел зубьев гибкого и жесткого колес по принятому в соответствии с техническим заданием на ММ передаточному числу.

При неподвижном жестком зубчатом колесе 2 (рис. 3.6, а) передаточное число от вала генератора волн 3 к валу гибкого колеса 1 равно:

$$u_{3-1}^{(2)} = -\frac{n_B}{n_T} = -\frac{\omega_3}{\omega_1} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1} = -\frac{z_1}{K_z v} = -\frac{d_1}{d_2 - d_1}. \quad (3.85)$$

Знак минус указывает на разные направления вращения ведущего и ведомого звеньев.

Передаточное число от вала генератора волн 3 к валу жесткого колеса 2 при неподвижном гибком колесе 1 (рис. 3.6, б) равно:

$$u_{3-2}^{(1)} = \frac{n_B}{n_T} = \frac{\omega_3}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_2 - z_1} = \frac{z_2}{K_z v} = \frac{d_2}{d_2 - d_1}. \quad (3.86)$$

В формулах (3.85), (3.86) n_B , n_T — частоты вращения быстроходного и тихоходного валов; ω_1 , ω_2 , ω_3 — угловая скорость соответственно гибкого колеса, жесткого колеса и генератора волн; z_1 , z_2 — число зубьев гибкого колеса и жесткого колеса; d_1 , d_2 — диаметр делительной окружности гибкого колеса и жесткого колеса; v — число волн деформации ($v = 1, 2, 3, \dots$, обычно $v = 2$, реже 3); K_z — коэффициент кратности (обычно $K_z = 1$; при $u < 70$ $K_z = 2$; при $u < 45$ $K_z = 3$).

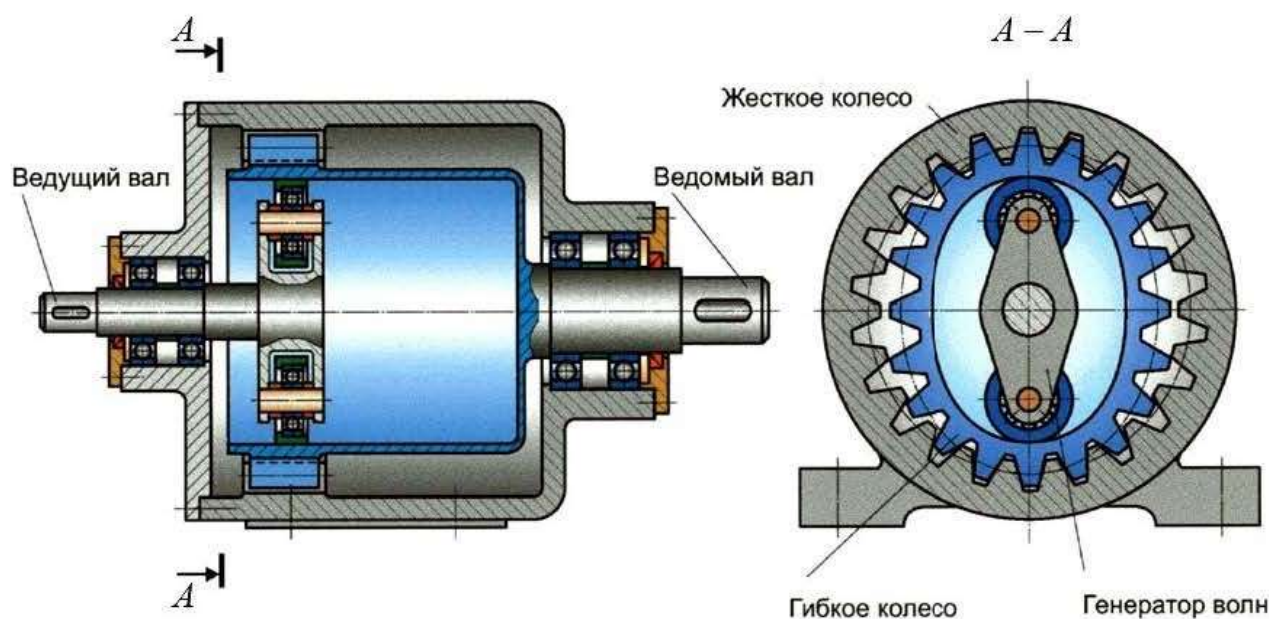


Рис. 3.7. Конструкция волнового редуктора с роликовым генератором волн

3.2.8.3. В качестве материалов зубчатых колес (рис. 3.7), как правило, используют стали, которые после термообработки имеют твердость 220–330 НВ (табл. 3.16). В отдельных случаях колеса изготавливают из бериллиевой бронзы БрБ2, пластмассы или композитного материала.

Марки сталей для изготовления зубчатых колес волновых передач

Сталь	Твердость, <i>HV</i>	Предел выносливости σ_{-1} , МПа
40X	280–300	500
40XНМА	310–330	550
30XГСА	300–320	530
38ХНЗВА	310–330	550
38ХМЮА	220–240	550
ШХ15	260–280	420
X18H10T	220–240	350

3.2.8.4. Допускаемые напряжения смятия на боковых поверхностях зубьев определяют в виде:

$$[\sigma_{\text{см}}] = 15,7 K_u K_n K_{d1}, \text{ МПа}, \quad (3.87)$$

где $K_u = \frac{u-20}{u}$ — коэффициент, зависящий от передаточного числа;

$K_n = \frac{10}{\sqrt[3]{n_b}}$ — коэффициент, зависящий от частоты вращения генератора волн

(т.е. для понижающей передачи — от частоты быстроходного вала n_b); K_{d1} — коэффициент, зависящий от делительного диаметра гибкого колеса d_1 (при $d_1 \leq 130$ мм $K_{d1} = 1,25$; при $d_1 > 130$ мм $K_{d1} = 1$).

Для стальных зубчатых колес диапазон допускаемых напряжений составляет $[\sigma_{\text{см}}] = 10\text{--}20$ МПа, для пластмассовых — $[\sigma_{\text{см}}] = 3\text{--}5$ МПа.

3.2.8.5. Проектный расчет передачи состоит в определении геометрических параметров гибкого и жесткого колес из условия прочности зубьев на смятие.

Для выполнения расчета применяют упрощенные эмпирические зависимости. Они верны только для эвольвентных зубчатых колес, нарезанных стандартным инструментом с исходным контуром, имеющим угол зацепления $\alpha = 20^\circ$, коэффициент высоты зуба $h_a^* = 1$, коэффициент радиального зазора $c^* = 0,25$ для модулей более 1 мм и $c^* = 0,35$ для модулей до 1 мм.

Исходными данными для расчета являются крутящий момент T_T , Н·м, на тихоходном валу передачи и частота вращения тихоходного вала.

Расчет начинают с определения делительного диаметра гибкого колеса d_1 из условия прочности зубьев на смятие, выраженного формулой:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{10^4 T_T K}{b d_1^2} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (3.88)$$

где T_T — в ньютонметрах; K — коэффициент режима работы передачи (при спокойной нагрузке с кратностью перегрузки $T_{\text{max}} / T \leq 1,2$ $K = 1$; при умеренной динамической нагрузке с $T_{\text{max}} / T \leq 1,6$ $K = 1,25$; при резко динамической нагрузке с $T_{\text{max}} / T \leq 2,5$ $K = 1,75$); b — ширина зубчатого венца гибкого колеса, мм.

На рис. 3.8 показаны основные геометрические параметры передачи.

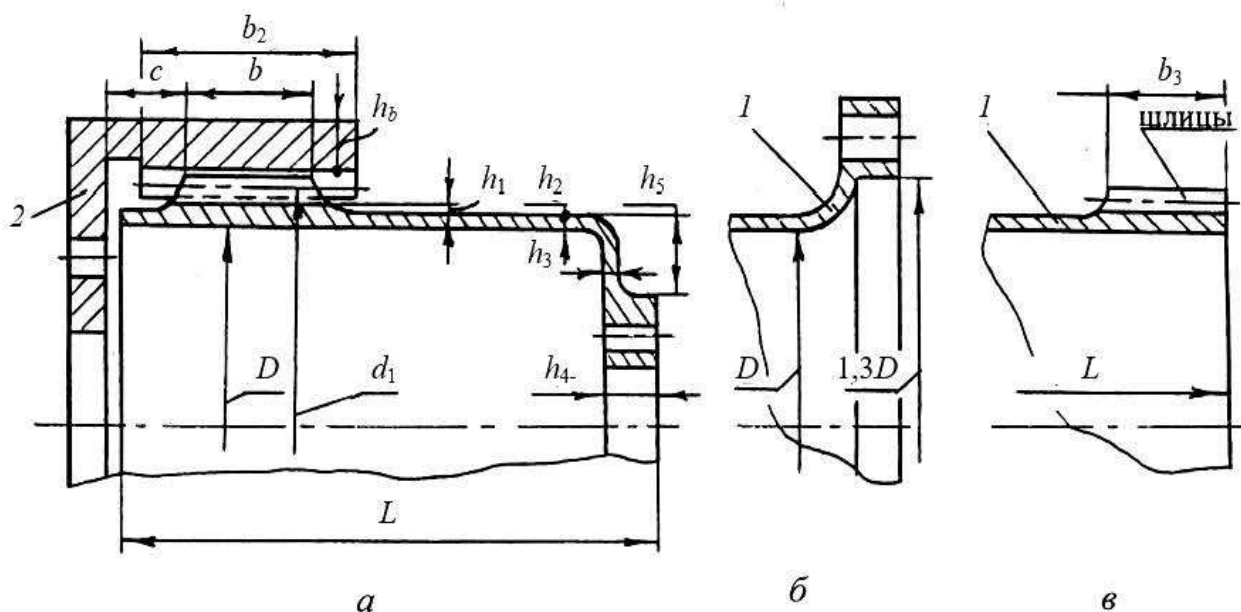


Рис. 3.8. Геометрические параметры волновой передачи:
 a — типовая конструкция передачи; b — вариант исполнения
 фланца гибкого колеса; v — гибкое колесо со шлицами

Ширина зубчатого венца гибкого колеса равна:

$$b = \psi_{bd} d_1, \quad (3.89)$$

где ψ_{bd} — коэффициент ширины зубчатого венца (для силовых передач $\psi_{bd} = 0,15-0,20$; для малонагруженных кинематических передач $\psi_{bd} = 0,06-0,15$).

Подстановка значения ширины венца в условие прочности после преобразований дает значение делительного диаметра гибкого зубчатого колеса:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{10T_T K}{\psi_{bd} [\sigma_{cm}]}}. \quad (3.90)$$

При кулачковом генераторе волн делительный диаметр предварительно принимают равным внутреннему диаметру D гибкого колеса, который считают приблизительно равным наружному диаметру гибкого подшипника (табл. 3.17).

Таблица 3.17

**Подшипники шариковые однорядные
для волновых передач по ГОСТ23179**

Обозначение подшипника	Размеры, мм					Число шариков	Предельная частота вращения, об/мин	
	d	D	B	r	$d_{ш}$			
806	30	42	7	0,5	3,969	21	3 000	
808	40	52	8			23		
809	45	62	9		5,953	21		
812	60	80	13		7,144	23		
815	75	100	15	1,0	9,128	21		1 500
818	90	120	18		11,113	23		
822	110	150	24		14,288	21	23	
824	120	160						
830	150	200	30		19,050	1 000		
836	180	240	35	1,5	22,225			
844	220	300	45	2,5	28,575			1 000
848	240	320	48					
860	300	400	60		36,513			
862	310	420	70					
872	360	480	72	3,5	44,450			

Обозначения: d — внутренний диаметр подшипника; D — наружный диаметр подшипника; B — ширина подшипника; r — радиус скруглений кромок колец; $d_{ш}$ — диаметр шариков

Число зубьев z_1 гибкого колеса определяют в зависимости от того, какое колесо вращается. При подвижном гибком колесе:

$$z_1 = uK_z v, \quad (3.91)$$

при подвижном жестком колесе:

$$z_1 = (u - 1)K_z v. \quad (3.92)$$

Модуль зубьев равен:

$$m = \frac{d_1}{z_1}. \quad (3.93)$$

После вычисления его по (3.93) необходимо принять ближайшее стандартное значение, причем возможно использование модулей, мм: 0,2; 0,22; 0,28; 0,3; 0,35; 0,4; 0,45.

Уточняют делительный диаметр гибкого колеса при дисковом генераторе волн:

$$d_1 = mz_1. \quad (3.94)$$

Находят передаточное число передачи в зависимости от того, какое колесо вращается. При подвижном гибком колесе:

$$u' = \frac{z_1}{K_z v}, \quad (3.95)$$

при подвижном жестком колесе:

$$u' = \frac{z_1}{K_z v} + 1. \quad (3.96)$$

Вычисляют отклонение передаточного числа от требуемого, %:

$$\Delta u = \frac{100|u - u'|}{u} \leq [u], \quad (3.97)$$

где $[\Delta u]$ — допускаемое отклонение, %, передаточного числа от требуемого в соответствии с техническим заданием на ММ.

При невыполнении условия (3.97) необходимо изменить z_1 так, чтобы условие было выполнено, и затем скорректировать значение делительного диаметра гибкого зубчатого колеса.

Число зубьев жесткого колеса:

$$z_2 = z_1 + K_z v. \quad (3.98)$$

Толщина зубчатого венца стального гибкого колеса:

$$h_1 = (70 + 0,5u)mz_1 \cdot 10^{-4}, \text{ мм.} \quad (3.99)$$

Толщина оболочки гибкого колеса $h_2 = (0,5 \dots 0,8)h_1$.

Относительный боковой зазор между зубьями ненагруженной передачи:

$$\bar{j}_{\max} = \frac{j_{\max}}{m} = \frac{T_{\max} b}{d_1^2 h_2 G m} + 4 \cdot 10^{-4} (u - 60), \quad (3.100)$$

где $j_{\max}$ — необходимый боковой зазор между зубьями ненагруженной передачи, мм; G — модуль упругости второго рода для материала гибкого колеса (для стали $G = 8,1 \cdot 10^4$ МПа).

Относительное радиальное упругое деформирование гибкого колеса:

$$w_0^* = \frac{w_0}{m} = 0,89 + 8 \cdot 10^{-4} z_1 + 2j_{\max}, \quad (3.101)$$

где w_0 — радиальное упругое деформирование гибкого колеса, мм.

Коэффициент смещения исходного контура зубьев гибкого колеса:

$$x_1 = \frac{1,35 - w_0}{0,85\sqrt[3]{z_1} - 0,04}. \quad (3.102)$$

Коэффициент смещения исходного контура зубьев жесткого колеса:

$$x_2 = x_1 + w_0^* - 1. \quad (3.103)$$

Относительная глубина захода зубьев:

$$h_d^* = \frac{h_d}{m} = 4w_0^* - (4,6 - 4w_0^*) \cdot 10^{-3} z_1 - 2,48, \quad (3.104)$$

где h_d — глубина захода зубьев, мм.

Диаметр окружности впадин зубьев гибкого колеса:

$$d_{f1} = m(z_1 - 2h_d^* - 2c^* + 2x_1). \quad (3.105)$$

Диаметр окружности вершин зубьев гибкого колеса:

$$d_{a1} = d_{f1} + 2m(h_d^* + c^*). \quad (3.106)$$

Диаметр окружности вершин зубьев жесткого колеса:

$$d_{a2} = d_{a1} - 2m(h_d^* - w_0^*). \quad (3.107)$$

Диаметр окружности впадин зубьев жесткого колеса:

$$d_{f2} = d_{a1} + 2m(0,15 + w_0^*). \quad (3.108)$$

Для гибкого колеса передачи с кулачковым генератором волн уточняют значение толщины венца по формуле:

$$h_1 = 0,5(d_{f1} - D). \quad (3.109)$$

Длина гибкого колеса с дном (см. рис. 3.8, а) $L = 0,8D$, со шлицами (рис. 3.8, в) $L = 0,7D$.

Параметры остальных частей гибкого колеса: $h_3 = (0,7-1)h_2$; $h_4 = 2h_1$; $h_5 \geq 0,16D$; $c = 0,2b$.

Ширина зубчатого венца жесткого колеса:

$$b_2 = b + 0,6\sqrt{b}. \quad (3.110)$$

Длина шлицев $b_3 = 0,5b$.

Определяют основные геометрические параметры генератора волн.

Геометрию кулачкового генератора (рис. 3.9) определяет радиус-вектор ρ поперечного сечения.

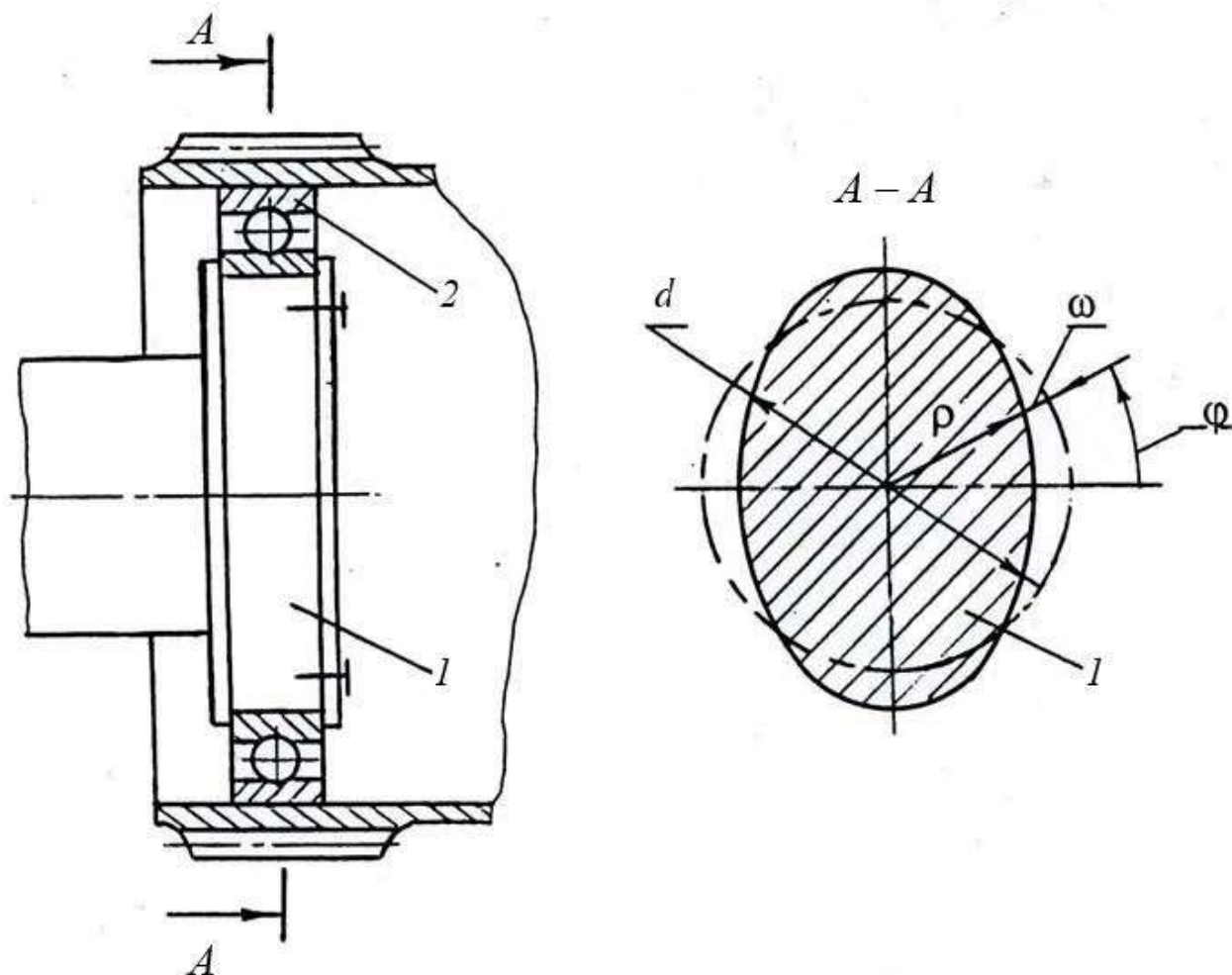


Рис. 3.9. Кулачковый генератор волн:
1 — кулачок; 2 — гибкий подшипник

Радиус-вектор кулачка в каждой четверти:

$$\rho = 0,5d_{\Pi} + WmK_{\alpha}, \quad (3.111)$$

где d_{Π} — внутренний диаметр гибкого подшипника; W — коэффициент радиальной деформации (табл. 3.18); K_{α} — коэффициент, зависящий от угла зацепления α ($K_{\alpha} = 1$ для $\alpha = 20^{\circ}$; $K_{\alpha} = 0,89$ для $\alpha = 30^{\circ}$).

Таблица 3.18

Значения коэффициента W

Угол φ	0	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
W	-1,25	-1,13	-0,91	-0,56	-0,15	0,26	0,57	0,76	0,87	0,9

Срок службы стандартных гибких подшипников составляет 10 000 ч, допускаются кратковременные двукратные перегрузки.

Эксцентриситет дискового генератора волн (рис. 3.10):

$$e = 3,4w_0^*m. \quad (3.112)$$

Диаметр дисков:

$$D_d = D + 2w_1 - 2e, \quad (3.113)$$

где w_1 — максимальная упругая деформация гибкого колеса с учетом податливости генератора волн и жесткого колеса, а также отклонений размеров от номинальных при изготовлении.

Значение w_1 определяют по формуле:

$$w_1 = w_0^*m(0,97 + 0,025\sqrt{\sigma_{\text{см}}}), \text{ мм.} \quad (3.114)$$

3.2.8.6. Проверочные расчеты начинаются с проверки гибкого колеса на выносливость.

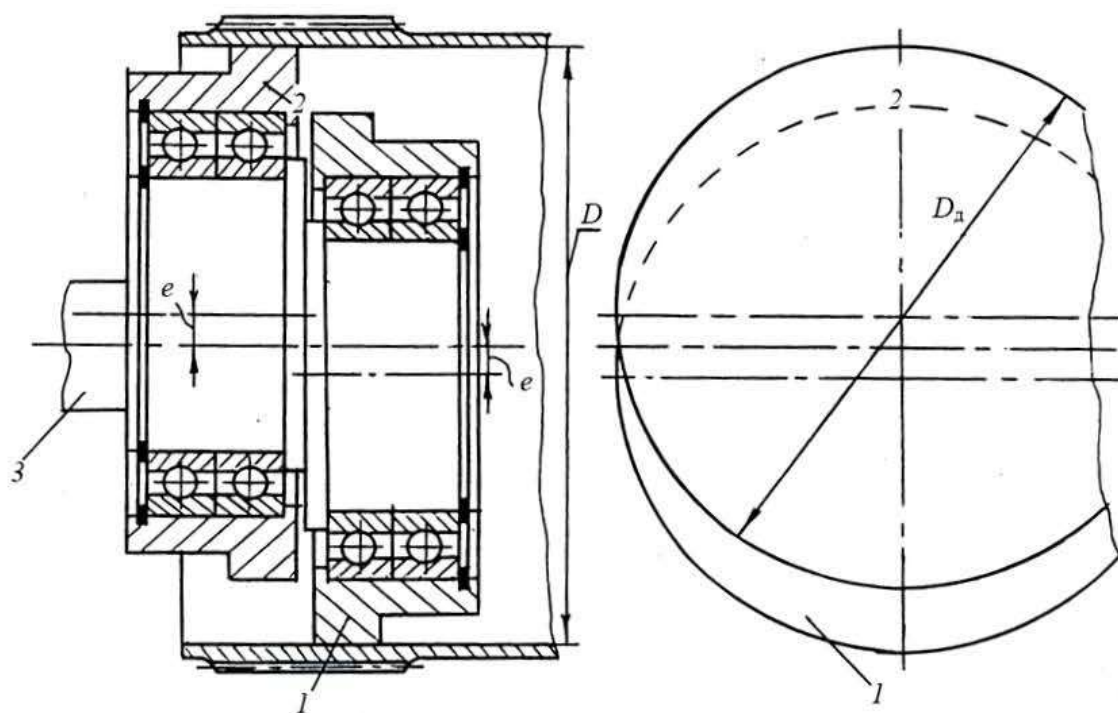


Рис. 3.10. Дисковый генератор волн:
1, 2 — диски, 3 — эксцентриковый вал

Определяют запас усталостной прочности гибкого колеса по формуле:

$$s = \frac{0,28\sigma_{-1}ud_1}{K_d K_\sigma w_0^* E h_1 \sqrt{1 + 0,15 \left(\frac{d_1}{L} + \frac{T_T u}{w_0^* d_1 E h_1^2} \right)^2}}, \quad (3.115)$$

где E — модуль упругости первого рода материала гибкого колеса (для стали $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа); σ_{-1} — предел выносливости материала гибкого колеса (см. табл. 3.16); K_d — коэффициент увеличения напряжения от сил в зацеплении; K_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений у основания зуба.

Условие обеспечения необходимой выносливости гибкого колеса:

$$s \geq [s], \quad (3.116)$$

где $[s] = 1,2$ — минимальный допускаемый запас усталостной прочности.

Величину коэффициента K_d определяют по формуле:

$$K_d = 1 + 2,2 \cdot 10^{-8} \frac{T_T}{d_1 h_1^2}, \quad (3.117)$$

а коэффициента K_σ — по формуле:

$$K_\sigma = 1 + 0,05 \frac{\sqrt{\frac{(h_a^* + c^*)md}{R_{\min} h_1}} (R_{\min} + 0,01)}{R_{\min} + 0,02}, \quad (3.118)$$

где $R_{\min}$ — минимальный радиус переходной поверхности:

$$R_{\min} = \frac{m(h_a^* + c^* - x_1 - \rho^*)}{h_a^* + c^* - x_1 - \rho^* + 0,5z_1} + m\rho^*. \quad (3.119)$$

Значения входящих в (3.119) величин: $c^* = 0,25$ и $\rho^* = 0,4$ при $m > 1$ мм; $c^* = 0,35$ и $\rho^* = 0,4$ при $m = 1-0,5$ мм; $c^* = 0,5$ и $\rho^* = 0,33$ при $m < 0,5$ мм.

Вероятность P неразрушения гибкого зубчатого колеса в зависимости от коэффициента запаса усталостной прочности приведена в табл. 3.19.

Таблица 3.19

**Вероятность P неразрушения гибкого зубчатого колеса
и коэффициент K_L вероятности неразрушения гибкого подшипника**

s	1,8	1,7	1,6	1,55	1,5	1,45	1,4	1,3	1,2
$P, \%$	99,8	99,6	99	98,5	97,8	96,7	95,1	90	87
K_L	0,5	0,6	0,66	0,69	0,73	0,8	0,9	1	

Уточняют КПД передачи. Потери в волновой передаче складываются из потерь в зацеплении и потерь при вращении генератора волн. Сопротивлением подшипников быстроходного и тихоходного валов пренебрегают. В этом случае КПД равен:

$$\eta = \frac{1}{1 + 1,11 \frac{v f_1}{\cos^2 \alpha} + 0,3 f_2 \operatorname{tg}(\alpha + \rho')}, \quad (3.120)$$

где $f_1 = 0,03-0,05$ — коэффициент, учитывающий трение в зубчатом зацеплении; $f_2 = 0,0015-0,003$ — условный коэффициент, учитывающий трение во всех элементах генератора волн; $\rho' = \arctg f_1$ — приведенный угол трения.

После уточнения КПД выполняют *тепловой расчет* передачи. В процессе работы редуктор нагревается. Температуру масла и внутренней поверхности корпуса редуктора определяют по формуле:

$$t_m = \frac{P_B K_t (1 - \eta)}{K_T A} + 20, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (3.121)$$

где P_B — мощность на быстроходном валу, Вт; $K_t = t_p / t_{\text{ц}}$ — коэффициент продолжительности работы редуктора (t_p — время работы редуктора в течение цикла; $t_{\text{ц}}$ — длительность цикла); K_T — коэффициент теплоотдачи (при естественном охлаждении $K_T = 8-15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; при охлаждении с помощью вентилятора $K_T = 18-24 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$); $A = (8-10)d_1^2$ — поверхность охлаждения редуктора, м^2 .

Затем проверяют выполнение условия:

$$t_m \geq [t_m], \quad (3.122)$$

где $[t_m]$ — допускаемая температура ($[t_m] = 85-90 \text{ } ^\circ\text{C}$ — для минеральных масел по ГОСТ 20799; $[t_m] = 100-120 \text{ } ^\circ\text{C}$ — для авиационных масел).

3.2.9. Передачи винт-гайка скольжения

3.2.9.1. Исходные данные:

- номинальная нагрузка на гайке F_a , Н;
- номинальная скорость гайки v , м/с;
- максимальное рабочее перемещение гайки s , мм;
- срок службы (долговечность) передачи;
- прочие (массогабаритные показатели, способ крепления, конфигурация корпуса и т.д.).

Для определенности принято, что ВГС осуществляет преобразование вращательного движения в поступательное, ведущим звеном является винт.

3.2.9.2. Кинематический расчет ВГС не может быть выполнен без конкретного значения диаметра вала. Поэтому следует определить расчетный средний диаметр резьбы вала по критерию износостойкости, используя формулу:

$$d_2 \geq K_p \sqrt{\frac{F_a}{\gamma[q]}}, \quad (3.123)$$

где $K_p = \sqrt{\frac{p}{\pi h}}$ — коэффициент, зависящий от типа резьбы (для трапецеидальной и прямоугольной резьб $K_p = 0,8$; для упорной резьбы $K_p = 0,65$); h — высота резьбового выступа; p — шаг резьбы; $\gamma = 1,2-3,5$ — коэффициент высоты гайки; $[q]$ — допускаемое давление между рабочими поверхностями резьбы винта и гайки (в паре сталь — чугун $[q] = 5-6$ МПа; в паре сталь — бронза $[q] = 9-11$ МПа).

Затем по стандартам на резьбы и расчетному значению среднего диаметра подбирают резьбу, у которой d_2 равен или больше расчетного, и далее наружный d и внутренний d_1 диаметры. В табл. 3.20 приведена выдержка из стандарта на трапецеидальную резьбу [16].

Таблица 3.20

Параметры трапецеидальной резьбы, мм

p	d_2	d_1	d	p	d_2	d_1	d	p	d_2	d_1	d
2	7	6	8	3	8,5	7	10	4	14	12	16
	9	8	10		10,5	9	12		16	14	18
	11	10	12		12,5	11	14		18	16	20
	13	11	14		28,5	27	30		63	61	65
	15	14	16		30,5	29	32		68	66	70
	17	16	18		32,5	31	34		73	71	75
p	d_2	d_1	d	p	d_2	d_1	d	p	d_2	d_1	d
5	19,5	17	22	6	27	24	30	8	20	16	24
	21,5	19	24		29	26	32		24	20	28
	23,5	21	26		31	28	34		40	36	44
	25,5	23	28		33	30	36		44	40	48
	82,5	80	85		35	32	38		48	44	52
	87,5	85	90		37	34	40		56	52	60

Определяют необходимую угловую скорость винта:

$$\omega = \frac{2000\pi v}{pK}, \quad (3.124)$$

где K — число заходов резьбы; обычно ВГС выполняют однозаходными, и $K = 1$, но при необходимости в преобразователях движения ММ могут применяться и многозаходные резьбы.

В заключение кинематического расчета вычисляют угол подъема винтовой линии:

$$\psi = \arctg \frac{pK}{\pi d_2}. \quad (3.125)$$

3.2.9.2. Характерной особенностью передачи ВГС является то, что ее кинематический расчет включает в себя значительную часть проектировочного расчета. Кроме уже полученных параметров резьбы, находят крутящий момент на винте:

$$T = F_a d_2 \frac{\operatorname{tg}(\psi + \rho')}{2}, \quad (3.126)$$

где ρ' — приведенный угол трения в резьбе:

$$\rho' = \arctg \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}; \quad (3.127)$$

f — коэффициент трения скольжения в резьбе (в зависимости от материала гайки $f = 0,1-0,2$); α — угол профиля резьбы (для трапецеидальной резьбы $\alpha = 30^\circ$, для упорной — $\alpha/2 = 3^\circ$, для прямоугольной — $\alpha = 0$).

В том случае, если $\psi < \rho'$, передача является самотормозящейся.

Дополнительно вычисляют КПД винтовой пары:

$$\eta_{\text{вп}} = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \rho')}. \quad (3.128)$$

Практически КПД ВГС лежит в пределах $\eta_{\text{вп}} = 0,25-0,5$.

Высоту гайки определяют по формуле:

$$H = \gamma d_2, \quad (3.129)$$

с округлением полученного значения по ГОСТ 6636-69.

Число витков резьбы в гайке:

$$z = \frac{H}{P}, \quad (3.130)$$

Наружный диаметр D гайки принимают в зависимости от ее материала:
 $D \approx 1,5d$ — для чугуновой; $D \approx 1,3d$ — для бронзовой.

Диаметр и высота упорного бурта гайки равны: $D_1 = 1,3D$;
 $a = (0,2-0,3)D$.

3.2.9.3. Проверочные расчеты содержат проверку винта и конструктивных элементов гайки.

Условие прочности винта:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma], \quad (3.131)$$

где $\sigma_{\text{экв}}$ — эквивалентное напряжение в опасном сечении винта; σ — нормальное напряжение:

$$\sigma = \frac{4F_a}{\pi d_1^2}; \quad (3.132)$$

τ — касательное напряжение:

$$\tau = \frac{16T}{\pi d_1^3}; \quad (3.133)$$

$[\sigma]$ — допускаемое нормальное напряжение для материала винта.

Проверку винта на устойчивость производят в том случае, если рабочая нагрузка — сжимающая. Определяют радиус инерции поперечного сечения винта, который для круглого сечения равен $i = 0,25d_1$, затем по (3.59)

находят значение гибкости λ , а по табл. 3.14 — коэффициент φ . Вычисляют допускаемые по условию устойчивости нормальное напряжение и силу сжатия:

$$[\sigma_y] = \varphi[\sigma], \quad (3.134)$$

$$[F_a] = \frac{\pi d_1^2 [\sigma_y]}{4}. \quad (3.135)$$

Устойчивость винта обеспечивается, если $F_a \leq [F_a]$.

Кроме того, винты, у которых $\lambda \geq 100$, проверяют *по критической частоте вращения*. Критическая частота вращения, об/мин, — меньшая из полученных по формулам:

$$n_{кр} = 5 \cdot 10^7 \frac{\nu d_1 k}{l^2}; \quad (3.136)$$

$$n_{кр} = \frac{8 \cdot 10^4}{d_1}, \quad (3.137)$$

где ν — коэффициент, зависящий от способа закрепления винта (см. табл. 3.13).

Винт проходит по этому условию, если частота вращения винта не больше критической, т.е.:

$$n = \frac{30\omega}{\pi} \leq n_{кр}, \text{ об/мин.} \quad (3.138)$$

Витки резьбы гайки проверяют на изгиб:

$$\sigma_n = \frac{K_n F_a}{dH} \leq [\sigma_n], \quad (3.139)$$

где K_n — коэффициент типа резьбы (для трапецеидальной резьбы $K_n = 1,3$; для упорной — $K_n = 1,5$; для прямоугольной — $K_n = 1,9$); $[\sigma_n]$ — допускаемое напряжение изгиба (для чугунных гаек $[\sigma_n] = 25$ МПа; для бронзовых — $[\sigma_n] = 40$ МПа).

Тело гайки проверяют по нормальным напряжениям:

$$\sigma_r = \frac{5,2F_a}{\pi(D^2 - d^2)} \leq [\sigma_r], \quad (3.140)$$

где $[\sigma_r]$ — допускаемое нормальное напряжение для материала гайки; для чугуновых гаек $[\sigma_r] = 20$ МПа; для бронзовых — $[\sigma_r] = 40$ МПа.

Бурт гайки проверяют на изгиб и смятие:

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{3F_a(D_1 - D)}{\pi D a^2} \leq [\sigma_{\text{н}}]; \quad (3.141)$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4F_a}{\pi(D_1^2 - D^2)} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (3.142)$$

где $[\sigma_{\text{см}}] = 60$ МПа — допускаемое напряжение смятия.

3.2.10. Шарико-винтовые передачи

3.2.10.1. Исходные данные:

- номинальная нагрузка на гайке F_a , Н;
- номинальная скорость гайки v , м/с;
- максимальное рабочее перемещение гайки s , мм;
- нагрузочная диаграмма (циклограмма);
- срок службы (долговечность) передачи;
- прочие (массогабаритные показатели, способ крепления, конфигурация корпуса и т.д.).

Для определенности принято, что ШВП осуществляет преобразование вращательного движения в поступательное, ведущим звеном является винт. Внешний вид ШВП показан на рис. 3.11.

В настоящее время ряд фирм как российских, так и зарубежных освоили серийный выпуск ШВП, поэтому проектирование преобразователя можно свести к подбору имеющегося в продаже типоразмера. В табл. 3.21 приведены данные по ШВП компании *HIWIN Lineartechnologie*.



Рис. 3.11. Шарико-винтовая передача

Таблица 3.21

Параметры ШВП HIWIN Lineartechnologie (резьба накатанная)

Обозначение	d , мм	d_3 , мм	p , мм	C_a , кН	C_{0a} , кН	Осевой зазор, мм
<i>R16-05T3-FSIDIN</i>	16	12,8	5	7,32	12,47	0,04
<i>R16-10T4-FSIDIN</i>			10	6,23	11,00	
<i>R20-05T3-FSIDIN</i>	20	16,9	5	11,56	24,00	
<i>R20-10K3-FSCDIN</i>		17,3	10	10,0	23,5	
<i>R20-20K2-FSCDIN</i>		17,0	20	6,8	15,3	
<i>R25-05T4-FSIDIN</i>	25	22,3	5	12,40	32,96	
<i>R25-10T3-FSIDIN</i>		21,2	10	16,5	32,7	
<i>R25-25K2-FSCDIN</i>		22,9	25	7,5	19,3	
<i>R32-05T6-FSIDIN</i>	32	29,1	5	20,56	64,70	
<i>R32-10T4-FSIDIN</i>		27,7	10	38,5	65,0	
<i>R32-20K3-FSCDIN</i>		28,7	20	17,0	48,5	
<i>R32-32K2-FSCDIN</i>			32	11,6	31,8	
<i>R40-05T6-FSIDIN</i>	40	36,7	5	23,36	80,30	
<i>R40-10K4-FSCDIN</i>		32,9	10	45,0	123,0	

Обозначение	d , мм	d_3 , мм	p , мм	C_a , кН	C_{0a} , кН	Осевой зазор, мм
$R40-20K3-FSCDIN$			20	34,85	90,00	0,07
$R40-40K2-FSCDIN$			40	23,0	58,4	
$R50-05T6-FSIDIN$	50	46,8	5	25,32	104,20	
$R50-10K6-FSCDIN$		44,9	10	74,5	250,0	
$R50-20K5-FSCDIN$		45,5	20	62,0	208,0	
$R50-40K3-FSCDIN$		45,0	40	39,0	123,0	
Обозначения: C_a — динамическая грузоподъемность; C_{a0} — статическая грузоподъемность						

3.2.10.2. Начало проектировочного расчета состоит в ориентировочном определении внутреннего диаметра резьбы винта d_3 из условия прочности (3.131). Для этого необходимо оценить величину крутящего момента T , что, в свою очередь, требует знания угла подъема ψ_0 винтовой линии на номинальном диаметре d_0 . Удобно воспользоваться следующими соотношениями, используемыми при выполнении ШВП:

$$\begin{aligned}
 D_w &= 0,6p; \\
 d_3 &= \frac{D_w}{K_{ш}}; \\
 d_3 &= d_0 - 1,012D_w,
 \end{aligned}
 \tag{3.143}$$

где D_w — диаметр шарика; p — шаг резьбы (аналогично ВГС); $K_{ш} = 0,1-0,35$ — коэффициент диаметра шариков.

Из выражений (3.143) следует, что:

$$d_0 \approx 0,607p \left(\frac{1}{K_{ш}} + 1 \right),
 \tag{3.144}$$

формула угла подъема винтовой линии (3.125) в результате подстановки уравнения (3.144) принимает вид:

$$\psi_0 = \arctg \frac{1,65K}{\pi \left(\frac{1}{K_{ш}} + 1 \right)}.
 \tag{3.145}$$

Для $K = 1$ диапазон углов подъема $\psi_0 = 2,73^\circ - 7,75^\circ$; для $K = 2 - \psi_0 = 5,45^\circ - 15,23^\circ$.

Вращающий момент на винте при отсутствии натяга, Н·мм:

$$T = F_a \frac{d_0}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi_0 + \rho_k), \quad (3.146)$$

где ρ_k — приведенный угол трения качения, определяемый по формуле:

$$\rho_k = \operatorname{arctg} \frac{2f_k}{D_w \sin \beta}, \quad (3.147)$$

в которой $f_k = 0,007 - 0,01$ мм — приведенный коэффициент трения качения; β — угол контакта шарика со стенками канавок, при расчете принимают $\beta = 45^\circ$.

Пусть $\psi_0 = 15,338^\circ$ и $\rho_k \ll \psi_0$. Тогда:

$$T \approx F_a \frac{d_0}{2} \operatorname{tg} 15,23^\circ = 0,136 F_a d_0, \quad (3.148)$$

а нормальное σ и касательное τ напряжения в опасном сечении винта:

$$\sigma = \frac{4F_a}{\pi d_3^2}; \quad (3.149)$$

$$\tau = \frac{16 \cdot 0,136 F_a d_0}{\pi d_1^3} = \frac{2,18 F_a d_0}{\pi d_3^3}. \quad (3.150)$$

Из соотношений (3.143) и (3.144) следует, что для ШВП с $K_{ш} = 0,35$:

$$\begin{aligned} d_3 &= 1,71p, \\ d_0 &= 2,32p, \end{aligned} \quad (3.151)$$

следовательно, $\frac{d_0}{d_3} = 1,35$, и:

$$\tau = \frac{2,94 F_a}{\pi d_3^2}. \quad (3.152)$$

Подстановка соотношений (3.149) и (3.152) в условие (3.131) после преобразований позволяет получить нижнюю границу диаметра d_3 , мм:

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{6,48F_a}{\pi[\sigma]}} = 1,44 \sqrt{\frac{F_a}{[\sigma]}}. \quad (3.153)$$

При определении $[\sigma]$ винта можно ориентировочно принять предел текучести стали $\sigma_T = 800$ МПа, запас прочности $n_T = 1,5-2,5$.

Затем следует по каталогу принять типоразмер ШВП с внутренним диаметром резьбы винта не меньшим, чем полученный по формуле (3.153).

Следующим шагом полезно определить гибкость винта, нагруженного сжимающей силой, по выражению (3.59), в котором $i = 0,25d_3$. При $\lambda > 50$ необходимо выполнить проверку винта на продольную устойчивость. В случае, если винт на устойчивость не проходит, нужно определить значение d_3 , удовлетворяющее данному критерию, и принять по каталогу соответствующий типоразмер ШВП.

Результатом проектировочного расчета является конкретная ШВП с шагом p и величинами статической и динамической грузоподъемностей (см. табл. 3.21).

3.2.10.3. Кинематический расчет ШВП состоит в определении необходимой угловой скорости винта по формуле (3.124).

3.2.10.4. Проверку винта на прочность и продольную устойчивость выполнять не нужно, так как внутренний диаметр винта выбран по критерию прочности с проверкой на устойчивость.

ШВП, в которой частота вращения винта $n_1 < 10$ об/мин, должна быть проверена на статическую грузоподъемность по условию:

$$F_{amax} \leq C_{0a}, \quad (3.154)$$

где F_{amax} — максимальная статическая нагрузка; C_{0a} — статическая грузоподъемность, Н.

Проверку ШВП на долговечность производят в том случае, если $n_1 \geq 10$ об/мин, следующим образом.

Определяют эквивалентную динамическую нагрузку:

$$F_{a\varnothing} = \sqrt[3]{\frac{\sum_{i=1}^m F_{ai}^3 \cdot n_i \cdot t_i}{\sum_{i=1}^m n_i \cdot t_i}}, \quad (3.155)$$

где F_{ai} — нагрузка на i -м участке нагрузочной диаграммы; n_i — частота вращения винта на i -м участке, об/мин; t_i — продолжительность действия нагрузки, с; m — число участков нагрузочной диаграммы.

Затем находят эквивалентную частоту вращения винта по формуле:

$$n_{\varnothing} = \frac{\sum_{i=1}^m n_i \cdot t_i}{\sum_{i=1}^m t_i}. \quad (3.156)$$

Определяют требуемую динамическую грузоподъемность ШВП:

$$C_{a\text{тp}} = 0,039 F_{\varnothing} \sqrt[3]{L_h n_{\varnothing}}, \quad (3.157)$$

где L_h — заданный ресурс работы передачи, ч.

Условие обеспечения заданной техническими требованиями на ММ долговечности:

$$C_{a\text{тp}} \leq C_a. \quad (3.158)$$

Для уточнения вращающего момента на винте следует определить D_w , пользуясь значением шага p принятой ШВП и соотношением (3.143), затем вычислить ρ_k по формуле (3.147) и фактическую величину момента по формуле (3.146). Как правило, превышение фактического вращающего момента над найденным без учета сопротивления качению шариков незначительно влияет на прочность вала и не требует проверки на прочность.

КПД передачи равен:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi_0}{\operatorname{tg} (\psi_0 + \rho_k)} . \quad (3.159)$$

В ШВП $\rho_k \ll \psi$, поэтому КПД даже при малых углах подъема винтовой линии достигает 80–90 %.

Проверка винта на устойчивость и критическую частоту вращения выполняется так же, как в п. 3.2.9.

3.2.11. Ролико-винтовые передачи

3.2.11.1. По назначению, области применения и принципу действия РВП и ШВП родственны, поэтому исходные данные и метод проекторочного расчета те же, что и в п. 3.2.10.

3.2.11.2. Выше была отмечена более высокая нагрузочная способность РВП по сравнению с ШВП. На рис. 3.12 показано, чем именно обусловлено данное преимущество РВП. Зоны контакта звеньев показаны красным цветом. Видно, что число контактирующих резьбовых выступов ролика и гайки РВП значительно больше, чем шариков с резьбовыми выступами винта. РВП при равной нагрузочной способности более компактная по сравнению с ШВП.

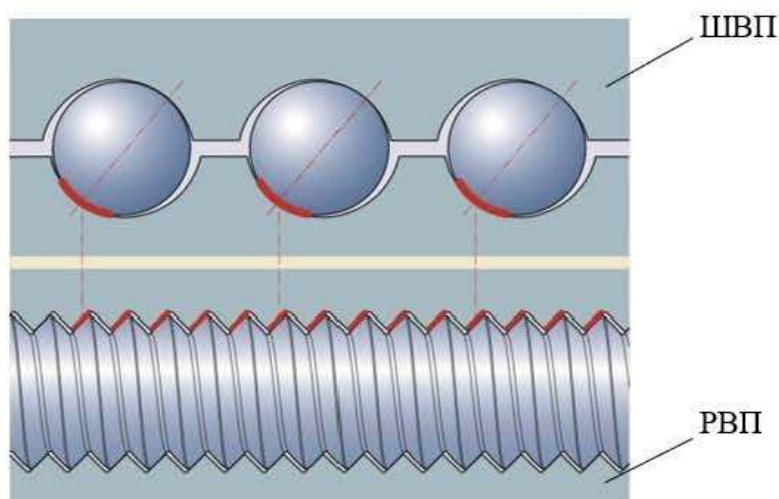
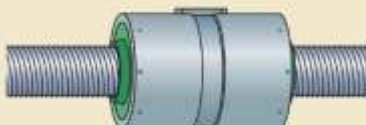


Рис. 3.12. Зоны контакта звеньев в ШВП и РВП

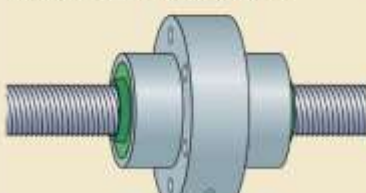
Так же, как и в расчете ШВП, при проектировании РВП рекомендуется ориентироваться на выпускаемые серийно типоразмеры.

На рис. 3.13 приведен фрагмент каталога РВП шведской фирмы *SKF Solution Factory*. Обозначения: *SRS/BRC* — исполнение с креплением гайки шпонкой; *SRF/BRF* — исполнение с фланцевым креплением гайки; d_0 — номинальный (средний) диаметр резьбы винта, мм; P_h — шаг резьбы, мм; L_{tp} — максимальное допустимое перемещение гайки, мм.

SRC/BRC cylindrical nut with wipers



SRF/BRF flanged nut with wipers



Nominal diameter	Lead (right hand)	Basic load rating SRC/BRC nut		SRF/BRF nut		Maximum total shaft length
d_0	P_h	C_a	C_{0a}	C_a	C_{0a}	L_{tp}
mm		kN				mm
15	5	26	43,6			975
21	5	50,6	82			1 400
21	10	59,2	83			1 400
30	5	92	178			2 000
30	10	106	174			2 000
39	5	129	269	129	269	2 650
39	10	153	271	153	271	2 650
48	5	198	482	198	482	3 300
48	10	232	475	232	475	3 300

Рис. 3.13. Фрагмент каталога РВП *SKF Solution Factory*

Сравним нагрузочную способность ШВП (табл. 3.21) и РВП с примерно равными диаметрами винта. ШВП с параметрами $d = 32$ мм, $p = 10$ мм: $C_a = 38,5$ кН; $C_{0a} = 65$ кН. РВП с параметрами $d_0 = 30$ мм, $P_h = 10$ мм: $C_a = 106$ кН; $C_{0a} = 174$ кН. Таким образом, динамическая грузоподъемность РВП в 2,75, а статическая — в 2,68 раза выше, чем ШВП.

Фирмой выпускается ряд МД поступательного перемещения на основе РВП, например так называемые *механические цилиндры* (рис. 3.14).

3.2.11.3. Для нахождения величины вращающего момента на винте в проектном расчете внутреннего диаметра резьбы винта d_2 по условию прочности фирма *SKF Solution Factory* рекомендует использовать формулу:

$$T = \frac{F_a P_h}{2000 \pi \eta}, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (3.160)$$

где η — КПД передачи, зависящий от угла подъема витка резьбы. С достаточной степенью достоверности можно принять $\eta = 0,9$. Значение P_h в выражение (3.160) подставляют в миллиметрах.

Последующие действия выполняют так же, как описано в п. 3.2.10.



Рис. 3.14. МД поступательного перемещения *SKF*:
а — двигатель расположен соосно винту; *б* — МД уменьшенной длины

3.3. ЛЮФТОВЫБИРАЮЩИЕ МЕХАНИЗМЫ

3.3.1. Выборка мертвого хода в зубчатых преобразователях движения

В тех случаях, когда мертвый ход преобразователя движения больше допускаемой техническими требованиями величины, в конструкцию передачи вводят специальное устройство, называемое *люфтовывбирающим механизмом*.

В ММ используют механизмы выборки бокового зазора между зубьями колес зубчатых передач двух типов: автономные и с дополнительной кинематической цепью (замкнутым энергетическим потоком).

В *автономных механизмах выборки мертвого хода* используют метод раздвоения ведомого колеса, который в качестве силовых элементов предполагает использование пружин.

На рис. 3.15 приведена конструктивная схема такого механизма. Основная половина 1 раздвоенного зубчатого колеса закреплена на валу, а вторая половина 2 образует со втулкой основной половины подвижное соединение, и ее фиксируют от осевого смещения шайбой 3. Под влиянием пружины 4, закрепленной одним концом на половине 1 колеса, а другим — на половине 2, половины колес поворачиваются относительно друг друга в разные стороны и выбирают боковой зазор между зубьями ведущего и ведомого колес. Пружину 4

устанавливают во время сборки механизма с предварительным натяжением, достаточным для выборки мертвого хода в данной зубчатой паре и передачи крутящего момента при реверсе.

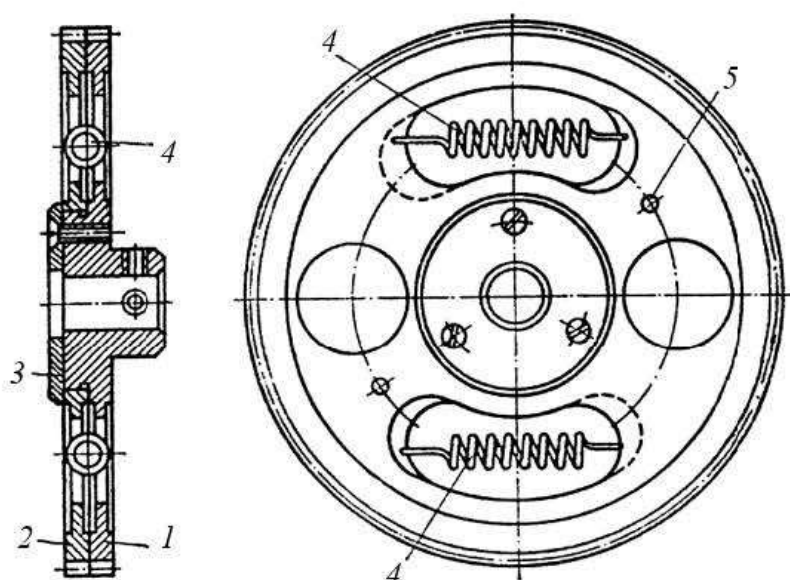


Рис. 3.15. Автономный механизм для выборки люфта в зубчатой передаче

Нарезание зубьев на половинках 1 и 2 раздвоенного колеса производят одновременно, зафиксировав их между собой шайбой 3 и двумя цилиндрическими штифтами 5, которые после нарезания зубьев удаляют.

Сила $F_{\text{пр}}$ пружины 4 (рис. 3.16) может быть найдена из условия:

$$Fr = \frac{F_{\text{пр}} r_{\text{пр}}}{\beta} n, \quad (3.161)$$

где $F = T/r$ — окружная сила, действующая на зубья одной из половинок колеса; T — момент сопротивления на раздвоенном колесе; r — радиус делительной окружности раздвоенного зубчатого колеса; $r_{\text{пр}}$ — радиус окружности, на которой установлены пружины; $\beta = 1,25-1,5$ — коэффициент силы запаса пружины; n — число пружин.

Из выражения (3.161):

$$F_{\text{пр}} = \frac{\beta Fr}{r_{\text{пр}} n} = \frac{\beta T}{r_{\text{пр}} n}. \quad (3.162)$$

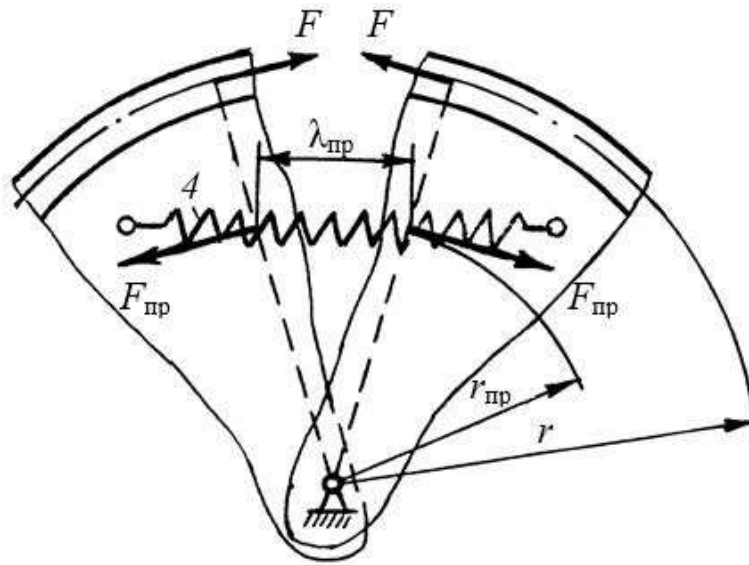


Рис. 3.16. Схема сил, действующих на пружину

Но сила пружины пропорциональна ее деформации $\lambda_{\text{пр}}$:

$$F_{\text{пр}} = C_{\text{пр}} \lambda_{\text{пр}}, \quad (3.163)$$

где $C_{\text{пр}}$ — жесткость.

Из (3.162) и (3.163):

$$C_{\text{пр}} = \frac{\beta T}{r_{\text{пр}} \lambda_{\text{пр}} n}. \quad (3.164)$$

Из соотношения:

$$\frac{\lambda_{\text{пр}}}{r_{\text{пр}}} = \frac{\pi m z'}{r}. \quad (3.165)$$

находят величину деформации пружины:

$$\lambda_{\text{пр}} = \frac{\pi m z' r_{\text{пр}}}{r}, \quad (3.166)$$

где m — модуль зубьев; z' — число зубьев, на которое поворачиваются половины колеса друг относительно друга.

Следовательно, жесткость пружины будет равна:

$$C_{\text{пр}} = \frac{\beta Tr}{\pi m z' r_{\text{пр}}^2 n}. \quad (3.167)$$

Кроме выборки мертвого хода при помощи пружин используют жесткую фиксацию, заключающуюся в предварительном относительном смещении половин раздвоенного зубчатого колеса и их жестком закреплении при помощи винтов, болтов, клеммовых соединений и т.п. На рис. 3.17 показана червячная передача с раздвоенным червячным колесом. Зубья половин 1 и 2 колеса прижимают поворотом эксцентрика 4 к разным сторонам зубьев червяка, после чего жестко фиксируют затяжкой болта 3. Фиксация осуществляется за счет сил трения.

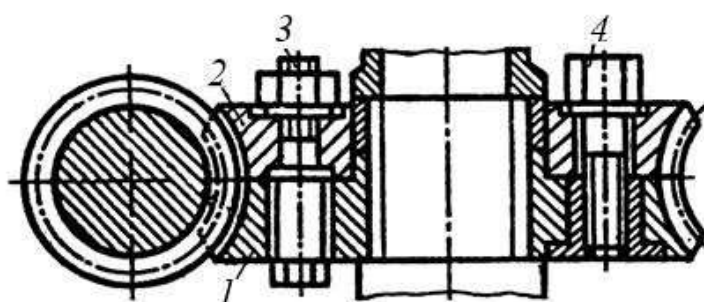


Рис. 3.17. Люфтовывбирающее устройство в червячной передаче

Основными недостатками описанного люфтовывбирающего устройства являются наличие большого числа дополнительных элементов (пружин, зубчатых колес, винтов и т.д.); увеличенные потери и ускоренный износ зубьев в зацеплении, обусловленные трением как на рабочей стороне зуба, так и на нерабочей; пониженная нагрузочная способность преобразователя движения, так как в передаче крутящего момента участвует половина венца колеса.

Указанные недостатки частично могут быть устранены в механизмах выборки мертвого хода с дополнительной кинематической цепью (*безлюфтовые механизмы с замкнутым энергетическим потоком*). Они позволяют осуществить полный выбор люфтов во всех составляющих звеньях путем принудительного разворота в противоположные стороны двух соосно расположенных элементов одной из передач. Обычно для образования замкнутого контура

к исходной кинематической цепи добавляют точно такую же параллельно расположенную кинематическую цепь, однако это необязательно. Иногда замыкающая кинематическая цепь может представлять собой цепь иного рода, чем исходная.

На рис. 3.18 приведена схема безлюфтового планетарного механизма. Исходная кинематическая цепь состоит из центрального колеса 1, сателлита 3, закрепленного на водиле H , и неподвижного центрального колеса 5.

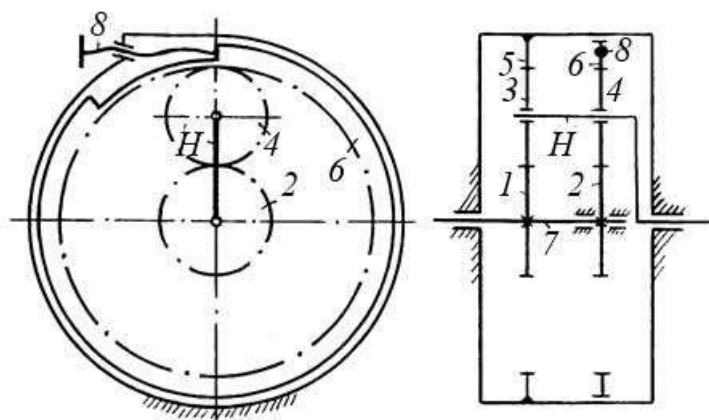


Рис. 3.18. Схема безлюфтового планетарного механизма

Для выборки люфтов устанавливают дополнительную кинематическую цепь, состоящую из центрального колеса 2, соединенного с центральным колесом 1 при помощи упругого элемента (торсиона, пружины) 7, сателлита 4, подвижного центрального колеса 6 с внутренним зацеплением и винта 8.

При завинчивании винта 8 подвижное центральное колесо 6 поворачивается и выбирает зазор в паре зубчатых колес 6 — 4. Затем начинается поворот сателлита 4, и выбирается зазор в паре 4 — 2. Далее через торсион 7 поворот передается центральному колесу 1, выбирается зазор в паре 1 — 3, и далее поворот сателлита 3 приводит к выборке зазора в паре 3 — 5. После выборки всех зазоров во всей кинематической цепи происходит дополнительная закрутка торсиона 7, что обеспечивает постоянный натяг в цепи и исключает появление люфта при износе элементов отдельных передач.

Диаметр торсиона, мм, определяют из условия прочности на кручение:

$$d_T = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}, \quad (3.168)$$

где T — вращающий момент на торсионе, Н·мм; $[\tau]$ — допускаемое касательное напряжение материала торсиона при кручении, МПа, равное:

$$[\tau] = \frac{\tau_T}{[n_T]}, \quad (3.169)$$

τ_T — предел текучести материала торсиона при кручении, МПа; $[n_T]$ — допустимый (требуемый) коэффициент запаса прочности. Принимают $[n_T] = 1,5-2,5$.

В проектных расчетах при отсутствии значений предела текучести τ_T материала торсиона можно принимать $[\tau] = 450-500$ МПа.

Длину торсионного вала, мм, находят из условия:

$$l = \frac{\varphi G J_p}{T}, \quad (3.170)$$

где φ — угол закручивания торсионного вала, рад (обычно принимают $\varphi = 0,09-0,18$ рад ($5^\circ-10^\circ$)); G — модуль упругости второго рода материала торсиона, МПа; J_p — полярный момент инерции поперечного сечения торсионного вала, мм⁴.

Торсионы изготавливают из хромованадиевых сталей марок 60 С2ХФА, 50 ГФА и углеродистых сталей марок 60, 65, 70, 85.

3.3.2. Выборка мертвого хода в винтовых преобразователях движения

Различают два способа выборки бокового зазора в винтовых механизмах — *радиальное* и *осевое* смещение гайки относительно винта. Радиальное смещение осуществляют сжатием гайки в радиальном направлении, а осевое — смещением гайки относительно винта в осевом направлении.

При одинаковом значении нормальной составляющей ΔS_n бокового зазора (рис. 3.19) радиальные составляющие бокового зазора равны:

– для метрической резьбы с углом профиля $\alpha_M = 60^\circ$:

$$\Delta S_p^M = \frac{\Delta S_n}{\sin \frac{\alpha_M}{2}} = \frac{\Delta S_n}{\sin 30^\circ} = 2\Delta S_n; \quad (3.171)$$

- для трапецевидальной резьбы с углом профиля $\alpha_T = 30^\circ$:

$$\Delta S_p^T = \frac{\Delta S_n}{\sin \frac{\alpha_T}{2}} = \frac{\Delta S_n}{\sin 15^\circ} = 3,86 \cdot \Delta S_n. \quad (3.172)$$

Осевые составляющие бокового зазора:

- для метрической резьбы:

$$\Delta S_{oc}^M = \frac{\Delta S_n}{\cos \frac{\alpha_M}{2}} = \frac{\Delta S_n}{\cos 30^\circ} = 1,15 \Delta S_n; \quad (3.173)$$

- для трапецевидальной резьбы:

$$\Delta S_{oc}^T = \frac{\Delta S_n}{\cos \frac{\alpha_T}{2}} = \frac{\Delta S_n}{\cos 15^\circ} = 1,04 \Delta S_n. \quad (3.174)$$

Следовательно, способ устранения мертвого хода радиальным смещением целесообразно применять для метрических резьб (рис. 3.19, *а*), т.е. для резьб с большим углом α профиля, а осевым смещением — для трапецевидальных резьб (рис. 3.19, *б*) и упорных резьб, а также для нестандартных резьб с прямоугольным или квадратным профилем витка.

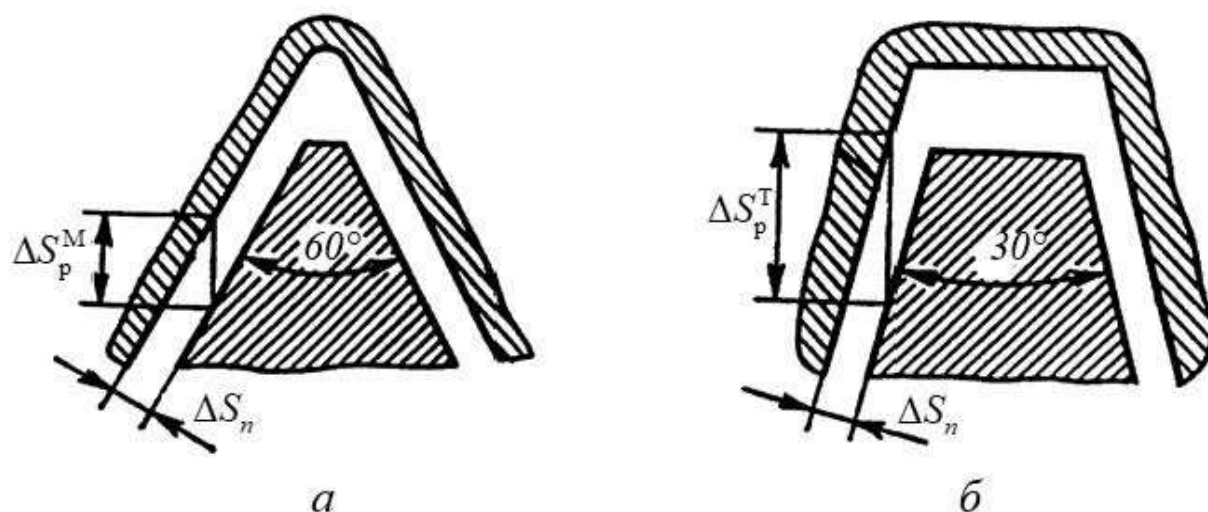


Рис. 3.19. Радиальные составляющие зазора в резьбах

Устройства, обеспечивающие выборку радиальной составляющей бокового зазора, представляют собой разрезные гайки. Конструкция люфтовывбирающего механизма с разрезной гайкой показана на рис. 3.20.

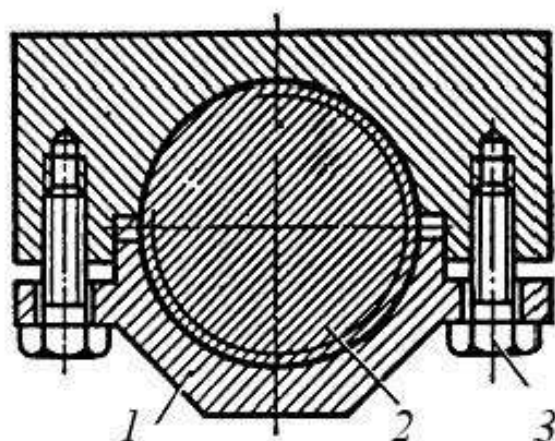


Рис. 3.20. Люфтовывбирающий механизм с разрезной гайкой

Две части гайки 1 стягиваются винтами 3 и обжимают винт 2. Недостаток устройства — неравномерное обжатие винта и, как следствие, неравномерный износ резьбы гайки.

На рис. 3.21, а, в, г, д и на рис. 3.22, а–г приведены механизмы выборки радиальной составляющей бокового зазора, в которых необходимо периодически осуществлять подрегулирование. В устройстве на рис. 3.21, б подрегулирование происходит автоматически за счет пружин.

Устройства с разрезной гайкой и цанговым зажимом (рис. 3.21, г и рис. 3.22, б, в, г) обеспечивают более равномерное обжатие винта, что способствует равномерному его износу.

На рис. 3.23, а показана конструктивная схема люфтовывбирающего механизма на основе гайки с жесткой регулировкой осевого зазора, в котором выборку осевой составляющей бокового зазора осуществляют поворотом гайки 1. При этом обеспечивается одновременный контакт правых профилей резьбы винта 2 и левых профилей гайки 1, а также левых профилей резьбы винта 2 и правых профилей резьбы гайки 3 при сжатии витков винта (рис. 3.23, в).

Люфтовывбирающий механизм на основе гайки с эластичной регулировкой осевого зазора показан на рис. 3.24, б. Выборку осевой составляющей бокового зазора осуществляет пружина 2, отжимая гайку 1 от гайки 4, обеспечивая двухпрофильный контакт резьбы винта 3 с резьбами гаек 1 и 4 (рис. 3.24, г).

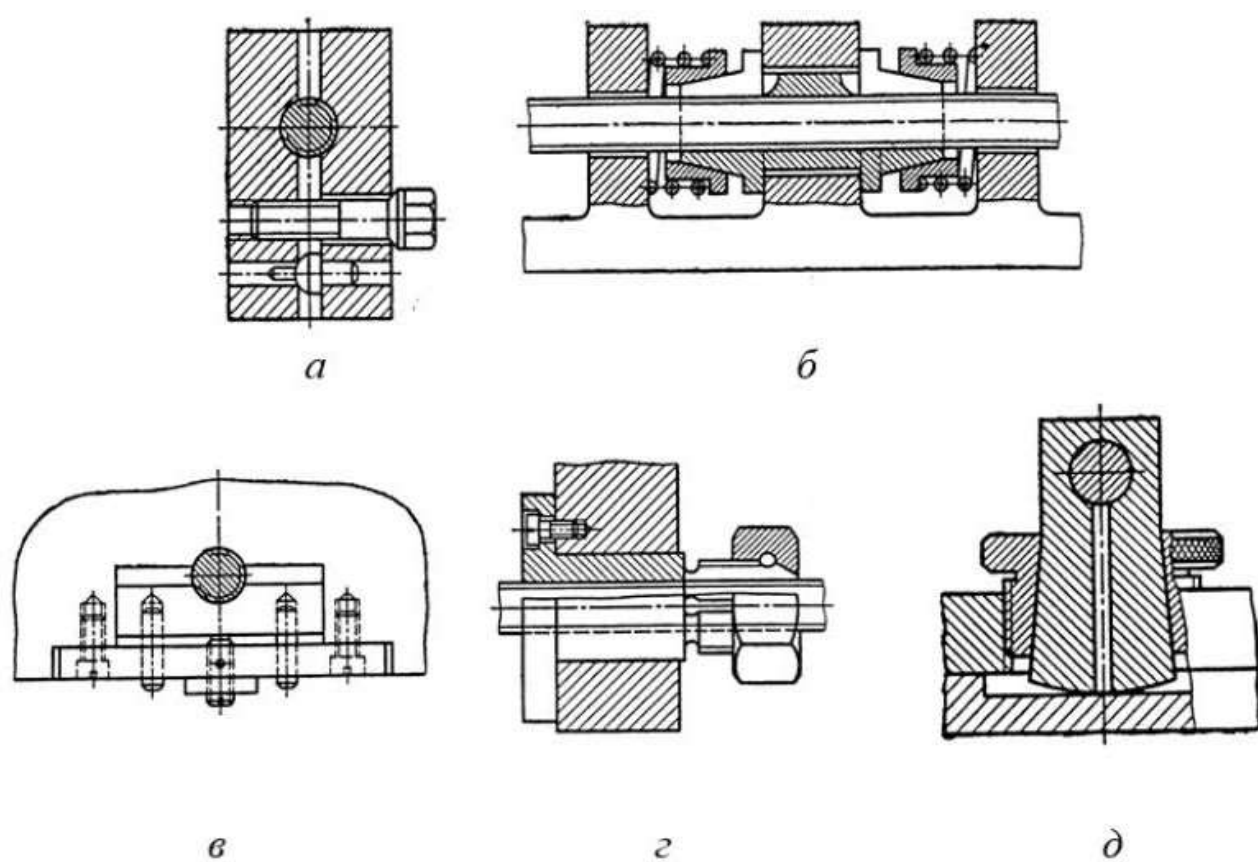


Рис. 3.21. Варианты конструкций люфтовывбирающих механизмов

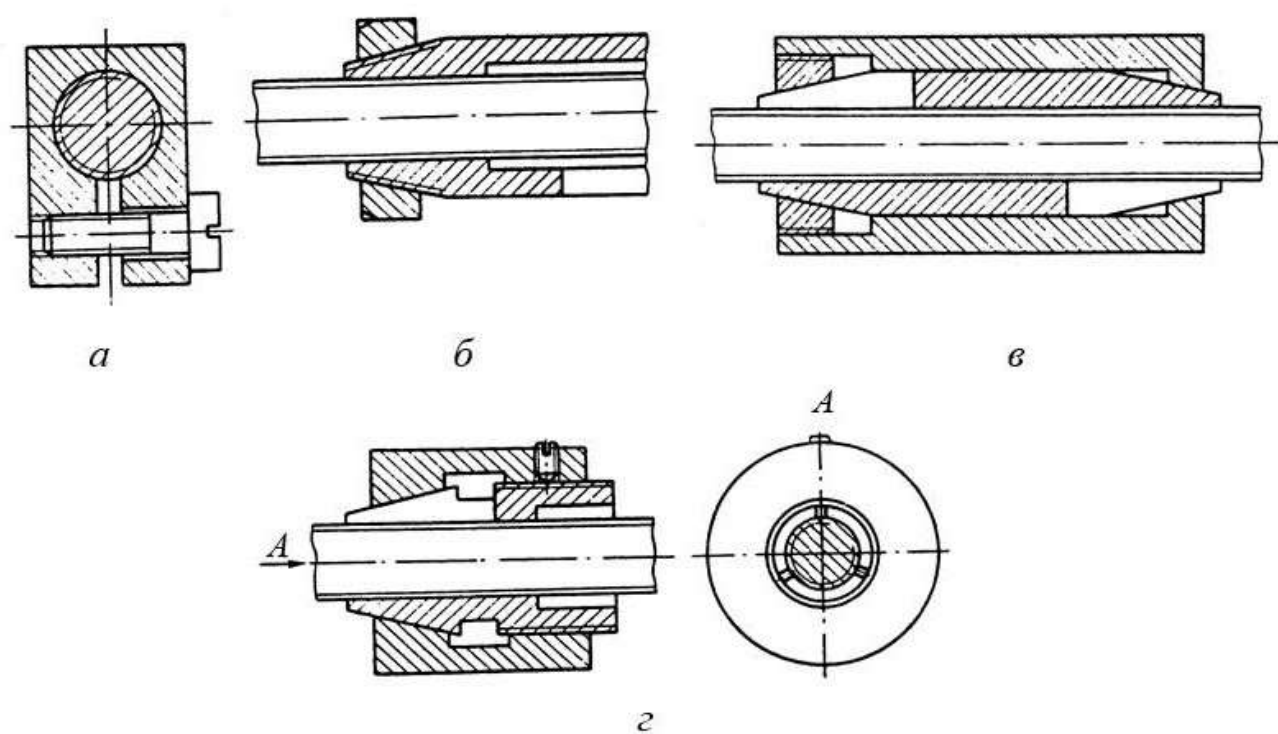


Рис. 3.22. Люфтовывбирающие механизмы с разрезными гайками

Механизмы выборки мертвого хода на основе гаек с жесткой и эластичной регулировкой осевой составляющей бокового зазора обеспечивают высокую точность относительного перемещения винта и гайки при их движении как в прямом, так и в обратном направлениях.

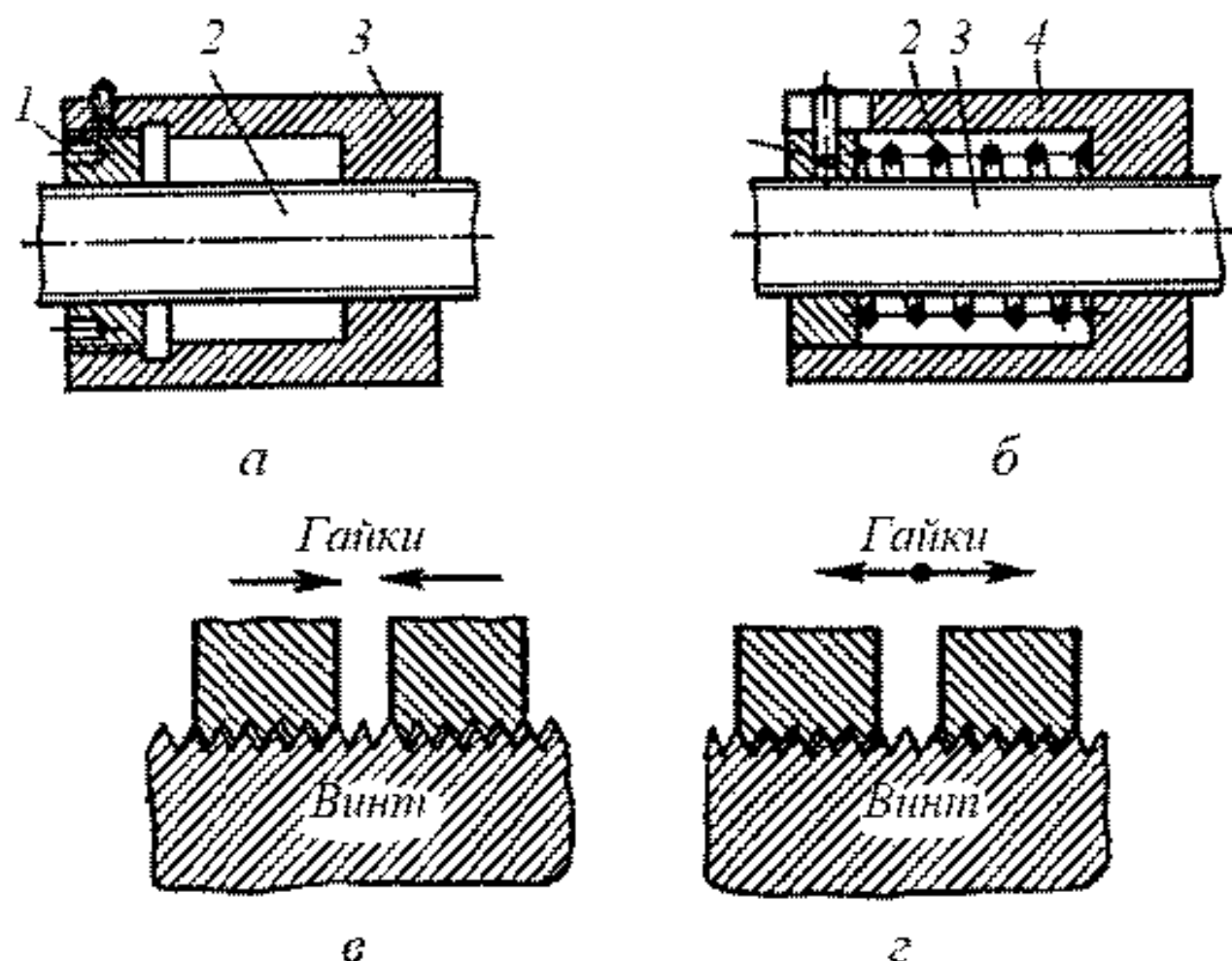


Рис. 3.23. Механизмы для выборки осевой составляющей бокового зазора

Конструктивные схемы механизмов для выборки осевой составляющей бокового зазора с периодическим подрегулированием путем затяжки дополнительных винтов *1* приведены на рис. 3.24, *а, б, в, и*, путем перемещения дополнительных гаек *1* по дополнительным резьбам — на рис. 3.24, *г, д* и с автоматическим подрегулированием за счет упругих элементов — пружин *1*, резиновых шайб — на рис. 3.24, *е, ж, з*.

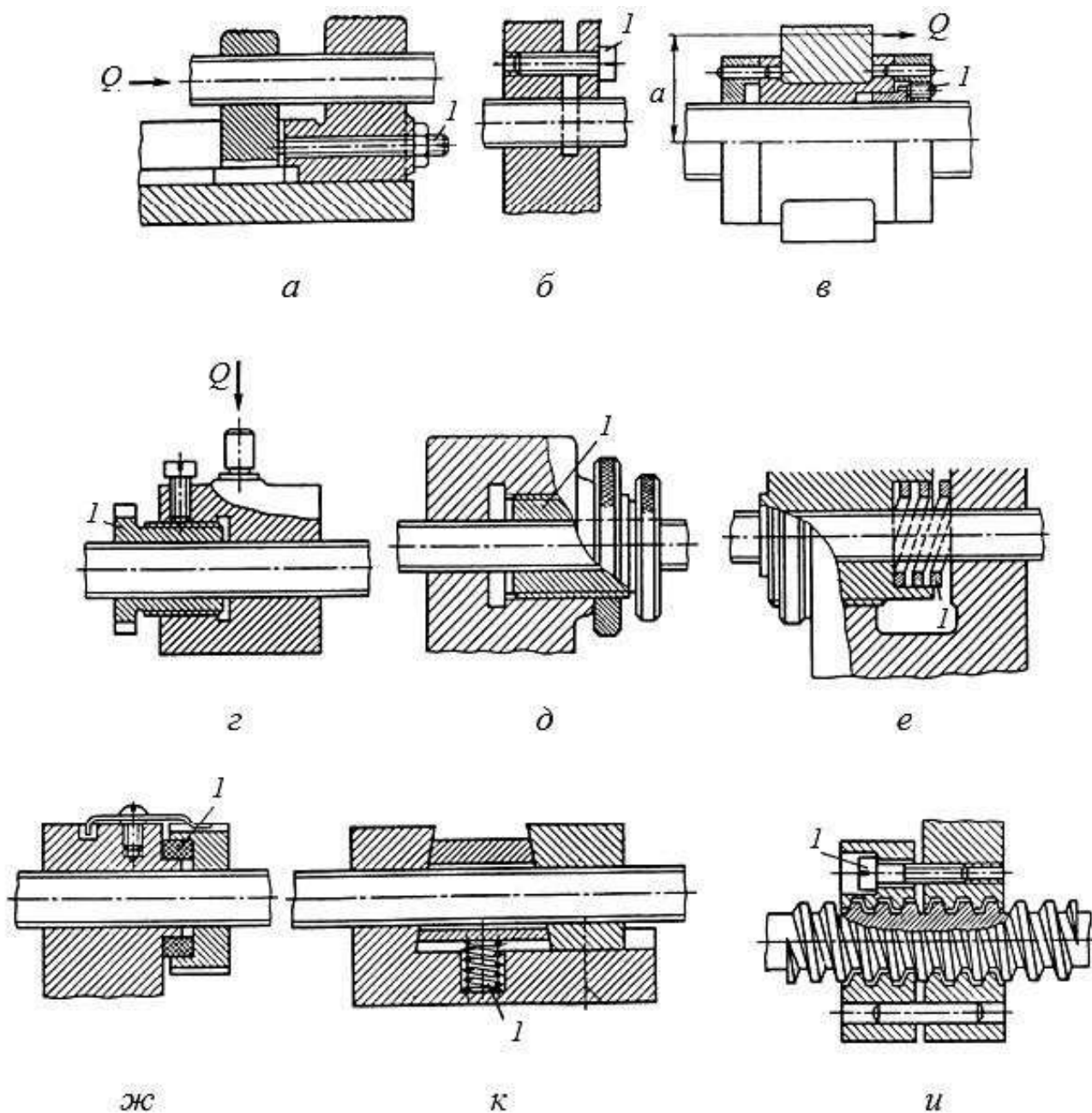


Рис. 3.24. Механизмы для выборки осевой составляющей бокового зазора с периодическим подрегулированием

Контрольные вопросы

1. В чем заключается оптимизация выбора силовых элементов ММ?
2. Как осуществляется предварительный выбор передачи по общим критериям?
3. Каковы особенности расчета преобразователей движения ММ?
4. Назовите пункты методики разработки преобразователя движения ММ.

5. Как достигается компактность преобразователя движения на основе зубчатых передач с неподвижными осями?
6. Каковы преимущества планетарных зубчатых передач перед передачами с неподвижными осями?
7. В чем смысл условий сборки, соосности и соседства при проектировании планетарных зубчатых передач?
8. Каковы особенности расчета преобразователей движения ММ на основе конических зубчатых передач?
9. Укажите достоинства и недостатки червячной передачи по сравнению с зубчатой.
10. Поясните принцип действия ШВП и РВП.
11. В чем состоят преимущества и недостатки РВП по сравнению с ШВП?
12. В чем состоят преимущества и недостатки ШВП по сравнению с ременной зубчатой передачей?
13. Поясните принцип действия волновой зубчатой передачи.
14. Что такое люфтовывбирающий механизм?
15. В каком случае преобразователь движения оснащается люфтовывбирающим механизмом?

4. ГИДРОПРИВОД МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ

4.1. НАСОСЫ

4.1.1. Классификация насосов

В п. 2.2.1 сказано о свойстве обратимости гидромашины и о его следствии — тождественности принципиального устройства гидродвигателей и насосов. Это дает возможность, ознакомившись с конструкциями гидромоторов, конструкции насосов уже не рассматривать, ограничившись их основными характеристиками.



Рис. 4.1. Классификация насосов

На рис. 4.1 приведена полная классификация насосов по виду рабочих органов. В нее включены, кроме насосов объемного вытеснения, также и лопастные: центробежные, осевые и вихревые. Недостатки лопастных гидромашин с точки зрения их применения в ММ уже отмечены, поэтому в дальнейшем речь пойдет о насосах объемного вытеснения.

Из насосов объемного вытеснения наиболее широкое распространение в мехатронике получили *поршневые, пластинчатые и шестеренные*. Они и будут рассмотрены ниже.

4.1.2. Радиально-поршневые насосы

Конструктивная схема радиально-поршневого насоса показана на рис. 4.2.

Работает насос следующим образом. При вращении ротора 3 по часовой стрелке поршни 4 цилиндров, находящихся слева от вертикальной оси ротора, выдвигаются, и рабочая жидкость через окна всасывания a поступает из линии всасывания в расточки ротора (цилиндры). В то же время поршни цилиндров справа от вертикальной оси вдвигаются в расточки ротора, и жидкость через окна нагнетания b вытесняется в линию нагнетания.

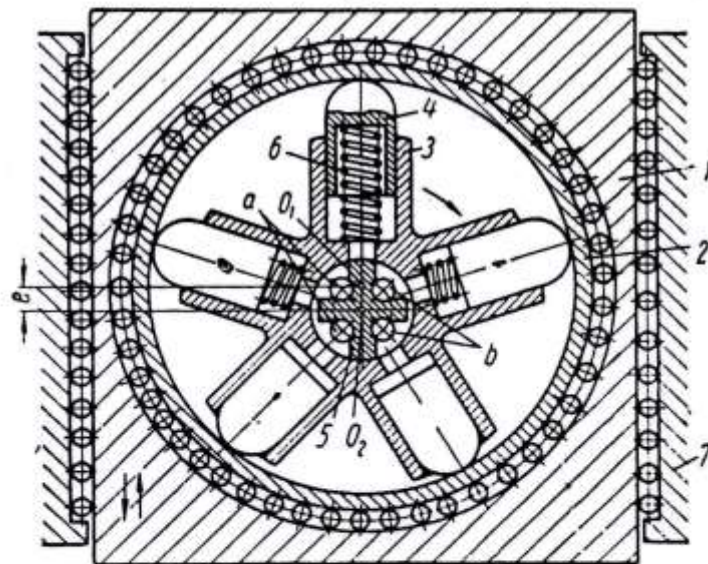


Рис. 4.2. Схема радиально-поршневого насоса:

- 1 — корпус; 2 — внутреннее кольцо подшипника качения;
3 — блок цилиндров (ротор); 4 — поршень (плунжер); 5 — цапфа;
6 — пружина; 7 — направляющая;
 a — окно всасывания; b — окно нагнетания; e — эксцентриситет;
 O_1 — ось отверстия в корпусе 1; O_2 — ось вращения ротора 3

Величина хода поршня за полный оборот равна $2e$, поэтому изменением эксцентриситета можно регулировать *производительность* насоса. Для этого корпус 1 установлен с возможностью вертикального перемещения в направляющих 7.

Перемещение корпуса 1 таким образом, что точка O_1 занимает положение ниже точки O_2 , приводит к *реверсированию потока* при неизменном направлении вращения ротора, причем окна b становятся окнами всасывания, а окна a — нагнетания.

Под действием сил давления жидкости, центробежных сил и упругости пружин 6 поршни прижимаются к кольцу 2. Силы трения между поршнями и кольцом вовлекают кольцо во вращение вместе с ротором, за счет чего резко снижается скорость относительного скольжения в паре поршень — кольцо и уменьшается интенсивность износа контактирующих поверхностей.

Цапфа 5 выполняет функцию перегородки и устраняет возможность протекания жидкости напрямую из окон b в окна a .

Производительность насоса:

– теоретическая (без учета утечек):

$$Q_t = 0,5\pi d^2 e z n, \quad (4.1)$$

– фактическая:

$$Q = Q_t \eta_{об}, \quad (4.2)$$

где d — диаметр поршня; z — число цилиндров ротора; $\eta_{об}$ — объемный КПД насоса.

Мощность на валу приводного электродвигателя определяют по формуле:

$$P_{дв} = Q_t \frac{p}{\eta_{мех}}, \quad (4.3)$$

где p — создаваемое насосом избыточное давление жидкости; $\eta_{мех}$ — механический КПД насоса.

Недостатком радиально-поршневых насосов по сравнению с другими типами являются большие размеры в поперечном сечении (т.е. ширина и высота). С целью повышения производительности без увеличения размеров ротор выполняют с несколькими рядами цилиндров.

Серийно выпускающиеся насосы представляют собой весьма сложные агрегаты, имеющие собственную гидросистему, средства регулирования и реверсирования и т.д.

Например, радиально-поршневые насосы НР имеют четыре модификации по управлению:

– неререверсивные с ручным управлением НРР и НРРШ (в насос НРРШ входит шестеренный насос для питания гидросистемы вспомогательных механизмов);

- нереверсивные НРС и реверсивные 2НРС со следящим гидравлическим управлением;
- реверсивные с электрогидравлическим механизмом управления на два (НРМ) и четыре (НР4М) значения производительности;
- нереверсивные с управлением по давлению НРД.

Основные технические параметры некоторых насосов серии НР приведены в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Основные параметры насосов НР

Параметр	НРР, НРРШ, НРС, 2НРС, НРМ, НР4М			НРД		
	125А/200	250А/200	450/200	125А/200	250А/200	500А/200
Номинальная производительность, $\text{дм}^3/\text{мин}$	100	200	400	46	110	250
Потребляемая мощность, кВт	45	91	182	28	62	115
КПД: объемный полный	0,85 0,77		0,87 0,77	0,85 0,77		0,87 0,77
Масса, кг	726–770	1 348– 1 430	1 608– 1 690	758	1 400	1 660
Примечание. Номинальная частота вращения 960 об/мин. Номинальное давление 20 МПа						

4.1.3. Аксиально-поршневые насосы

Принцип действия аксиально-поршневой гидромашины, используемой в качестве двигателя, поясняется на рис. 2.11. Как насос эта гидромашина работает следующим образом.

При вращении ротора 1 плунжер 2 нижнего цилиндра, контактирующий с наклонной шайбой 4 посредством упорного подшипника качения, выдвигается за половину оборота на расстояние h из цилиндра, и рабочая жидкость поступает из линии всасывания через окно a и узел распределения b в цилиндр. За последующую половину оборота ротора плунжер снова вдвигается в цилиндр, и жидкость через узел распределения и окно b вытесняется в линию нагнетания.

Поворотом шайбы 4 против часовой стрелки можно получить $h = 0$ и, следовательно, $Q = 0$, а затем и реверсирование потока без изменения направления вращения ротора.

Теоретическая производительность насоса равна:

$$Q_T = 0,25\pi d^2 D z n t g \gamma. \quad (4.4)$$

Фактическую производительность определяют по формуле (4.2).

Распространенное число цилиндров $z = 7-9$, максимальный угол $\gamma_{\max} = 20^\circ$. Частота вращения ротора $n = 500-4\,000$ об/мин (меньшие значения — для насосов большой мощности).

Конструкция по рис. 2.13 представляет собой лишь один из вариантов исполнения насоса. Известны и серийно выпускаются насосы, в которых поршни связаны с наклонной шайбой шатунами, а наклонная шайба с ротором — специальным карданным валом; насосы с двумя наклонными шайбами — передней и задней; со вспомогательным пластинчатым насосом и пр.

Основные параметры нерегулируемых насосов аксиально-поршневых НА и аксиально-поршневых секционных НС со вспомогательным пластинчатым насосом приведены в табл. 4.2. Буква М в марке насоса означает *модернизированный*.

Таблица 4.2

Основные параметры насосов НА и НС... М

Параметр	НА			НС		
	10/320М	25/320М	32/320М	10/320М	25/320М	32/320М
Производительность, дм³/мин	13,5	34,8	45	13,5	34,8	45
Потребляемая мощность, кВт	8,3	20,8	26,8	9,4	22	27,9
КПД: объемный полный	0,91	0,93	0,94	0,91	0,93	0,94
	0,86	0,87	0,88	0,80	0,83	0,86
Масса, кг	21	48		25	52,5	
Примечание. Номинальная частота вращения 1 500 об/мин. Номинальное давление 32 МПа						

Основные параметры регулируемых аксиально-поршневых насосов НАС (реверсивных с механическим регулированием), НА4М (реверсивных с электрогидравлическим управлением на 4 производительности), НАД (нереверсивных с автоматическим поддержанием постоянства мощности) даны в табл. 4.3.

Приведенные в табл. 4.3 параметры относятся к наименьшему и наибольшему насосам каждой марки.

Таблица 4.3

Основные параметры насосов НАС, НА4М, НАД

Параметр	НАС		НА4М		НАД	
	16/200	140/200	40/200	140/200	140/200	140/200
Производительность, $\text{дм}^3/\text{мин}$	22	200	56,5	200	56,5	200
Давление номинальное, МПа	20				6	
Потребляемая мощность, кВт	8,5	75	22,1	75	6,9	23,7
КПД:						
объемный	0,92	0,95	0,93	0,95	—	—
полный	0,86	0,89	0,87	0,89	0,83	0,85
Масса, кг	32,5	140	92	152	65	130
Примечания:						
1. Номинальная частота вращения 1 500 об/мин.						
2. Максимальное давление насосов НАД 20 МПа.						

Данные табл. 4.1 и 4.3 могут служить базой для сравнения радиально-поршневых насосов с аксиально-поршневыми. Аналогами являются, например, насосы НР4М250А/200 и НА4М140/200. И тот, и другой — реверсивные, на номинальную производительность 200 $\text{дм}^3/\text{мин}$ и давление 20 МПа. Но масса насоса НА4М140/200 в 9,4 раза меньше. И если к этому добавить, что он потребляет в 1,2 раза меньшую мощность, работает при большей частоте вращения и требует поэтому значительно менее тяжелого электродвигателя, то становится очевидной целесообразность применения насоса НА4М140/200 в приводе ММ.

4.1.4. Пластинчатые насосы

Простейший двухпластинчатый насос (рис. 4.3) содержит пластины 3, расположенные в пазах ротора 6 и поджимаемые к поверхности статора 1 пружинами 2. Ось ротора смещена на величину эксцентриситета e относительно расточки статора.

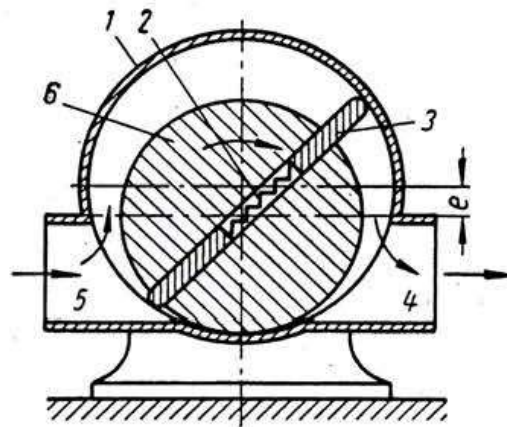


Рис. 4.3. Схема двухпластинчатого насоса:

1 — статор; 2 — пружина; 3 — пластина;
4 — полость нагнетания; 5 — полость всасывания; 6 — ротор

С передней и задней сторон пространство между ротором, пластинами и статором ограничено боковыми стенками.

При повороте ротора 6 по часовой стрелке объем камеры насоса, сообщаемой с полостью 5, увеличивается, а камеры, сообщаемой с полостью 4, уменьшается, в результате чего происходит всасывание жидкости из полости 5 и нагнетание в полость 4.

Ротор 6 в нижней части имеет плотный контакт с поверхностью статора, поэтому в любом положении ротора одна из пластин отделяет полость 4 от полости 5.

Изменение величины e в таком насосе невозможно, т.е. насос нерегулируемый. Подобные насосы используются для вспомогательных целей при невысоких давлениях в гидросистеме.

На рис. 4.4 показана схема регулируемого пластинчатого насоса с числом пластин $z > 2$.

Ротор имеет возможность перемещаться относительно статора. Положение ротора по рис. 4.4, а соответствует максимальной производительности (направление потока указано стрелками), положение по рис. 4.4, б — нулевой

производительности, по 4.4, e — максимальной производительности в направлении, обратном первоначальному. В любом положении ротора полости нагнетания и всасывания разделены контактом пластин с перемычками a и b , ширина которых не меньше расстояния между двумя соседними пластинами.

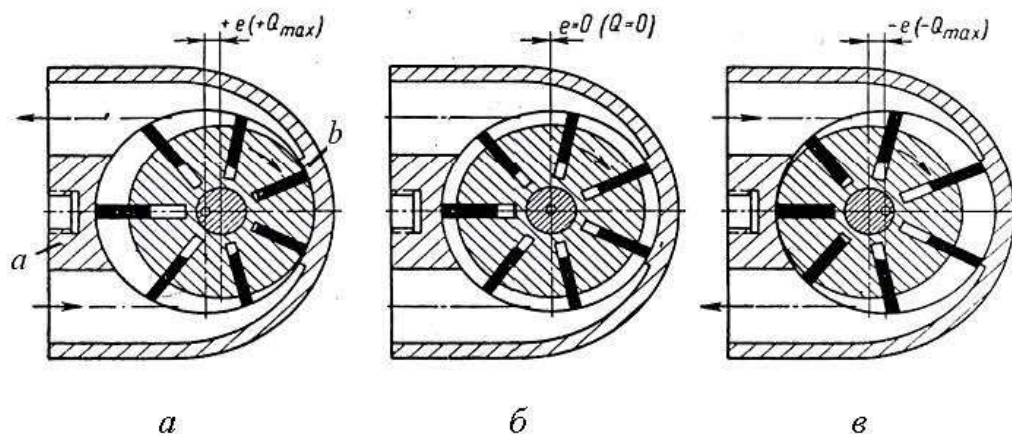


Рис. 4.4. Схема многопластинчатого насоса

Число пластин в таких насосах $z = 6-12$. Плотность контакта пластин со статором обеспечивается различными средствами: подпружиниванием, давлением жидкости, центробежными силами.

Теоретическая производительность многопластинчатого насоса с учетом толщины пластин равна:

$$Q_T = 2ben(\pi D - zs), \quad (4.5)$$

где b — ширина ротора (т.е. ширина пластины); D — диаметр расточки статора; s — толщина пластины.

Параметры серийно выпускаемых регулируемых насосов Г12-5 приведены в табл. 4.4.

Таблица 4.4

Основные параметры насосов Г12-5 и БГ12-2

Параметр	Г12-5		БГ12-2			
	3AM	5AM	1AM	2AM	4AM	5AM
Производительность, дм ³ /мин	0-58	0-105,6	5,4	19,4	56	102

Параметр	Г12-5		БГ12-2			
	3АМ	5АМ	1АМ	2АМ	4АМ	5АМ
Давление номинальное, МПа	6,3		12,5			
Потребляемая мощность, не более, кВт	8,1	13,6	2,0	5,65	15,1	26
КПД:						
объемный	0,86	0,88	0,72	0,81	0,83	0,9
полный	0,74	0,8	0,55	0,7	0,76	0,85
Масса, кг	30	40	9,5		22	
Примечание. Номинальная частота вращения 1 500 об/мин.						

Недостатком описанных пластинчатых насосов является большая неуравновешенная нагрузка на ротор от давления жидкости в полости нагнетания, поэтому насосы эти предназначены, как правило, для гидросистем с давлением не выше 7 МПа.

Указанный недостаток отсутствует в пластинчатых насосах двойного действия типа БГ12-2, конструкция которых аналогична конструкции пластинчатого гидромотора, показанного на рис. 2.14.

Насосы двойного действия выпускаются на давления до 14 МПа.

Недостаток таких насосов — невозможность их регулирования.

Основные рабочие параметры насосов БГ12-2 даны в табл. 4.4.

Теоретическая производительность, м³/с, насоса двойного действия:

$$Q_r = 2vh, \quad (4.6)$$

где v — средняя окружная скорость пластины; h — рабочая высота пластины.

Подстановка в (4.6) выражений для v и h :

$$v = \frac{\pi n(r_2 + r_1)}{60}; \quad (4.7)$$

$$h = r_2 - r_1, \quad (4.8)$$

дает выражение:

$$Q_r = \frac{\pi n(r_2^2 - r_1^2)b}{30}, \quad (4.9)$$

или:

$$Q_r = 2\pi n(r_2^2 - r_1^2)b, \text{ м}^3/\text{мин.} \quad (4.10)$$

При сравнении параметров пластинчатых и поршневых насосов обращает на себя внимание существенно меньший объемный КПД пластинчатых насосов. Причина этого состоит в невозможности предотвращения перетечек жидкости между пластинами и поверхностью расточки статора, между пластинами и боковыми стенками.

К достоинствам пластинчатых насосов следует отнести их меньшие массы при равных производительностях.

4.1.5. Шестеренные насосы

Шестеренные насосы так же, как и шестеренные гидромоторы (рис. 2.16), отличаются простотой конструкции.

Кроме того, следует отметить надежность в эксплуатации и несколько более высокий, по сравнению с пластинчатыми насосами, объемный КПД.

Считается, что максимальное давление, развиваемое шестеренными насосами, равно 10 МПа, но специальными насосами (в авиационных гидросистемах) достигается и 20 МПа.

Основной недостаток шестеренных гидромашин — невозможность их регулирования — отмечен выше.

Как правило, шестеренные насосы используют для вспомогательных целей.

Основные параметры низконапорных шестеренных насосов Г11-2 приведены в табл. 4.5.

Таблица 4.5

Основные параметры насосов Г11-2

Параметр	Г11-22	Г11-23А	Г11-23	Г11-24А	Г11-24	Г11-25А
Производительность, дм ³ /мин	18	26	38	50	72	104
Потребляемая мощность, кВт	1,3	1,6	2,3	3,0	4,1	5,8

КПД:						
объемный	0,78	0,8	0,82	0,88	0,89	0,91
полный	0,56	0,64	0,68	0,72	0,74	0,76
Масса, кг	6	8,7		12		17
Примечания:						
1. Номинальная частота вращения 1 500 об/мин.						
2. Номинальное давление 2,5 МПа.						

4.2. КЛАПАНЫ И ДРОССЕЛИ

4.2.1. Обратные клапаны

Обратный клапан, например, типа Г51-2 (рис. 4.5) состоит из корпуса 1, плунжера 3 с пружиной 4 и пробки 5. Пружина поджимает плунжер к коническому седлу корпуса. Масло, подводимое в отверстие 7, действует на нижнюю торцовую поверхность плунжера, преодолевает силу пружины и приподнимает плунжер. Между плунжером и коническим седлом появляется зазор, через который масло поступает в отводное отверстие 2.

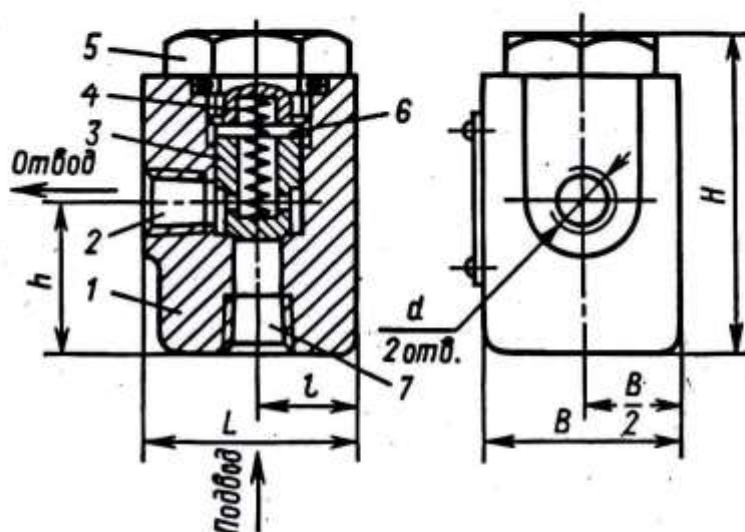


Рис. 4.5. Обратный клапан марки Г51-2:

1 — корпус; 2 — отводное отверстие; 3 — плунжер; 4 — пружина;
5 — пробка; 6 — полость; 7 — отверстие для подвода масла

При изменении направления потока давление масла в отверстии 2 действует на верхнюю торцовую поверхность плунжера со стороны полости 6 и вместе с пружиной плотно прижимает плунжер к седлу, перекрывая поток из отверстия 2 в отверстие 7.

Таким образом, клапан обеспечивает прохождение жидкости только в одном направлении — из отверстия 7 в отверстие 2.

Клапаны Г51-2 устанавливают непосредственно на концах отрезков трубопровода. Предусмотрено также исполнение со стыковым присоединением (клапаны ПГ51-2), отличающееся только конструкцией корпуса.

Основные параметры обратных клапанов типа Г(ПГ)51-2 приведены в табл. 4.6.

Таблица 4.6

Основные параметры обратных клапанов Г(ПГ)51-2

Параметр	Г51-21	Г51-22	Г51-23	Г51-24	Г51-25
Номинальный расход, дм ³ /мин	8,0	20	40	80	160
Диаметр: условного прохода, мм отверстия d	8 $R_c^{1/4}$	10 $R_c^{3/8}$	16 $R_c^{1/2}$	20 $R_c^{3/4}$	32 $R_c^{1^{1/4}}$
Размеры, мм:					
L	55		70		103
B	52		52		82
H	83		105		138
h	40		54		69
Масса, кг	1,2		1,6		5,45
Примечание. Номинальное давление 20 МПа					

Существует ряд типовых случаев применения обратных клапанов. Один из них — установка параллельно с дросселем — будет рассмотрен ниже.

Промышленность выпускает обратные клапаны различных конструкций.

4.2.2. Предохранительные клапаны

Предохранительные клапаны в гидроприводе предназначены для предотвращения превышения давлением допустимой величины. Они действуют эпизодически в аварийных режимах работы — пропускают масло из напорной линии в сливную.

Схема действия предохранительного клапана *прямого действия* показана на рис. 4.6.

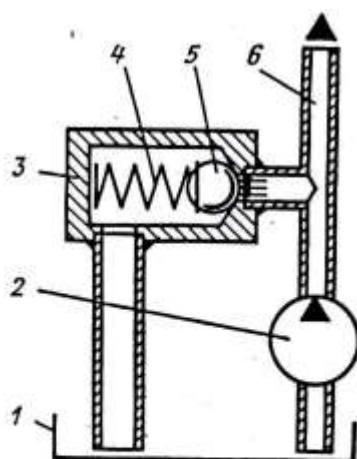


Рис. 4.6. Схема действия предохранительного клапана:
 1 — маслобак; 2 — насос; 3 — клапан; 4 — пружина;
 5 — шарик; 6 — трубопровод

Насос 2 всасывает масло из маслобака 1 и подает в гидросистему по трубопроводу 6, давление масла действует на шарик 5 предохранительного клапана 3, прижатый к седлу пружиной 4. В момент, когда сила давления жидкости на шарик превысит силу пружины, шарик отойдет от седла влево, и масло через образовавшуюся щель начнет сливаться в бак. Таким образом, клапан будет поддерживать в трубопроводе давление не выше значения, определяемого силой воздействия пружины на шарик. Изменяя силу пружины, можно регулировать величину максимального давления в гидросистеме.

Клапаны прямого действия применяют при небольших расходах и давлениях рабочей жидкости, так как увеличение этих параметров приводит к резкому возрастанию размеров пружины. Поэтому в гидросистемах чаще используют аппараты *непрямого действия*, в которых небольшой вспомогательный клапан управляет перемещением переливного золотника, подключенного к напорной и сливной линиям.

В качестве примера могут быть приведены предохранительные клапаны непрямого действия марки Г52-2 (рис. 4.7 и табл. 4.7).

Таблица 4.7

Основные параметры предохранительных клапанов Г52-2

Параметр	Г52-22	Г52-23	Г52-24	Г52-25
Номинальный расход, дм ³ /мин	20	40	80	160

Параметр	Г52-22	Г52-23	Г52-24	Г52-25
Диаметр: условного прохода, мм отверстия d	10 $R_c^{3/8}$	16 $R_c^{1/2}$	20 $R_c^{3/4}$	32 $R_c^{1 1/4}$
Размеры, мм:				
L	64	96		120
B	66	82		100
H	180	200		240
h_1	31	37		47
h_2	49	62		91
Масса, кг	2,5	4,6		8,4
Примечание. Номинальное давление 20МПа.				

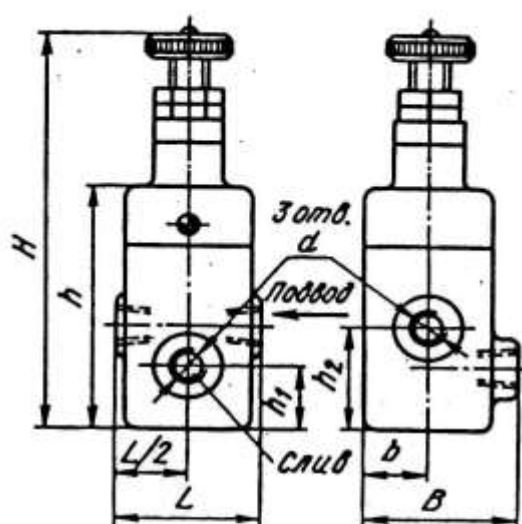


Рис. 4.7. Предохранительный клапан марки Г52-2

4.2.3. Дроссели и дроссельные регуляторы скорости гидродвигателя

Дроссель является *местным гидравлическим сопротивлением* течению жидкости и применяется для ограничения ее расхода или создания перепада давления. Как правило, дроссели используются для регулирования скорости перемещения штока гидроцилиндров или частоты вращения вала гидромотора.

Дросселирование жидкости сопровождается интенсивным тепловыделением, поэтому дроссельное регулирование не рекомендуется в гидросистемах мощностью свыше 4 кВт.

Различают дроссели вязкостного сопротивления и инерционного сопротивления. В дросселях вязкостного сопротивления потеря давления обеспечивается, как показывает само название, преимущественно вязкостным сопротив-

лением потока жидкости в длинном дроссельном канале. В дросселях инерционного сопротивления длина канала мала, а потеря давления определяется в основном деформацией потока жидкости, сопровождающейся вихреобразованием при внезапном сжатии русла, расширении и т.п.

Примером дросселя вязкостного сопротивления служит так называемый *линейный* дроссель (рис. 4.8, *а*), состоящий из дроссельного винта 1, помещенного во втулку 2, и вспомогательного винта 3, предназначенного для осевого перемещения винта 1. Жидкость подается в отверстие *а*, проходит по винтовой канавке дроссельного винта и отводится через отверстие *б*. При вращении винта 1 он перемещается вдоль винта 3, вследствие чего изменяется длина пути прохождения жидкости по винтовой канавке, а значит, и сопротивление дросселя.

Схема многошайбового инерционного дросселя, содержащего набор из нескольких шайб, показана на рис. 4.8, *б*. Суммарное сопротивление такого дросселя регулируется подбором требуемого количества шайб.

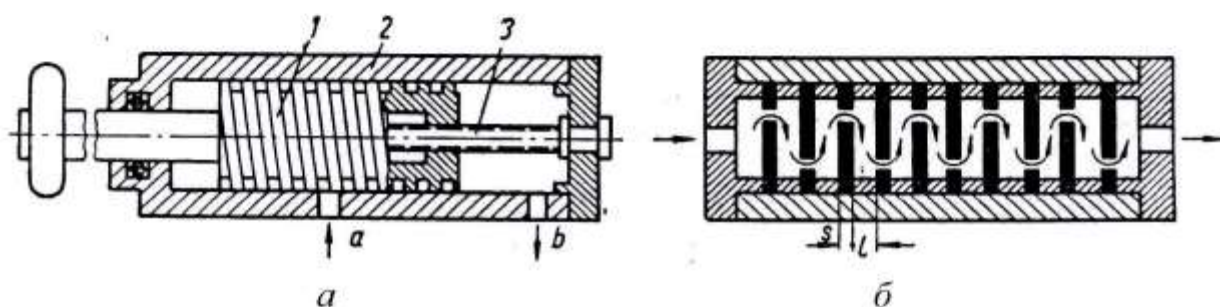


Рис. 4.8. Дроссели:

а — вязкостного сопротивления; *б* — инерционного сопротивления

Кроме приведенных используют дроссели поворотного (кранового) типа, игольчатые и т.д.

На основе дросселей созданы простейшие устройства для регулирования скорости гидродвигателя в приводах с нерегулируемыми насосами.

Принцип регулирования скорости гидроцилиндра с дроссельным регулятором на входе поясняет рис. 4.9, *а*.

Регулируемый дроссель 1 расположен на линии нагнетания жидкости в цилиндр 2. Перед дросселем в систему включен переливной клапан 3. Конструкция переливного клапана подобна конструкции клапана предохранительного.

Нерегулируемый насос создает давление p_n ; перемещение поршня, нагруженного силой F , происходит при давлении в поршневой полости p_p ; штоковая полость соединена со сливной линией, жидкость в которой находится под давлением $p_{сл}$.

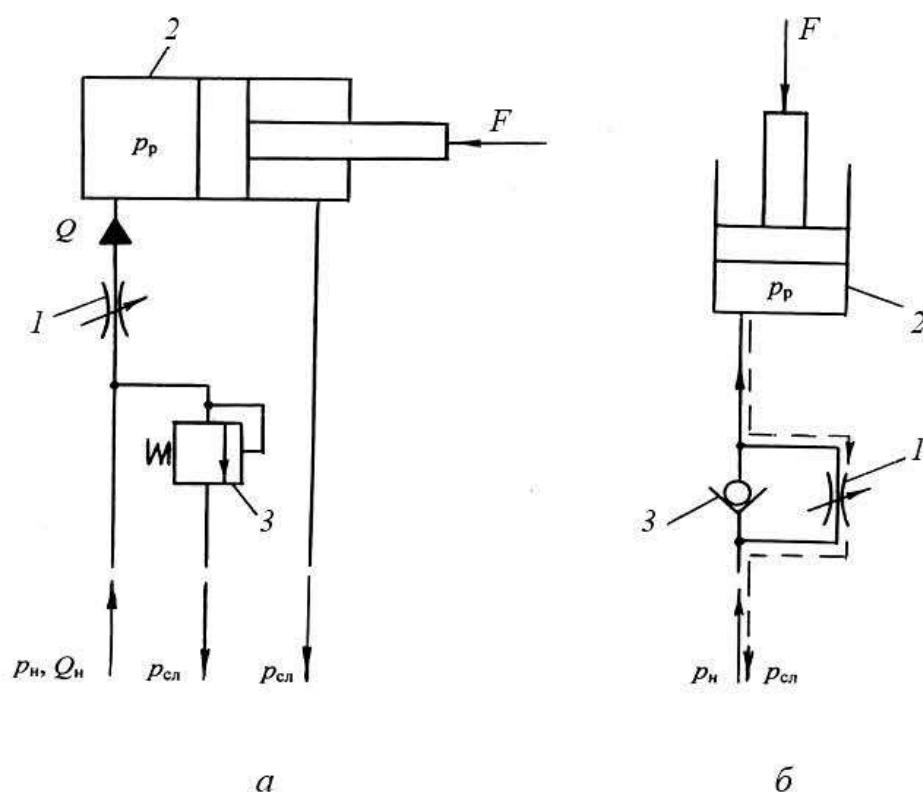


Рис. 4.9. Схемы дроссельного регулирования:
 а — регулирование скорости гидроцилиндра двустороннего действия
 с дросселем на входе; б — регулирование скорости обратного хода
 гидроцилиндра одностороннего действия

Расход жидкости через дроссель равен:

$$Q = \mu f \sqrt{\frac{2(p_n - p_p)}{\rho}}, \quad (4.11)$$

где μ — коэффициент расхода; f — площадь проходного сечения дросселирующей щели; ρ — плотность жидкости.

Скорость поршня прямо пропорциональна Q .

Насос создает в сети расход жидкости $Q_n > Q$. Разность расходов $Q_n - Q$ поступает через переливной клапан в сливную линию. Для этого клапан 3 должен быть установлен на давление, развиваемое насосом, т.е. p_n .

Следовательно, при $Q_n = \text{const}$ и $F = \text{const}$ (т.е. $p_p = \text{const}$) скорость поршня прямо пропорциональна величине f . Это дает возможность регулировать скорость с помощью дросселя.

Используются также схемы с установкой дросселя на сливной линии или на ответвлении.

Схема дроссельного регулирования скорости обратного хода гидроцилиндра одностороннего действия типа домкрата, нагрузка F на который постоянна по направлению, приведена на рис 4.9, б.

И подача жидкости в цилиндр 2, и слив ее из цилиндра производятся по одному участку трубопровода, который при рабочем ходе поршня (вверх) соединяется с насосом, а при обратном (вниз) — с маслобаком. Параллельно дросселю 1 установлен обратный клапан 3.

В период рабочего хода жидкость под давлением p_n поступает от насоса. Обратный клапан открывается, жидкость движется в основном через него, и давление в цилиндре p_p незначительно (на величину сопротивления обратного клапана) меньше p_n . Обратный ход поршня осуществляется под действием силы F . Обратный клапан закрывается, и цилиндр соединяется с маслобаком через дроссель, причем скорость опускания поршня при данном перепаде давлений $p_p - p_{cl}$ определяется площадью f дросселя (согласно (4.1)).

Дроссель является составной частью устройства, называемого *регулятором потока*, предназначенного для поддержания постоянного расхода в гидросети независимо от внешней нагрузки на гидродвигатель. Подробно конструкции регуляторов потока рассмотрены в [1, 2, 10] и здесь не приводятся.

В качестве примера в табл. 4.8 приведены основные рабочие параметры регуляторов потока ПГ55-2 [7].

Таблица 4.8

Основные параметры регуляторов потока ПГ55-2

Параметр	ПГ 55-22	ПГ 55-24	ПГ 55-25
Расход, $\text{дм}^3/\text{мин}$:			
максимальный	20	80	160
минимальный	0,06	0,12	0,25
Диаметр условного прохода, мм	10	20	32
Габаритные размеры, мм:			
длина	112	125	142
ширина	105	135	175
высота	100	110	135
Масса, кг	4,5	7,5	15,5
Примечания:			
1. Максимальное давление 20 МПа.			
2. Отклонение расхода от установленного $\pm 5\%$.			

4.3. ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛИ

4.3.1. Общие сведения

Распределение рабочей жидкости между агрегатами гидросистемы осуществляется специальными устройствами — гидрораспределителями. По виду рабочего элемента различают распределители *золотниковые*, *крановые* и *клапанные*.

Принцип действия золотникового распределителя поясняет рис. 4.10, *а*.

Золотник представляет собой цилиндрическую деталь типа плунжера с проточками (канавками), установленную в корпусе (*ГР*) с возможностью осевого перемещения и соединенную с приводом управления. На рис. 4.10, *а* изображен распределитель с ручным управлением посредством рукоятки. В корпусе выполнены каналы для подвода жидкости от насоса (*Р*), слива (*Т*) и соединения полостей гидродвигателя (в данном случае гидроцилиндра *ГД*) либо с насосом, либо со сливом (*А*, *В*).

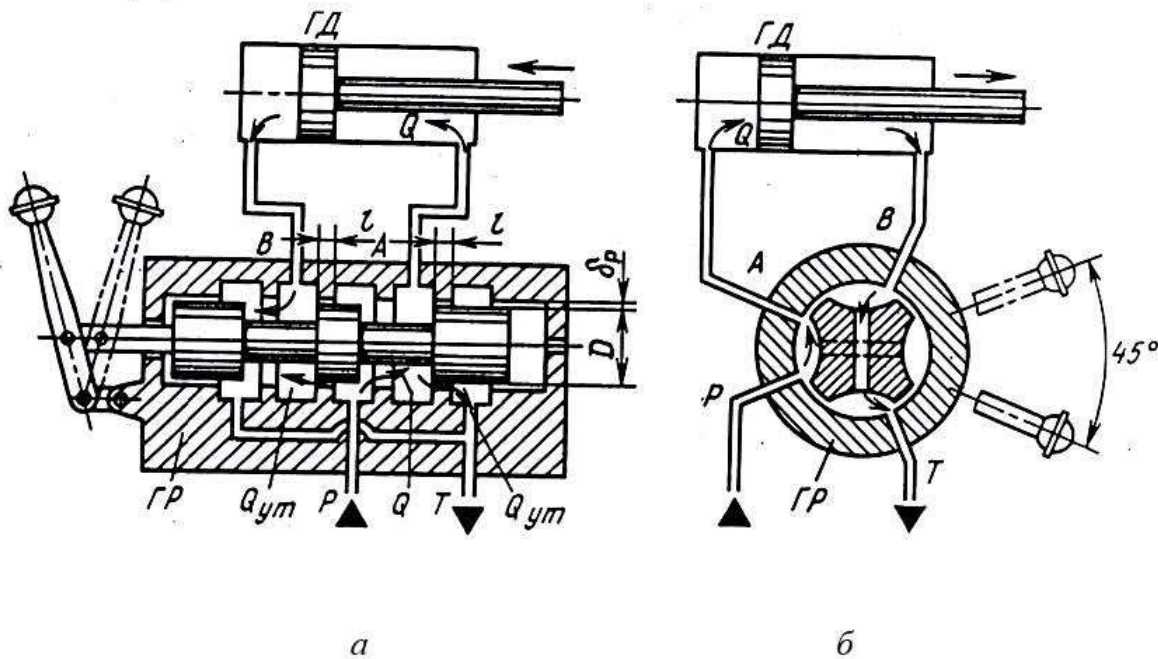


Рис. 4.10. Схемы распределителей:

а — золотникового; *б* — кранового

В положении золотника, показанном на рис. 4.10, *а*, поток жидкости *Q* от насоса по каналу *Р* и дальше по линии *А* поступает в штоковую полость цилиндра *ГД*, а из поршневой полости вытесняется по каналу *В* в сливной канал *Т*.

Перемещение рукоятки в положение, показанное пунктиром, приводит к тому, что поток от насоса по каналу P и линии B поступает в поршневую полость цилиндра $ГД$, а из штоковой — вытесняется по линии A в канал T . Происходит реверсирование потока, сопровождающееся изменением направления движения поршня.

Перемещение золотника в корпусе возможно только при наличии зазоров δ_p между его поверхностью диаметром D и расточкой корпуса, а зазоры обуславливают утечки (перетечки) жидкости между полостями. Поэтому в корпусе выполняют специальные каналы для отвода утечек в сливную линию.

Распределитель, золотник которого может занимать два положения, называется *двухпозиционным*. *Трехпозиционные* распределители имеют среднюю (нейтральную) позицию, в которой возможна остановка гидродвигателя.

Крановый распределитель с управлением с помощью рукоятки изображен на рис. 4.10, б. Он содержит цилиндрическую или конусную пробку, помещенную внутрь корпуса ($ГР$) и имеющую возможность относительного поворота приводом управления (в данном случае рукояткой).

В исходном положении пробки жидкость от насоса по каналу P и затем по линии A поступает в поршневую полость цилиндра $ГД$, а из штоковой полости — по линии B в сливной канал T . Перевод рукоятки в положение, показанное пунктирными линиями, обеспечивает реверсирование потока.

В клапанном распределителе с ручным приводом (рис. 4.11) поворот рукоятки 1 из нейтрального положения, например, против часовой стрелки приводит к тому, что клапан 2 перемещается вниз, и жидкость от насоса поступает в камеру 4 и затем — через канал 3 к гидродвигателю. Другой клапан пружиной поджимается к своему гнезду.

Распределители каждого типа имеют свои преимущества. Так, крановые распределители наиболее просты по конструкции, а для клапанных распределителей характерна практически абсолютная герметичность в закрытом положении. По сумме эксплуатационных качеств наилучшим образом выглядят золотниковые распределители, в их конструкциях легко реализуются многопозиционность, разнообразие приводов (ручной, электрический, электрогидравлический, гидравлический и т.д.), хорошая управляемость. Именно золотниковые распределители получили наиболее широкое распространение в гидроприводе мехатронных модулей.

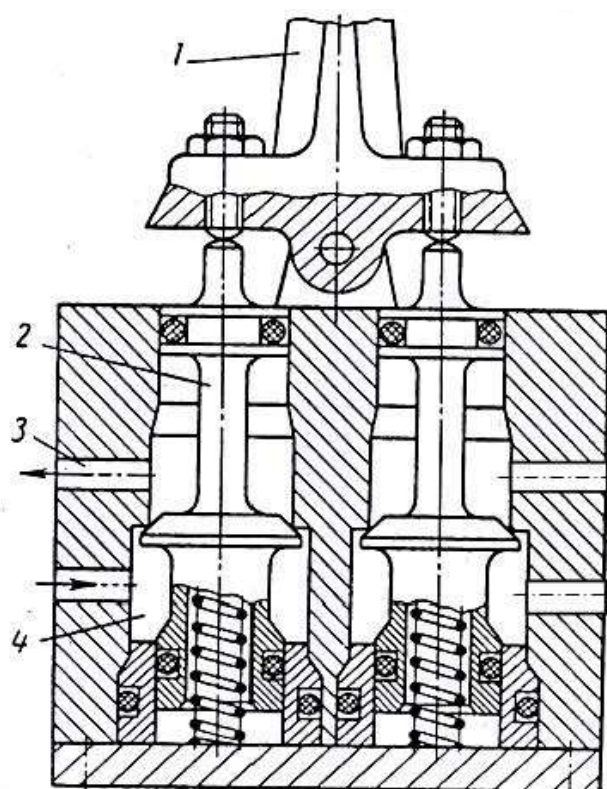


Рис. 4.11. Клапанный распределитель

4.3.2. Золотниковые распределители

По типу управления различают гидрораспределители с ручным управлением от рукоятки или поворотной кнопки; с ножным управлением; с механическим управлением от кулачка; с гидравлическим управлением от вспомогательного распределителя (пилота); с электрическим управлением от толкающего электромагнита постоянного или переменного тока; с электрогидравлическим управлением; с пневматическим управлением; с пневмогидравлическим управлением.

Для мехатронных модулей и систем характерна высокая степень автоматизации, при которой ручное и ножное управление неприемлемы. Остальные же типы управления могут применяться в зависимости от конкретного назначения модуля и окружающей обстановки.

Распределители подразделяются в зависимости от диаметра условного прохода D_y , который примерно равен диаметру подводящего и сливного отверстий. В табл. 4.9 приведены рекомендуемые соотношения между D_y и номинальным расходом жидкости через распределитель.

**Рекомендуемые соотношения между
диаметром условного прохода и расходом жидкости**

D_y , мм	6	8	10	16	20	32
$Q_{\text{ном}}$, дм ³ /мин	6,3	12,5	20	50	80	200

Считая D_y равным диаметру подводящего канала, нетрудно определить номинальную скорость потока жидкости для каждой пары (D_y , $Q_{\text{ном}}$) и убедиться, что она примерно равна 4 м/с. При необходимости расход жидкости через распределитель может быть увеличен до $2Q_{\text{ном}}$, но скорость жидкости в трубопроводе не должна намного превышать номинальную, поэтому в том случае, когда $Q > Q_{\text{ном}}$, следует соответственно увеличить диаметр трубопровода по формуле:

$$d = d_{\text{ном}} \sqrt{\frac{Q}{Q_{\text{ном}}}}, \quad (4.12)$$

где d — увеличенный диаметр; $d_{\text{ном}}$ — диаметр, при котором скорость имеет номинальное значение.

По виду присоединения различают *резьбовое* и *стыковое* присоединения распределителей. В распределителях с резьбовым присоединением отверстия для подачи и отвода жидкости выполнены непосредственно в корпусе. В распределителях со стыковым присоединением эти отверстия выведены на стыковую плоскость, соединение с гидросистемой производится через специальные панели, или плиты.

Распределители выполняют двух- и трехпозиционными, в зависимости от числа позиций (фиксированных положений) золотника относительно корпуса. Каждая позиция обеспечивает подключение определенным образом гидродвигателя к насосной и сливной линиям гидросистемы. Например, первому положению золотника двухпозиционного распределителя соответствует вращение вала реверсивного гидромотора по часовой стрелке, а второму положению — против часовой стрелки. Трехпозиционный же распределитель позволяет выполнять, кроме прямого и обратного вращения (первое и третье положения золотника), еще и остановку гидромотора (второе положение золотника).

О том, как соединяются линии в том или ином положении золотника, дает представление *схема* распределителя. Полная схема содержит также условное изображение устройства управления (рукоятки, электромагнита, возвратной пружины и т.д.) [19].

Утечка по зазорам золотника зависит от перепада давлений и вязкости рабочей жидкости. Ориентировочные максимальные значения утечек при давлении 20 МПа и вязкости масла около 40 сСт даны в табл. 4.10.

Таблица 4.10

Максимальная утечка по зазорам золотника

Условный проход, мм	8	10	16	20	32
Утечка, $\text{дм}^3/\text{мин}$	0,05	0,1	0,2		0,5

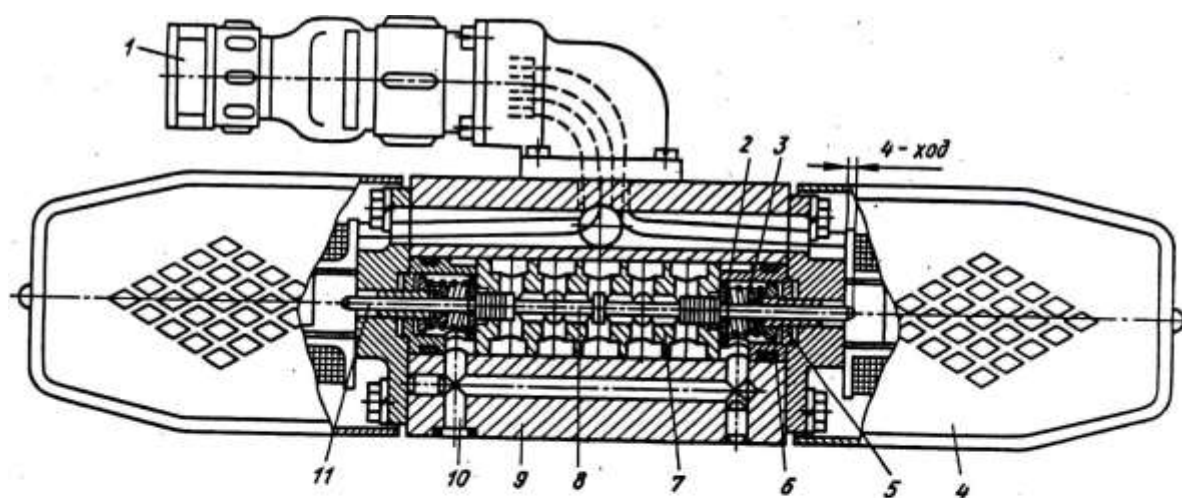
Потеря давления потока при максимальном расходе в подавляющем большинстве распределителей лежит в интервале 0,8–1,0 МПа.

На рис. 4.12 представлен внешний вид, а на рис. 4.13, *а* — устройство трехпозиционного гидрораспределителя ПГ73-1 с электрическим управлением.

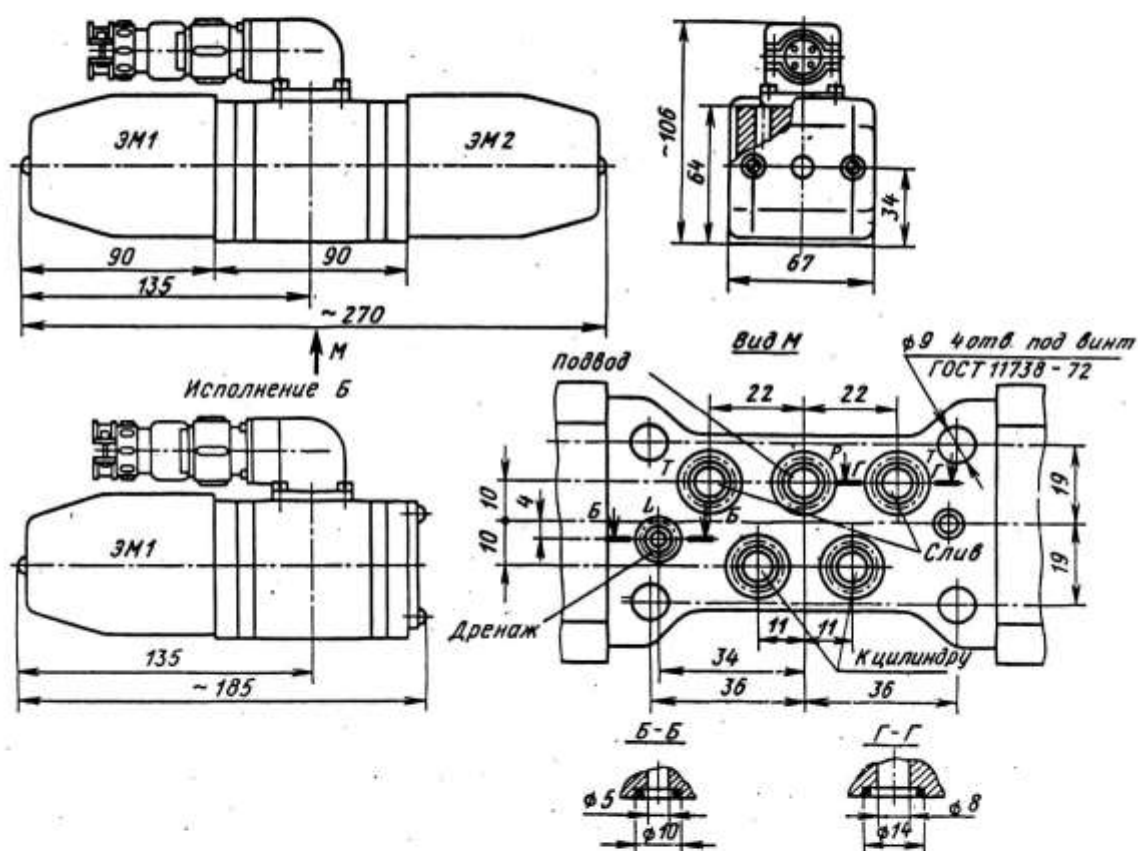


Рис. 4.12. Внешний вид гидрораспределителя ПГ73-1

Управление осуществляется двумя толкающими электромагнитами 4 (рис. 4.13, *а*). Поскольку электромагниты приемлемых размеров не способны развивать больших усилий, то непосредственное воздействие на золотник 8 используется в распределителях с малыми условными проходами (6 мм и 8 мм).



а



б

Рис. 4.13. Гидрораспределитель ПГ73-1;

- а — конструкция; б — габаритные и присоединительные размеры;
 1 — штепсельный разъем; 2 — шайба; 3 — пружина; 4 — электромагнит;
 5 — втулка; 6 — чашка; 7 — гильза; 8 — золотник; 9 — корпус;
 10 — дренажное отверстие; 11 — толкатель

Левый электромагнит посредством толкателя 11 перемещает золотник внутри гильзы 7 в правое крайнее положение, а правый — в левое крайнее положение. Пружины 3 после отключения электромагнитов возвращают золотник в среднее — нейтральное — положение. Утечки из торцовых полостей, в которых расположены пружины, отводятся в дренажное отверстие 10. Шайба 2, втулка 5 и чашка 6 предназначены для установки пружины 3 в корпусе 9 и передачи ее усилия на толкатель 11.

Подводящие и сливные отверстия выполнены в нижней опорной плоскости (рис. 4.13, б). Подключение распределителя к гидросистеме осуществляется через промежуточную плиту с каналами и резьбовыми отверстиями.

Рассматриваемый распределитель может быть выполнен двухпозиционным (рис. 4.13, б, исполнение Б), при этом он оснащается не двумя, а одним электромагнитом, и возврат золотника в исходное положение производится пружиной.

Гидрораспределители с большими условными проходами ПГ73-2 и электрогидравлическим управлением представляют собой комбинацию управляющего распределителя (пилота) ПГ73-11 и управляемого им основного распределителя. В основном распределителе золотник перемещается давлением на толкатель подаваемой пилотом жидкости.

Основные параметры распределителей ПГ73 приведены в табл. 4.11.

Таблица 4.11

**Основные параметры гидрораспределителей
с электрическим и электрогидравлическим управлением**

Параметр	ПГ73-11	ПГ73-12	ПГ73-24	ПГ73-25
Условный проход, мм	8	10	20	32
Расход номинальный, дм ³ /мин	8	20	80	160
Время срабатывания, с	0,02	0,03	0,05–1,5	0,07–3,0
Потери давления, МПа	0,78	0,83		0,78
Утечки, дм ³ /мин	0,05	0,12	0,2	0,3
Усилие электромагнита, Н	16	25	16	
Масса, кг	3	6	15	28
Примечание. Рабочее давление 20 МПа.				

4.3.3. Дросселирующие распределители

В мехатронных гидравлических системах с программным и адаптивным управлением, в гидросистемах роботов широко используются так называемые *дросселирующие распределители*, обладающие высокой чувствительностью к управляющим воздействиям и способные обеспечивать весьма малые (порядка 0,1 мм и менее) перемещения рабочего органа.

Принцип действия дросселирующего распределителя поясняет рис. 4.14.

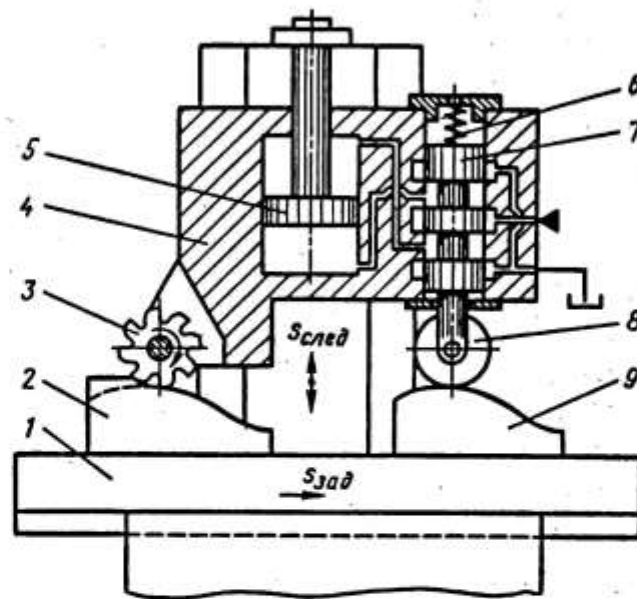


Рис. 4.14. Схема гидравлической копировальной системы фрезерного станка:

- 1 — стол станка; 2 — деталь; 3 — инструмент (фреза);
4 — каретка; 5 — поршень гидроцилиндра; 6 — пружина;
7 — золотник; 8 — ролик; 9 — копир

Гидравлическая копировальная система фрезерного станка содержит инструмент 3 (фрезу), установленный на каретке 4, которую перемещает гидроцилиндр с поршнем 5. Шток поршня неподвижно закреплен на станине станка. Золотник 7 дросселирующего распределителя пружиной 6 прижат через ролик 8 к фасонной поверхности копира 9. Обрабатываемая деталь 2 и копир 9 закреплены на столе 1 станка, перемещающемся со скоростью задающей подачи $s_{зад}$.

Золотник 7 имеет три пояска с четырьмя рабочими кромками, частично перекрывающими кольцевые канавки в корпусе. Каналами в корпусе средняя кольцевая канавка соединена с напорной линией гидросистемы, две крайние — со сливной линией, а промежуточные полости — с полостями цилиндра. Закон

перемещения золотника определяется профилем копира, а каретка 4, отслеживая его перемещение, обеспечивает соответствующую подачу инструмента $S_{\text{след}}$ с усилием, достаточным для преодоления сил резания.

В положении, показанном на рис. 4.14, золотник своими поясками полностью перекрывает напорную и сливную линии. При перемещении стола 1 вправо золотник опускается, напорная линия соединяется с поршневой полостью цилиндра, а сливная линия — со штоковой полостью. Поскольку сам поршень неподвижен, то перемещается каретка вместе с инструментом, в данном случае — вниз, до тех пор, пока пояски золотника снова не перекроют напорную и сливную линии, т.е. пока каретка не отработает такое же перемещение, что и золотник. В результате инструмент 3 в процессе обработки движется по кривой, точно соответствующей задающей поверхности копира.

Для применения в следящих гидроприводах разработан управляющий золотник Г61-41 (рис. 4.15), встраиваемый в корпус дросселирующего распределителя. Он состоит из золотника 1 и гильзы 2. Золотник имеет три пояска, а в гильзе выполнены три внутренних кольцевых канавки и пять внешних канавок. Радиальными отверстиями внешние канавки соединены с внутренними канавками и промежуточными полостями 3 и 4. Каналами в корпусе распределителя средняя внешняя канавка гильзы соединяется с напорной линией, две крайние — со сливной, две промежуточные — с камерами гидродвигателя.

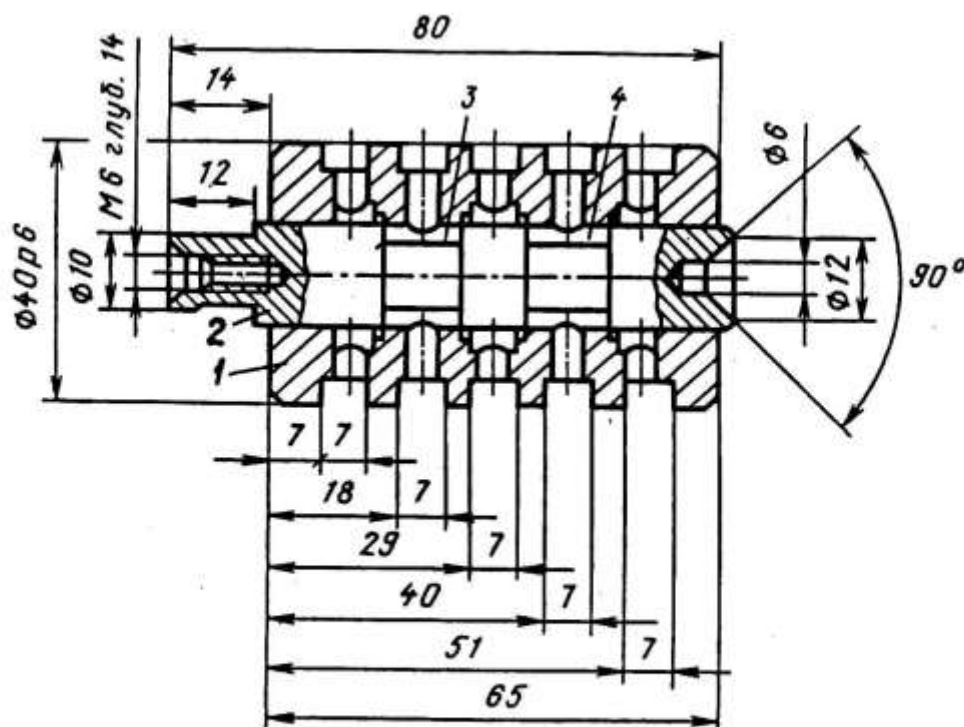


Рис. 4.15. Управляющий золотник Г61-41

Левым концом золотник взаимодействует с пружиной, а правым через промежуточные передаточные звенья — с копиром, толкателем и т.п.

Техническая характеристика управляющего золотника дана в табл. 4.12.

Таблица 4.12

Техническая характеристика управляющего золотника Г61-41

Параметр	Величина
Расход номинальный, $\text{дм}^3/\text{мин}$	20
Давление максимальное, МПа	6,3
Диаметральный зазор в сопряжении золотник — гильза, мкм	15–20
Наружная утечка по зазорам при подпоре в сливной линии 0,2 МПа, $\text{дм}^3/\text{мин}$, не более	0,001
Масса, кг	0,45

Широкое распространение в гидросистемах получили электроуправляемые дросселирующие распределители типа Г68-1 (рис. 4.16), предназначенные для изменения величины и направления потока рабочей жидкости с большой гидравлической мощностью в соответствии с управляющими электрическими сигналами малой мощности. Здесь они подробно не рассматриваются. Необходимо лишь отметить следующие их конструктивные особенности.

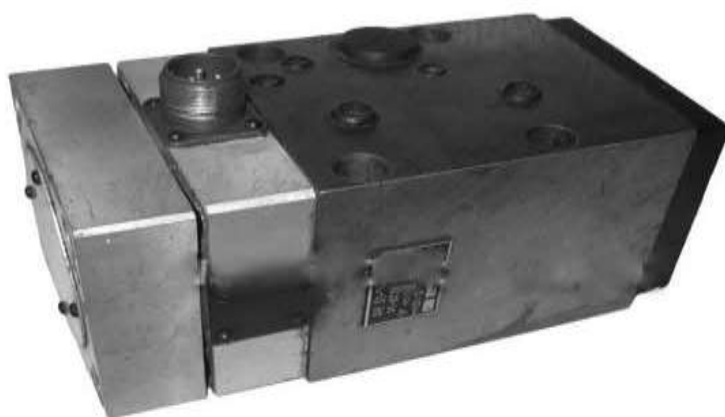


Рис. 4.16. Внешний вид гидрораспределителя Г68-1

Во-первых, распределители Г68-1 имеют систему промежуточного гидравлического управления, по сути — гидравлический усилитель, через которую электромагнит воздействует на золотник.

Во-вторых, масло, выходящее в сливную линию, пропускается через реактивную турбинку типа «сегнерово колесо», закрепленную на золотнике и заставляющую его непрерывно вращаться с частотой около 300 об/мин. Таким образом исключается сухое трение в паре золотник — гильза.

Основные параметры распределителей Г68-1 приведены в табл. 4.13.

Таблица 4.13

Основные параметры дросселирующих распределителей Г68-1

Параметр	12Г68-11	12Г68-12	12Г68-13
Расход номинальный, дм ³ /мин	6,3	20	32
Давление рабочее, МПа	6,3		
Максимальная мощность сигнала управления, Вт	0,42	1,0	1,82
Расход в линии управления, дм ³ /мин	1,2		
Утечки на слив в закрытом положении при рабочем давлении, дм ³ /мин	2,0		
Габаритные размеры, мм:			
длина	170		
ширина	100		
высота	205		
Масса, кг	10		

4.4. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА ГИДРОПРИВОДОВ

4.4.1. Гидроаккумуляторы

Гидроаккумулятором называется устройство, служащее для накопления гидравлической энергии в период пауз в ее потреблении агрегатами гидросистемы. Использование гидроаккумулятора позволяет понизить мощность насоса до усредненной по времени мощности гидродвигателей. В системах с эпизодическим включением гидродвигателей наличие гидроаккумулятора дает возможность обеспечить паузы в работе питающего насоса. Кроме того, в ряде мехатронных систем с гидроприводом высокое давление жидкости в гидродвигателе рабочего органа должно поддерживаться постоянным при отключении двигателя от насоса, что также становится возможным при наличии в системе гидроаккумулятора.

Накопленная в аккумуляторе энергия может быть отдана в очень короткое время, поэтому гидроаккумулятор способен кратковременно развивать высокую мощность. Применение этих агрегатов особенно целесообразно в системах с большими пиками расхода жидкости, величины которых в некоторых случаях во много раз превышают средний расход жидкости.

По способу создания давления различают грузовые, пружинные и пневматические гидроаккумуляторы.

Грузовой аккумулятор представляет собой цилиндр, поршень которого находится под воздействием груза. Давление жидкости определяется весом груза и площадью поршня.

В *пружинном* аккумуляторе давление жидкости создается усилием пружин, действующим, как и вес груза в грузовом аккумуляторе, на поршень цилиндра.

В пневматическом аккумуляторе (*пневмогидроаккумуляторе*) накопление энергии происходит за счет сжатия газа, обычно — воздуха, реже — азота.

Конструкции пневмогидроаккумуляторов следует рассмотреть более подробно.

В соответствии с типом разделителя сред аккумуляторы могут быть поршневыми (рис. 4.17, *а*) и диафрагменными (рис. 4.17, *б*). Более простым по конструкции считается поршневой. Недостатками его являются трение поршня в цилиндре и утечки жидкости в газовую полость. Этих недостатков лишен аккумулятор, роль разделителя в котором выполняет гибкая мембрана, или диафрагма. Поскольку сопротивление деформации диафрагмы незначительно, то диафрагменные аккумуляторы безынерционны и пригодны для применения в качестве гасителей высокочастотных пульсаций расхода.

Грузовые и пружинные гидроаккумуляторы больших объемов изготавливать нецелесообразно: они становятся весьма массивными и крупногабаритными. Наиболее широкое распространение в машиностроении вообще и в гидросистемах мехатронных модулей в частности получили пневмогидроаккумуляторы.

При подаче жидкости из пневмогидроаккумулятора в систему объем сжатого газа в нем увеличивается, соответственно увеличению объема падает давление. Емкость аккумулятора принимается из условия снижения давления в процессе работы гидросистемы не более чем на 25 % максимального значения (иначе говоря, максимальное давление в аккумуляторе должно превышать номинальное давление насоса не более чем в 1,33 раза).

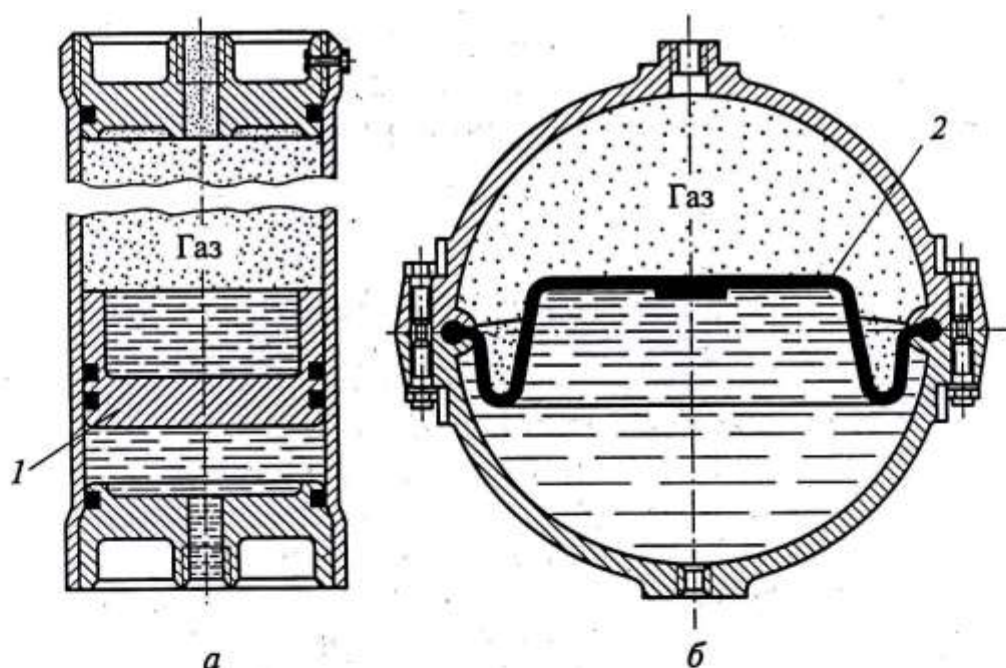


Рис. 4.17. Пневмогидроаккумуляторы:
 а — поршневой; б — диафрагменный;
 1 — поршень; 2 — диафрагма

4.4.2. Резервуары для рабочей жидкости

Резервуар для рабочей жидкости (*маслобак*) является ответственным узлом гидросистемы, так как от правильности его исполнения зависит надежность и долговечность входящих в систему агрегатов.

Выделяющееся во время работы агрегатов тепло рассеивается через стенки маслобака, поэтому его объем оказывает значительное влияние на тепловой режим гидропривода.

Среднее количество теплоты, выделяемое гидроприводом в единицу времени (средняя тепловая мощность), определяют по формуле:

$$P_{\text{тепл}} = (P_{\text{дв}} - P) \cdot \text{ПВ}, \quad (4.13)$$

где $P_{\text{дв}}$ — мощность на валу приводного электродвигателя насосной установки; P — суммарная полезная мощность одновременно работающих гидродвигателей; ПВ — продолжительность включения гидропривода (отношение времени работы под нагрузкой к общему времени цикла).

В табл. 4.14 даны значения объема бака в зависимости от $P_{\text{тепл}}$.

Зависимость объема маслобака от тепловыделения в гидросистеме

Средняя тепловая мощность, кВт	0,6	1,0	1,4	1,8	2,2	2,6
Объем маслобака V , дм ³	50	130	220	320	420	540
Примечание. Превышение температуры масла в баке над температурой окружающего воздуха не более 35 °С.						

Выбранный объем должен быть округлен до ближайшего из ряда номинальных размеров $Ra10$, если это не противоречит требованиям технического задания на проектируемую мехатронную систему.

Площадь поверхности маслобака, м²:

$$A = 0,064\sqrt[3]{V^2}, \quad (4.14)$$

где V — объем, дм³.

Очевидно, что во многих случаях возникает настоятельная необходимость уменьшения объема маслобака. Это возможно за счет интенсификации теплообмена между маслом и окружающим воздухом следующими способами:

- оребрение стенок бака (что эквивалентно увеличению площади теплоотдающей поверхности A);
- обдув бака струей воздуха от вентилятора;
- оснащение бака холодильником, выполненным, например, в виде помещенного в масло змеевика из тонкостенных трубок, по которым подается охлаждающая среда (обычно воздух или вода).

Для гидросистем мехатронных модулей наиболее приемлема комбинация двух первых способов.

Днище маслобака должно располагаться на высоте не менее 100 мм над полом для обеспечения теплоотдачи через поверхность днища.

Конец вводимой в бак трубы сливной линии необходимо удалить на возможно большее расстояние от начала трубы всасывающей линии, чтобы создать условия для перемешивания выходящего из сливного трубопровода нагретого масла с уже охлажденным. С этой же целью между концом сливной и началом всасывающей труб целесообразно установить в баке перегородку.

Глубина погружения труб в масло должна быть не менее четырех-пяти их диаметров, расстояние от дна — не менее двух диаметров, концы труб выполняются со срезом под 45°. Это позволит предотвратить перемешивание масла с воздухом и с осадком.

В баке рекомендуется иметь смотровые люки размером не менее 200×200 мм.

Заливную горловину следует снабдить фильтром с тонкостью фильтрации 40–80 мкм.

Днище бака должно иметь уклон к сливному отверстию.

Маслобак также может быть снабжен указателем уровня масла, термометром и т.п.

4.4.3. Фильтры

Опыт эксплуатации гидросистем показывает, что выполнение всех требований по поддержанию чистоты рабочей жидкости позволяет повысить надежность привода и снизить эксплуатационные расходы в два раза. Главную роль в очистке масла от твердых частиц играют фильтры различных типов.

Фильтры могут осуществлять полнопроточную или пропорциональную очистку масла во всасывающей, напорной или сливной линиях гидросистемы.

При *полнопроточной* очистке через фильтр проходит вся жидкость от насосной установки к силовым гидроагрегатам. *Пропорциональная* очистка подразумевает пропускание через фильтр части рабочей жидкости, т.е. расход фильтруемого масла составляет часть полного расхода насосной установки.

Фильтр, установленный на всасывающей линии, — всасывающий, или приемный фильтр — обеспечивает эффективную защиту насоса от сравнительно крупных частиц, его значение очень велико. К сожалению, приемный фильтр, являясь гидравлическим сопротивлением, ухудшает условия всасывания насоса, поэтому перепад давлений на нем не должен превышать 0,02 МПа. Отсюда следует, что, во-первых, использовать приемные фильтры нельзя в насосных установках с пластинчатыми насосами, чувствительными к сопротивлению на входе; во-вторых, эти фильтры требуют строгого выполнения правил обслуживания.

Фильтр, установленный на сливной линии, называемый сливным, не создает нежелательного сопротивления во всасывающей линии насоса. Применение в гидросистеме только сливного фильтра оправдано в том случае, если система надежно защищена от попадания загрязнений извне. Если такой защиты нет, то необходима комбинация всасывающего и сливного фильтров. Оптимальным считается сочетание приемного фильтра на крупность частиц 80 мкм или 160 мкм со сливным на 10 мкм или 25 мкм.

Для защиты высокочувствительного к загрязнению элемента гидросистемы непосредственно перед ним на напорной линии устанавливают фильтр тонкой очистки (напорный фильтр). Через напорный фильтр проходит жидкость с высоким давлением, поэтому, в отличие от приемного и сливного фильтров, он имеет высокопрочный корпус.

Как свидетельствует практика, фильтр может эффективно защищать только тот элемент гидросистемы, который установлен непосредственно после него, а остальные получают лишь частичную защиту. По этой причине реальные системы содержат различные сочетания фильтров, например всасывающего и сливного, о чем было сказано выше.

При выборе фильтров можно пользоваться следующими рекомендациями по тонкости фильтрации:

- насосы шестеренные на давление до 2,5 МПа; насосы и гидромоторы пластинчатые нерегулируемые на давление до 6,3 МПа — 40 мкм;
- насосы пластинчатые нерегулируемые на давление до 16 МПа; насосы пластинчатые регулируемые на давление до 6,3 МПа; насосы и гидромоторы аксиально-поршневые на давление до 16 МПа; направляющая и регулирующая гидроаппаратура на давление до 20 МПа — 25 мкм;
- электрогидравлические следящие и шаговые модули; дросселирующие гидрораспределители — 10 мкм.

Особой разновидностью фильтров можно считать магнитные очистители (сепараторы, магнитные фильтры), предназначенные для задерживания находящихся в масле магнитных частиц. Включение сепараторов в гидросистемы высокоточных мехатронных модулей весьма желательно.

Активными элементами сепаратора являются постоянные магниты, задерживающие содержащиеся в масле ферромагнитные частицы. Со временем проходное сечение сепаратора уменьшается, тем более что он задерживает также и определенное количество немагнитных частиц. Поэтому сепараторы рекомендуется очищать через каждые 500 ч работы.

4.5. МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГИДРОСИСТЕМ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ

Исходные данные.

Исходные данные для проектирования гидросистемы содержатся в техническом задании на ММ:

1. Формулировка технических требований к гидросистеме.

В число технических требований к гидросистеме входят:

- усилие (крутящий момент) или мощность на рабочем органе;
- линейная (угловая) скорость рабочего органа;
- места расположения основных агрегатов гидросистемы — насосной установки и рабочего органа;

– необходимость регулирования; если регулирование необходимо, то его пределы;

– прочие требования (перепады температуры, условия безопасной эксплуатации, максимальные габариты и т.д.).

2. Предварительный выбор элементов гидросистемы.

На данном этапе проектирования еще не идет речь о конкретных марках входящих в систему силовых гидроагрегатов, аппаратов управления и т.п. Конструктор, анализируя технические требования, устанавливает, какие типы устройств этим требованиям удовлетворяют. Необходимо руководствоваться принципом многовариантности.

Пример 1. Согласно техническому требованию модуль должен обеспечивать поворот рабочего органа на 90°. Требование может быть реализовано: а) с помощью гидроцилиндра, воздействующего на рычаг; б) моментным гидроцилиндром.

Пример 2. Необходимо регулирование скорости рабочего органа. Его можно обеспечить: а) с помощью регулируемого насоса; б) с помощью регулируемого гидродвигателя; в) с помощью дроссельного регулятора.

3. Составление вариантов гидросхемы.

Гидросхема составляется в нескольких вариантах в соответствии с наборами аппаратуры, принятыми на предыдущем этапе. Желательно, чтобы она давала представление о траектории трубопровода (изгибы, наличие гибких рукавов и т.п.), что позволит в дальнейшем оценить его гидравлическое сопротивление.

При составлении гидросхем следует использовать принятые условные обозначения элементов в соответствии с действующими стандартами.

4. Определение основных рабочих параметров и выбор марки гидродвигателя рабочего органа для каждого варианта.

Основными параметрами являются давление и расход рабочей жидкости. Их следует определить из технических требований (этап 1), относящихся к рабочему органу. На данном этапе конструктор снова сталкивается с необходимостью рассматривать различные варианты.

Пример. Техническим требованием задана мощность P на выходном звене рабочего органа. Так как:

$$P = pQ\eta, \quad (4.15)$$

то ее можно реализовать различными сочетаниями p и Q . Если требуются минимальные габариты модуля, то целесообразно повышать давление с одновременным уменьшением расхода. Следует иметь в виду стандартные ряды давле-

ний и расходов. Наиболее часто принимают давления в диапазоне 6,3–25 МПа. Давление менее 6,3 МПа считают низким, более 25 МПа — высоким. В ММ, к которым требование особо малых габаритов не предъявляется, следует принимать средние давления (12,5–20 МПа).

По найденным значениям основных параметров принимают марку гидродвигателя применительно к каждому варианту гидросистемы.

5. Выбор марок гидроаппаратов.

Ориентируясь на сочетания p и Q гидродвигателя рабочего органа, назначают марки аппаратуры управления и регулирования для каждого варианта.

6. Окончательный выбор варианта и уточнение гидросхемы.

Рассматривают варианты гидросхемы с учетом конкретных типов гидродвигателя рабочего органа и гидроаппаратуры и оценивают их по критериям структурной сложности, количества утечек, кинематических погрешностей, трудоемкости обслуживания, надежности, стоимости.

Принимают оптимальный вариант, при необходимости корректируют гидросхему, определяют длины ее участков.

7. Определение диаметров труб и расчет сопротивления трубопровода.

Выбор размера трубы для той или иной линии трубопровода производят с учетом рекомендаций по ограничению скорости потока в зависимости от давления в линии (табл. 4.15).

Таблица 4.15

**Скорость потока в трубопроводе
в зависимости от давления жидкости**

Давление, МПа	2,5	6,3	16	32	63
Скорость, м/с, не более	2	3,2	4	5	6,3

Для сливных линий обычно принимают $v = 2$ м/с, для всасывающих линий — $v \leq 1,6$ м/с.

Затем по известному расходу жидкости в линии Q_i и принятой скорости v_i вычисляют внутренний диаметр трубы:

$$d_i = 4,6 \sqrt{\frac{Q_i}{v_i}}. \quad (4.16)$$

Размеры труб высокого давления можно принимать по табл. 4.16.

Рекомендуемые размеры труб высокого давления

Номинальный расход, $\text{дм}^3/\text{мин}$	Диаметр условного прохода, мм	$d_n \times s$, мм	
		стальная труба	медная труба
3,2	3	—	$4 \times 0,5$; $6 \times 0,8$
12,5	8	12×2	8×1 ; 10×1
20	10	14×2	12×1 ; 14×1
50	16	$20 \times 2,5$	$18 \times 1,5$
80	20	25×3	22×2
200	32	40×4	—
Обозначения: d_n — наружный диаметр; s — толщина стенки.			

После назначения диаметров линий трубопровода по формулам п. 4.5.3 находят сопротивление участков и полное сопротивление трубопровода.

8. Определение общего сопротивления сети и суммарных утечек.

Общее сопротивление сети определяется как сумма сопротивлений трубопровода и гидроагрегатов, а утечки в сети — как сумма утечек в гидроагрегатах.

9. Определение давления и производительности насосной установки.

Давление, которое должен обеспечить насос, равно сумме давления гидродвигателя рабочего органа и общего сопротивления сети.

Производительность насосной установки равна расходу в гидродвигателе рабочего органа и суммарных утечек в сети.

Контрольные вопросы

1. Назовите достоинства и недостатки гидравлического привода ММ по сравнению с электрическим.
2. Дайте сравнительную характеристику радиально-поршневых и аксиально-поршневых насосов.
3. Дайте сравнительную характеристику пластинчатых и аксиально-поршневых насосов.
4. Для чего используется предохранительный клапан?
5. Что такое дроссель?
6. Какую функцию выполняют гидрораспределители в гидроприводе?
7. Гидрораспределители какого типа получили самое широкое распространение в гидроприводе ММ?
8. Поясните устройство гидропневмоаккумулятора.

5. ТОРМОЗНЫЕ УСТРОЙСТВА МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ

5.1. НАЗНАЧЕНИЕ И РАЗНОВИДНОСТИ ТОРМОЗНЫХ УСТРОЙСТВ

Тормозными называют устройства, которыми снабжают ММ для снижения скорости подвижного звена, остановки и удержания (фиксации) его в неподвижном состоянии.

При торможении накопленная в процессе разгона движущихся масс кинетическая энергия переходит в другие обратимые или необратимые виды энергии (потенциальную, тепловую). Тормозные устройства создают дополнительную силу и момент сопротивления, направленные против движения и совершающие отрицательную работу на участке торможения. Кинетическая энергия звеньев ММ частично или полностью преобразуется (поглощается или рассеивается), постепенно снижается скорость движущихся масс по мере их приближения к заданной точке останова, уменьшаются действующие на них динамические нагрузки и удары, что способствует устранению отскоков и колебаний рабочих органов.

В зависимости от природы сил торможения тормозные устройства разделяют на *механические, гидравлические, пневматические, электрические и комбинированные*. Механические тормозные устройства подразделяют на пружинные, резиновые, эластомерные, инерционные и фрикционные; гидравлические представляют собой устройства дроссельного регулирования; пневматические могут быть напорными и вакуумными (применяются редко); к электрическим относят электромагнитные, индукционные и гистерезисные, а также порошковые тормозные устройства с сухим и жидким наполнителем фрикционного и дроссельного типов; комбинированные представляют собой комплекс из двух или более типов перечисленных устройств (пневмогидравлические, пружинно-пневматические и т.д.).

Ко всем типам тормозных устройств ММ предъявляются следующие основные требования:

- обеспечение заданного закона торможения;
- безударный останов и фиксация подвижных элементов в точках позиционирования;
- высокая надежность и долговечность;
- высокое быстродействие;
- простота и компактность конструкции;

- стабильность характеристик при изменении условий работы;
- малая чувствительность к изменению температуры, влажности, тормозной массы, скорости;
- возможность настройки и доступность регулирования;
- удобство осмотра и обслуживания;
- минимальные габариты и масса.

5.2. МЕХАНИЧЕСКИЕ ТОРМОЗНЫЕ УСТРОЙСТВА

В механических тормозных устройствах силу сопротивления создают деформацией рабочих элементов (*упругие* тормозные устройства) или трением (*фрикционные* тормозные устройства).

В качестве упругих элементов наиболее часто применяют цилиндрические пружины сжатия, реже — растяжения. Распространение получили резиновые и резино-металлические, а также пенополиуретановые упругие элементы.

Основными рабочими элементами фрикционных тормозных устройств являются вращательные или поступательные пары трения.

Простейшее тормозное устройство образуют одна или несколько цилиндрических пружин, установленные либо непосредственно между функциональным звеном и упорами параллельно оси его движения, либо оформленные в виде отдельного конструктивного узла.

Силу сопротивления пружины вычисляют по следующей формуле:

$$F_{\text{пр}} = cx = c(x_0 + x_d) = F_0 + F_d, \quad (5.1)$$

где x — полная деформация пружины; x_0 — начальная деформация (поджатие) пружины; x_d — дополнительная деформация пружины; F_0 — начальная сила сопротивления пружины; F_d — дополнительная сила сопротивления пружины; c — жесткость, которая для цилиндрической витой пружины равна (Н/мм):

$$c = \frac{F}{x} = \frac{Gd^4}{8nD^3}, \quad (5.2)$$

G — модуль упругости 2-го рода материала пружины (для пружинных сталей $G = (7,85-8) \cdot 10^4$ МПа); d — диаметр проволоки пружины, мм; D — средний диаметр витка пружины, мм; n — число рабочих витков пружины.

Останов подвижного звена произойдет при равенстве кинетической энергии подвижного звена и потенциальной энергии упругой деформации пружины:

$$\frac{mv^2}{2} = \frac{cx^2}{2}. \quad (5.3)$$

К достоинствам пружинных устройств следует отнести возможность больших деформаций, сохранение характеристик под воздействием продолжительной статической нагрузки, нечувствительность к значительным перепадам температур. В то же время они обладают такими недостатками, как малое демпфирование, трудности регулирования (настройки) их силовой характеристики, начальное поджатие пружины приводит к возникновению скачка нагрузки на тормозимые массы.

Резиновые тормозные устройства обычно содержат несколько последовательно установленных элементов (рис. 5.1, *а*), состоящих из резиновых втулок 1 и металлических шайб 2. В зависимости от конструкции тормозных устройств резиновые втулки могут работать на сжатие (рис. 5.1, *а, б*) или сдвиг (рис. 5.1, *в*). Втулки, работающие на сжатие, обладают небольшой податливостью, но значительной нагрузочной способностью, втулки сдвига — наоборот, большой податливостью и сравнительно небольшой нагрузочной способностью.

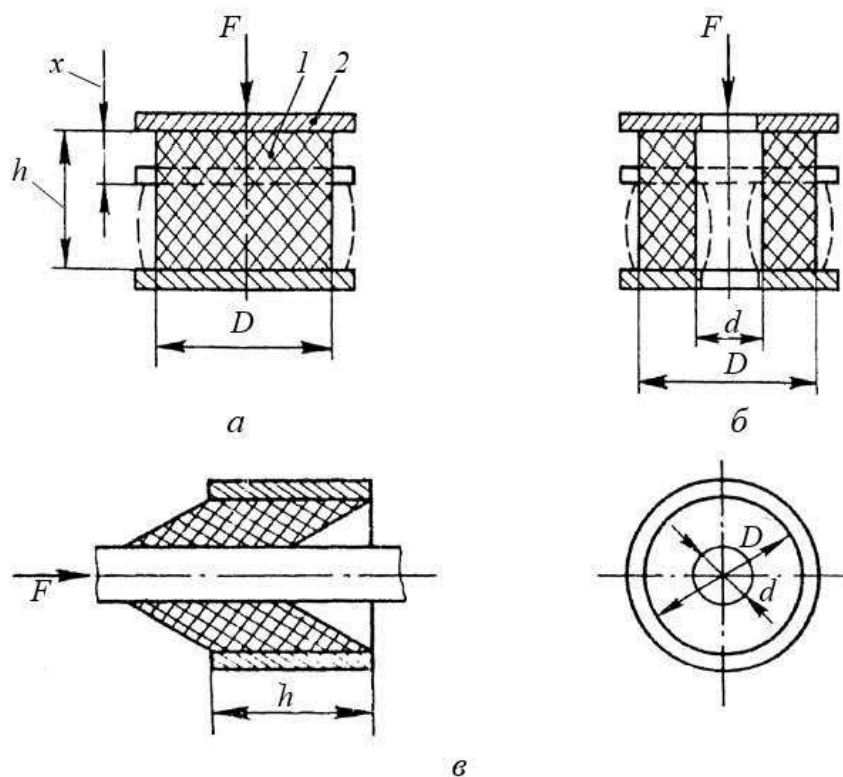


Рис. 5.1. Резиновые тормозные элементы

Резина легко меняет форму при незначительном изменении усилия. В замкнутом объеме она ведет себя как несжимаемая жидкость. Поэтому для резиновых элементов, работающих на сжатие, должна быть предусмотрена возможность их деформации перпендикулярно к оси сжатия.

При одноосном сжатии резинового элемента с постоянным поперечным сечением (рис. 5.1, а, б) упругая сила сопротивления равна:

$$F = \frac{chx}{h-x}, \quad (5.4)$$

где c — продольная жесткость резины, Н/мм:

$$c = \frac{BEA}{h}, \quad (5.5)$$

E — динамический модуль упругости резины, равный $(0,6-1,0) \cdot 10^{-8}$ МПа; A — площадь поперечного сечения резинового элемента; h — высота недеформированного элемента; x — величина деформации элемента; B — коэффициент ужесточения, равный:

$$B = 1 - f \cdot K_{\phi}, \quad (5.6)$$

f — коэффициент трения между резиной и материалом опоры ($f = 0,12-0,15$ для несмазанных поверхностей в паре резина — сталь); K_{ϕ} — коэффициент формы (для сплошных цилиндрических резиновых элементов с диаметром D и высотой h коэффициент $K_{\phi} = \frac{D}{4h}$; для резиновых втулок с наружным диаметром D и внутренним диаметром d $K_{\phi} = \frac{D-d}{4h}$).

Условие прочности резиновой втулки при сжатии:

$$\sigma_{сж} = \frac{F}{A} \leq [\sigma_{сж}], \quad (5.7)$$

где $[\sigma_{сж}]$ — допускаемое напряжение сжатия, для резины средней твердости $[\sigma_{сж}] = (2,5-5,0)$ МПа.

Для резинового элемента, работающего на сдвиг (рис. 5.1, в), упругую силу сопротивления определяют по формуле:

$$F = c'x, \quad (5.8)$$

где c' — коэффициент жесткости резины на сдвиг, Н/мм:

$$c' = \frac{2\pi Gh}{\ln \frac{d}{D}}. \quad (5.9)$$

Условие прочности резиновой втулки, работающей на сдвиг:

$$\tau_{\max} = \frac{F}{\pi dh} \leq [\tau], \quad (5.10)$$

где $[\tau]$ — допускаемое напряжение сдвига резины при ударной кратковременной нагрузке; для резины средней твердости $[\tau] = (1-2)$ МПа.

Максимальное напряжение сдвига возникает на внутренней поверхности резиновой втулки.

Резино-металлические тормозные устройства обладают высокой надежностью, простотой конструкции и технологичностью изготовления, удобством обслуживания, большой энергоемкостью. К недостаткам следует отнести чувствительность к изменению температуры и влажности, «индивидуальность» технических характеристик (два элемента одинаковых размеров имеют различную жесткость).

Фрикционные тормозные устройства используют как для торможения и позиционирования в промежуточных точках, так и для удержания (фиксации) звеньев.

Главной особенностью фрикционных устройств является то, что они преобразуют значительную часть кинетической энергии в тепловую, которая рассеивается в окружающее пространство. Фрикционные устройства с упругими элементами накапливают небольшое количество потенциальной энергии, обуславливающей силу отдачи, а фрикционные устройства без упругих элементов полностью поглощают подведенную кинетическую энергию.

Конструкции фрикционных тормозных устройств весьма разнообразны. Они могут быть как автономными, так и встроенными в двигатель, управляемыми и неуправляемыми, нормально замкнутыми и разомкнутыми, одно-

и двустороннего действия. Однако независимо от типа и конструкции они содержат одну или несколько фрикционных пар, при относительном движении элементов которых возникает сила трения. Обычно одно из звеньев фрикционной пары удерживают или укрепляют неподвижно относительно корпуса или другого узла, по отношению к которому осуществляется торможение.

Упруго-фрикционное тормозное устройство с цилиндрической пружиной и разрезной конической втулкой изображено на рис. 5.2. При перемещении штока 6 с коническим буртиком сегменты 5 скользят по внутренней цилиндрической поверхности корпуса 2, прижимаясь к ней с возрастающей силой вследствие сжатия пружины 3, расположенной между конической втулкой 4 и винтовой регулировочной втулкой 1.

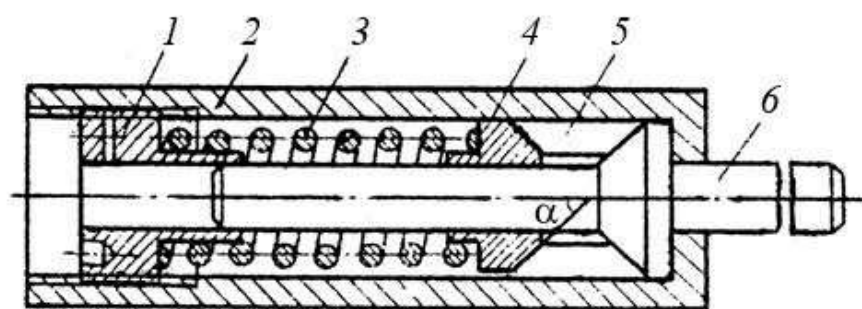


Рис. 5.2. Упруго-фрикционное тормозное устройство

Сила сопротивления перемещению стержня равна:

$$F_{\text{сопр}} = F_{\text{пр}} + F_{\text{с.т}}, \quad (5.11)$$

где $F_{\text{пр}}$ — сила упругости пружины (формула (5.1)); $F_{\text{с.т}}$ — сила сухого трения между сегментами и корпусом:

$$F_{\text{с.т}} = F_N f = \frac{2 F_{\text{пр}} f (1 - f_1 \operatorname{tg} \alpha)}{f_1 + \operatorname{tg} \alpha}, \quad (5.12)$$

F_N — сила нормального давления между сегментами и корпусом; f — коэффициент трения скольжения между цилиндрическими поверхностями сегментов и корпуса (табл. 5.1); f_1 — коэффициент трения скольжения между коническими поверхностями штока 6, втулки 4 и сегментов 5 (табл. 5.1); α — угол между образующей корпуса и осью штока.

Допускаемое давление и коэффициент трения

Материалы фрикционных пар	Конусный тормоз		Дисковый тормоз	
	$[q]$, МПа	$f(f_1)$	$[q]$, МПа	$f(f_1)$
Закаленная сталь	—	—	2–4	0,1
Сталь — чугун	3–4	0,15	2–3	0,15
Сталь — бронза	5–6	0,05	4–5	0,05
Сталь — ферродо	1–2	0,3	2–2,5	0,3
Сталь — текстолит	4–5	0,2	5–6	0,2

После снятия нагрузки обратный ход штока происходит под действием силы упругости пружины.

Фрикционный конусный тормоз (рис. 5.3) состоит из вращающегося конуса 1 с рабочим звеном, поступательно движущегося конуса 2 и пружины 3. Усилие пружины, необходимое для останова подвижного звена, находят по формуле:

$$F_{\text{пр}} = cx = \frac{2KT \sin \alpha}{D_{\text{ср}} f}, \quad (5.13)$$

где $K = 1,25\text{--}1,5$ — коэффициент, учитывающий эксплуатационные условия; T — вращающий момент на конусе 1; f — коэффициент трения скольжения материалов конусов (табл. 5.1); α — угол наклона образующей конуса, во избежание заклинивания конусов его принимают из условия $\alpha > 12^\circ\text{--}15^\circ$.

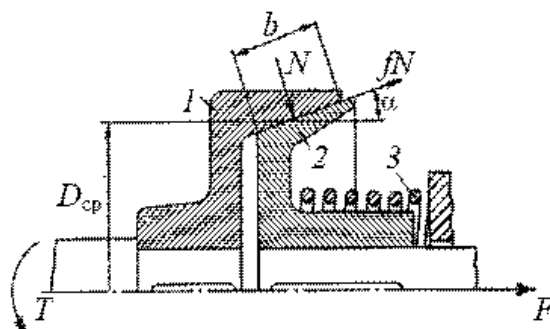


Рис. 5.3. Схема фрикционного конусного тормоза

Из условия износостойкости:

$$q = \frac{2KT}{\pi D_{\text{cp}}^3 f \psi} \leq [q] \quad (5.14)$$

находят средний диаметр поверхности трения:

$$D_{\text{cp}} \geq \sqrt[3]{\frac{2KT}{\pi[q]f\psi}}, \quad (5.15)$$

где q — давление между конусами; $[q]$ — допускаемое давление между конусами (табл. 5.1); ψ — коэффициент рабочей ширины дисков ($\psi = b/D = 0,15-0,25$).

Ширину поверхности трения находят по формуле:

$$b = \frac{2KT}{\pi D_{\text{cp}}^2 f [q]}. \quad (5.16)$$

С другой стороны:

$$D_{\text{cp}} = \frac{D_1 + D_2}{2}, \quad (5.17)$$

где D_1 и D_2 — наименьший и наибольший диаметры поверхности трения соответственно:

$$D_1 = D_{\text{cp}} - b \sin \alpha; \quad (5.18)$$

$$D_2 = D_{\text{cp}} + b \sin \alpha. \quad (5.19)$$

Для растормаживания необходимо приложить усилие $F > F_{\text{тр}}$.

В дисковом фрикционном тормозе (рис. 5.4) диски 1 соединены с помощью шлицевого соединения с полумуфтой 2, а тормозные диски 3 — с полумуфтой 4. Зазор между дисками 1 и 3 рекомендуют принимать $\delta = 0,3-0,5$ мм. Диски имеют осевую подвижность. Под действием пружины 5 они смещаются и приходят в соприкосновение друг с другом, образуя фрикционные пары.

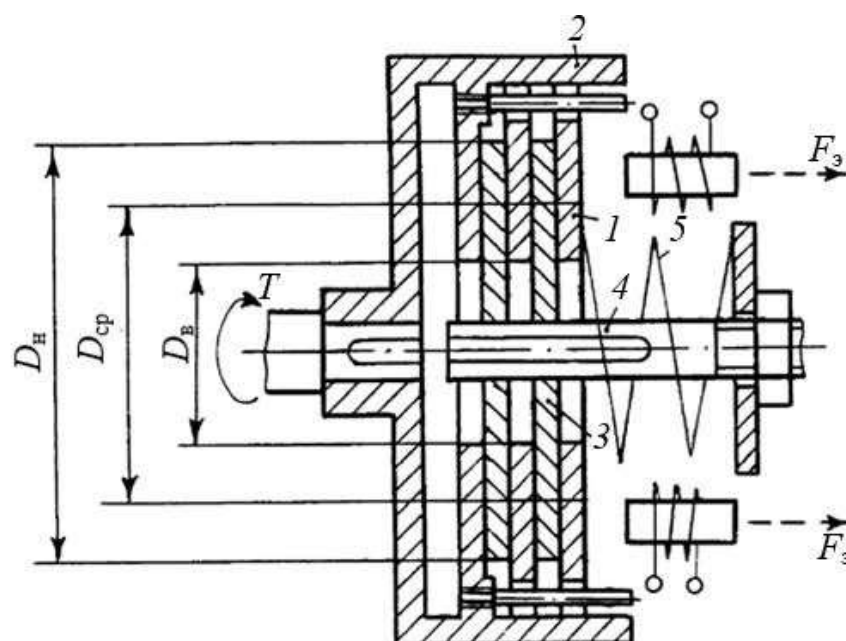


Рис. 5.4. Схема дискового фрикционного тормоза

Число фрикционных пар, необходимое для затормаживания подвижного звена, нагруженного вращающим моментом T , находят так же, как в конусном тормозе, из условия износостойкости:

$$q = \frac{2KT}{\pi D_{\text{сп}}^3 f \psi Z} \leq [q], \quad (5.20)$$

откуда:

$$Z \geq \frac{2KT}{\pi D_{\text{сп}}^3 f \psi [q]}, \quad (5.21)$$

где q — давление на трущихся поверхностях; $D_{\text{сп}}$ — средний диаметр контактирующих поверхностей:

$$D_{\text{сп}} = \frac{D_{\text{н}} + D_{\text{в}}}{2} = \frac{D_{\text{в}}}{1 - \psi}, \quad (5.22)$$

$D_{\text{н}}$ — наружный диаметр кольца контакта дисков:

$$D_{\text{н}} = D_{\text{сп}} (1 + \psi) = (3 \dots 5) d, \quad (5.23)$$

d — диаметр вала подвижного звена; $D_B = (0,5 \dots 0,6)D_H$ — внутренний диаметр контактирующих поверхностей; ψ — коэффициент рабочей ширины дисков:

$$\psi = \frac{D_{cp} - D_B}{D_{cp}} = \frac{b}{D_{cp}}, \quad (5.24)$$

принимают $\psi = 0,33 \dots 0,11$ (чаще всего $\psi = 0,25$); b — рабочая ширина дисков:

$$b = \frac{D_H - D_B}{2} = \psi D_{cp}; \quad (5.25)$$

$[q]$ и f — см. табл. 5.1.

Число дисков в ведомой части тормоза:

$$Z_{BM} = \frac{Z}{2} + 1, \quad (5.26)$$

в ведущей части:

$$Z_{BЦ} = \frac{Z}{2}. \quad (5.27)$$

Полученные Z , Z_{BM} , $Z_{BЦ}$ округляют до целых чисел.

Необходимая сила пружины при числе Z фрикционных пар:

$$F_{пр} = cx = \frac{3KT}{Zf} \cdot \frac{D_H^2 - D_B^2}{D_H^3 - D_B^3}. \quad (5.28)$$

Растормаживание (размыкание) осуществляют с помощью n электромагнитов, суммарное усилие которых должно быть больше силы пружины, т.е. $nF_э > F_{пр}$ ($F_э$ — усилие одного электромагнита).

В фрикционных тормозных устройствах нестабильность силы трения и изменение условий работы (скорости движения, величины движущихся масс) по сравнению с номинальными приводят к отклонению реального закона торможения от заданного, на который рассчитывалось тормозное устройство. Рас-

хождение может оказаться значительным, если условия и режим работы меняются непрерывно. Поэтому устройства этого типа целесообразно использовать в ММ с достаточно стабильными режимами работы.

Для создания тормозных устройств с программируемыми точками останова и регулирования скорости движения выходного звена (поршня или цилиндра) (*позиционеров*) используют встроенные в двигатель фрикционные механизмы. Они могут быть встроены в поршень или цилиндр и взаимодействовать с цилиндром, штоком или другими движущимися вместе с ними деталями.

Для осуществления программного останова выходного звена позиционера применяют управляемые фрикционные устройства, снабженные собственным приводом, который по команде системы управления замыкает или размыкает тормоз.

В пневмопозиционере (рис. 5.5) фрикционный тормоз является нормально замкнутым. В процессе позиционирования обе полости пневмоцилиндра соединены с атмосферой и пружины 1 прижимают плунжеры 2 с фрикционными накладками 3 к внутренней поверхности цилиндра. При подаче сжатого воздуха, например, в правую полость цилиндра шариковый клапан 5, предотвращая перетечку воздуха в левую полость, открывает ему доступ в кольцевой канал 4, соединяющий полости плунжеров 2, которые сжимают пружины и растормаживают поршень.

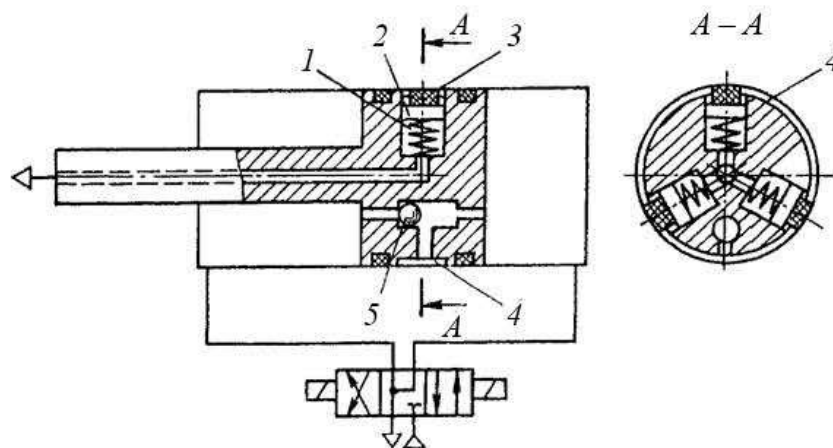


Рис. 5.5. Схема пневмопозиционера

Под действием давления воздуха в правой полости поршень перемещается влево. Для его остановки обе полости пневмоцилиндра соединяют с атмосферой. При этом давление в полости плунжеров и в обеих полостях пневмоцилиндра падает, фрикционные накладки прижимаются к поверхности цилиндра пружинами, тормозят и останавливают поршень.

5.3. ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫЕ ТОРМОЗНЫЕ УСТРОЙСТВА

Для торможения подвижных звеньев используют управляемые электромагнитные тормозные устройства, в которых источником создания тормозящего момента или усилия является электромагнитное поле, воздействующее прямо на движущиеся элементы (электромагнитные, индукционные и гистерезисные тормоза) или косвенно через порошкообразный сухой или жидкий наполнитель (электромагнитные порошковые тормоза и тормоза с ферромагнитными жидкостями).

По принципу действия и устройству электромагнитные тормозные устройства *индукционного* и *гистерезисного* типов аналогичны электрическим двигателям, в которых ротор или статор неподвижен. Взаимодействие между подвижной и неподвижной частями тормоза осуществляется через электромагнитное поле, создаваемое катушкой управления (возбуждения).

По принципу действия электромагнитные тормозные устройства с порошковым и жидким наполнителями аналогичны соответственно фрикционным тормозам и гидравлическим тормозным устройствам дроссельного регулирования.

Действие электромагнитного порошкового тормоза фрикционного типа основано на свойстве сухого или взвешенного в масле ферромагнитного порошка увеличивать в магнитном поле свою вязкость и прочно прилипать к поверхности магнитной системы.

При относительном сдвиге рабочих поверхностей тормоза возникает сопротивление от трения намагниченных частиц порошка между собой. Наибольший сдвиг испытывают частицы, находящиеся в середине слоя. Сдвиг частиц относительно поверхностей, к которым они прилипают, отсутствует, следовательно, рабочие поверхности не изнашиваются. При отсутствии магнитного поля сопротивление сдвига порошка и взвеси падает, и элементы тормоза оказываются практически несвязанными друг с другом.

Взвесь ферромагнитного порошка в кремнийорганическом или минеральном масле меняет свою вязкость в магнитном поле, благодаря чему при ее дросселировании достигается эффект переменного гидравлического сопротивления.

Рассмотрим устройство и принцип действия электромагнитного порошкового тормоза (рис. 5.6). Его корпус 1, сердечник 2 и крышка 4 выполнены из стали. Тонкостенный малоинерционный стальной цилиндрический ротор 9 укреплен на выходном валу, установленном в подшипниках 6.

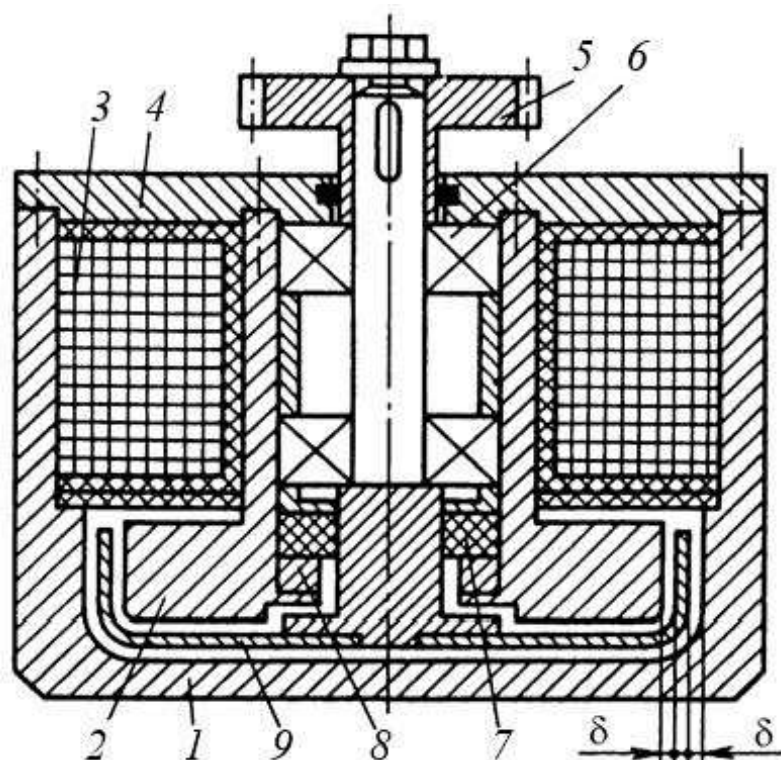


Рис. 5.6. Электромагнитный порошковый тормоз

На сердечнике намотана обмотка возбуждения 3. Полость, образованная корпусом и сердечником, в которой расположен ротор, заполнена ферромагнитным порошком. Уплотнение подшипников от проникновения порошка состоит из пропитанного кремнийорганической жидкостью фетрового кольца 7 и постоянного кольцевого магнита 8. Связь тормоза с подвижными элементами ММ осуществляют при помощи шестерни 5.

Под действием электромагнитного поля, создаваемого катушкой управления, расположенный в зазорах порошок группируется и уплотняется. При сдвиге поверхностей ротора относительно стенок корпуса возникает сопротивление, обусловленное трением намагниченных частиц порошка. Удельное усилие сдвига, определяющее тормозной момент, зависит от магнитной индукции в рабочем зазоре, состава порошка и ряда конструктивных параметров тормоза. Развиваемый тормозной момент практически прямо пропорционален току управления и слабо зависит от скорости скольжения. Тормоз с наружным диаметром 100 мм способен развить тормозной момент до 20 Н·м при предельных окружных скоростях 10–15 м/с. Остаточный момент при отсутствии тока управления составляет не более 0,5 % номинального момента.

На рис. 5.7 показан электромагнитный порошковый тормоз *ELEFLEX series* на тормозной момент 2–5 Н·м.



Рис. 5.7. Электромагнитный порошковый тормоз *ELEFLEX series*

Электромагнитное тормозное устройство *дрессельного типа с ферромагнитной жидкостью* (рис. 5.8) состоит из гидроцилиндра 2, поршня 7 с катушкой возбуждения 6 и штоком 1, возвратной пружины 9, плавающего поршня 4, поджатого пружиной 3. Рабочая 8 и компенсационная 5 полости заполнены ферромагнитной жидкостью. Цилиндр, поршень и шток выполнены из магнитного материала. Обмотки возбуждения проложены в пазах на поршне и соединены последовательно.

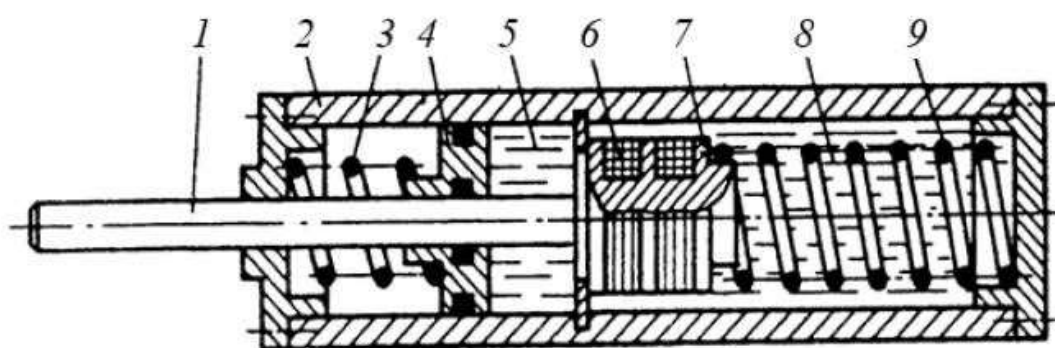


Рис. 5.8. Тормозное устройство дроссельного типа с ферромагнитной жидкостью

При движении поршня жидкость перетекает из одной полости в другую через узкий кольцевой канал между внутренней цилиндрической поверхностью цилиндра и поршнем. При отсутствии тока управления гидравлическое сопротивление канала, зависящее от его геометрических размеров и от вязкости

намагниченной жидкости, определяет величину тормозного усилия и скорость поршня. Управление тормозным устройством сводится к изменению вязкости, а следовательно, и гидравлического сопротивления путем создания в кольцевом канале радиального магнитного поля заданной напряженности. Поле возникает под действием тока управления в обмотке возбуждения и концентрируется в зазоре магнитопровода, т.е. между поршнем и цилиндром.

Устройство может быть выполнено двусторонним, для чего следует снабдить поршень вторым штоком и удалить возвратную пружину.

Контрольные вопросы

1. Перечислите разновидности тормозных устройств.
2. Какие требования предъявляются к тормозным устройствам ММ?
3. Назовите достоинства и недостатки упругих тормозных устройств.
4. Как устроен фрикционный конусный тормоз?
5. Из каких элементов состоит фрикционный дисковый тормоз?
6. Какую задачу в ММ решает позиционер?
7. Как устроен электромагнитный порошковый тормоз?
8. Поясните принцип работы тормозного устройства дроссельного типа с ферромагнитной жидкостью.

6. НАПРАВЛЯЮЩИЕ

6.1. НАЗНАЧЕНИЕ И РАЗНОВИДНОСТИ НАПРАВЛЯЮЩИХ

Направляющими называют устройства, обеспечивающие заданное относительное движение элементов механизма.

В ММ в основном применяют направляющие для поступательного движения. Их используют тогда, когда необходимо осуществить перемещение одной детали относительно другой с заданной точностью. К направляющим предъявляют следующие требования:

- обеспечение плавности перемещения;
- незначительность сил трения;
- большой ресурс работы;
- износостойкость;
- работоспособность при резких перепадах температуры.

В зависимости от вида трения различают направляющие с трением скольжения и качения. Выбор типа направляющих и конструктивных схем зависит от таких факторов, как их назначение, требования к точности перемещения, допускаемая нагрузка, величины сил трения, стоимость изготовления, сложность монтажа, необходимость обслуживания.

Направляющие с трением скольжения и качения по характеру (виду) воспринимаемой нагрузки подразделяют на открытые и закрытые. К открытым относят направляющие, у которых для замыкания силовой цепи используют дополнительные прижимные усилия (масса подвижной детали, усилие плоской или спиральной пружины, мембраны). Закрытыми являются направляющие, у которых замыкание силовой цепи обеспечивается конструктивными факторами.

Направляющие в зависимости от формы исполнения рабочих поверхностей делят на цилиндрические, призматические, Н-, П-, Т-образные, в том числе призматические направляющие типа «ласточкин хвост».

6.2. НАПРАВЛЯЮЩИЕ С ТРЕНИЕМ СКОЛЬЖЕНИЯ

По конструктивному исполнению направляющие с трением скольжения проще направляющих с трением качения и меньше их по габаритным размерам. При соответствующем выборе материалов они не подвержены значительному влиянию температурных перепадов. Основной их недостаток — относительно большие потери на трение.

Пары скольжения образуют стали марок 40, 50, У8А с чугунами марок СЧ12, СЧ15, бронзами БрОС10-2, БрОФ10-1, БрОЦС, латунями. Предпочтительны следующие сочетания материалов: сталь — бронза, сталь — латунь, сталь — чугун. Если ММ работает при резких перепадах температуры, то для сопряжения деталей направляющих рекомендуют выбирать материалы с близкими значениями теплового коэффициента линейного расширения (см. табл. 6.1).

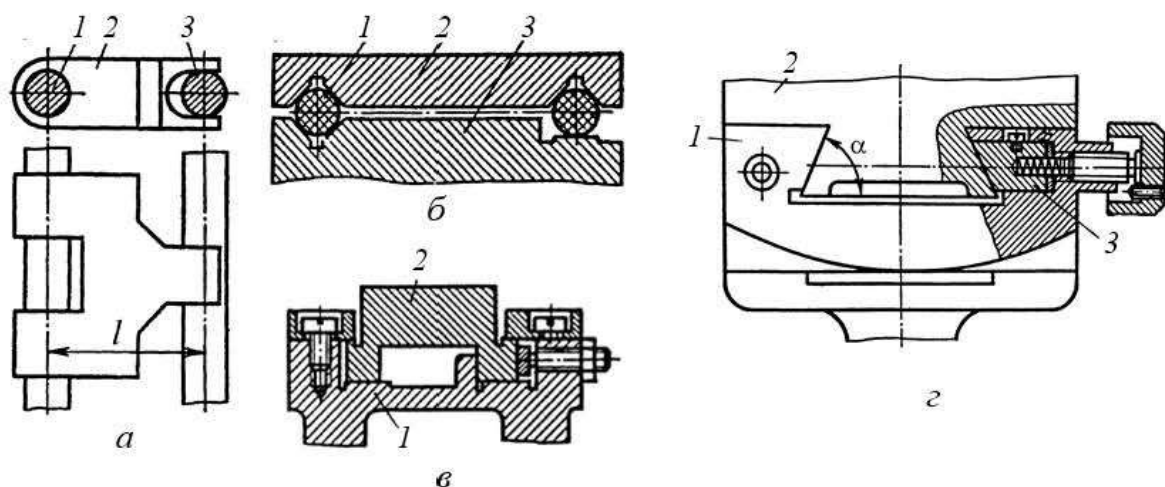


Рис. 6.1. Направляющие скольжения

Конструктивные схемы закрытых направляющих скольжения приведены на рис. 6.1, а, в, г, а также на рис. 6.2, а–г.

В схеме на рис. 6.1, а по цилиндрическим направляющим 1 и 3 перемещается ползун 2 с цилиндрической и плоской рабочими поверхностями; по прямоугольным призматическим направляющим 1 (рис. 6.1, в) перемещается П-образная призма 2; по призматическим направляющим 1 типа «ласточкин хвост» с углом профиля α (обычно $\alpha = 60^\circ$) перемещается призма 2. Призматические направляющие типа «ласточкин хвост» требуют тщательной сборки и регулировки, так как незначительный перекос деталей может привести к заеданию направляющих.

Схема направляющей открытого типа показана на рис. 6.1, б: по цилиндрическим стержням 1, закрепленным на неподвижном основании 3, перемещается каретка 2 с призматическими рабочими поверхностями.

Цилиндрические направляющие 1 (рис. 6.2, а) изготавливают без устройства для предотвращения осевого проворачивания и с таковым устройством в виде планки 2 (рис. 6.2, б, в) или штифта 2 (рис. 6.2, г) с головкой, входящей в паз корпуса.

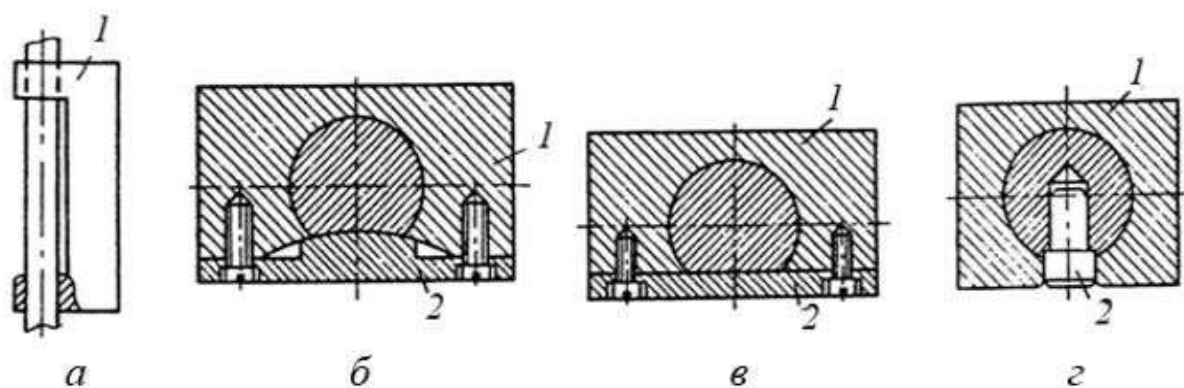


Рис. 6.2. Варианты исполнения закрытых направляющих скольжения

В призматических направляющих применяют призмы 1 с трапецевидным (рис. 6.3, а), прямоугольным или треугольным сечением. Регулировку зазоров в направляющих проводят с помощью планок или *сухариков*. На схеме (рис. 6.3, б) сдвиг направляющих в боковом направлении устраняют с помощью выступа 1 и планки 2, а вертикальное перемещение — с помощью двух планок 3.

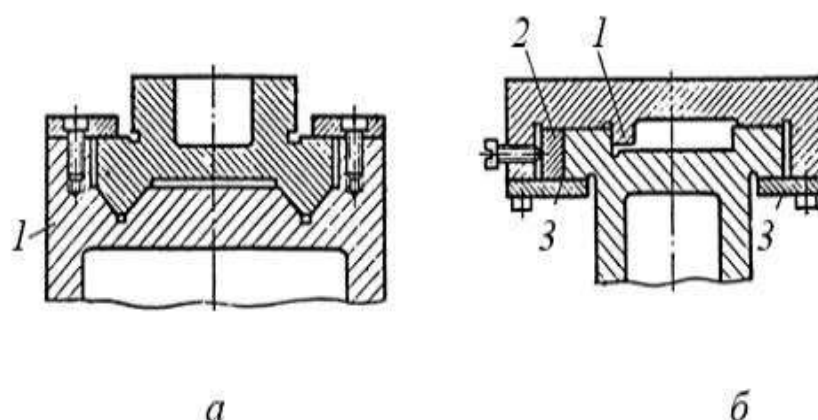


Рис. 6.3. Призматические направляющие скольжения

В направляющих, изображенных на рис. 6.1, г, регулировку зазора проводят с помощью *сухариков* 3.

Для проверки правильности выбора посадки и класса точности сопрягаемых деталей направляющих проводят проверочный расчет по формуле:

$$\Delta = D_1[1 \pm \alpha_1(t - t_0)] - D_2[1 \pm \alpha_2(t - t_0)], \quad (6.1)$$

где Δ — минимальный зазор при данной температуре, мм; D_1 — наименьший при данном допуске диаметр (или линейный размер) охватываемой детали,

мм; D_2 — наибольший при данном допуске диаметр (или линейный размер) охватываемой детали, мм; t_0 и t — соответственно начальная и конечная температура направляющих, °C; α_1 и α_2 — коэффициенты линейного расширения материалов сопрягаемых деталей (табл. 6.1).

Таблица 6.1

Коэффициент α линейного расширения

Материал	Коэффициент $\alpha \times 10^{-6}$
Сталь: углеродистая легированная	11,5–12 20
Хром	9
Чугун	10,4
Бронза	17–18
Латунь	18,5–19,8
Медь	17
Серебро	19–19,7
Оргстекло	13

Знак плюс берут в том случае, когда $t > t_0$, знак минус — при $t < t_0$. Посадка считается допустимой, если $\Delta \geq 0$. В случае заклинивания ($\Delta < 0$) следует назначить более свободную посадку или применять материалы, имеющие одинаковые или мало различающиеся между собой температурные коэффициенты линейного расширения. В отдельных случаях можно уменьшить ширину или диаметр направляющих, но при этом должны соблюдаться требования жесткости и износостойкости конструкции.

Для предупреждения возможности заклинивания и уменьшения потерь на трение в направляющей необходимо, чтобы равнодействующая Q всех сил сопротивления (кроме сил трения) и движущая сила F (рис. 6.4) действовали по линии направления перемещения в плоскости направляющих и длина l направляющей превышала ширину H ползуна в два-три раза.

При конструировании направляющих возможно появление перекоса, который зависит от длины L между направляющими и плеча h приложения движущей силы F и ее направления, что приводит к заклиниванию (рис. 6.5, а). Ес-

ли сила F приложена к ползуну на плече h параллельно направлению перемещения, то она создает момент $M = Fh$, уравниваемый моментом пары сил, образованных реакциями F_r в опорах.

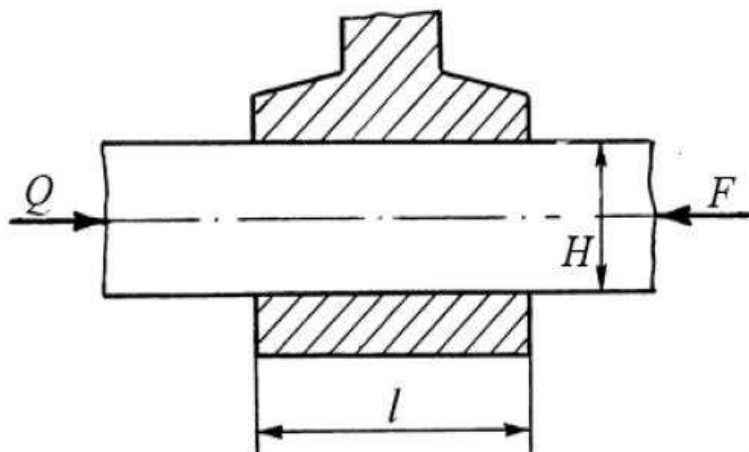


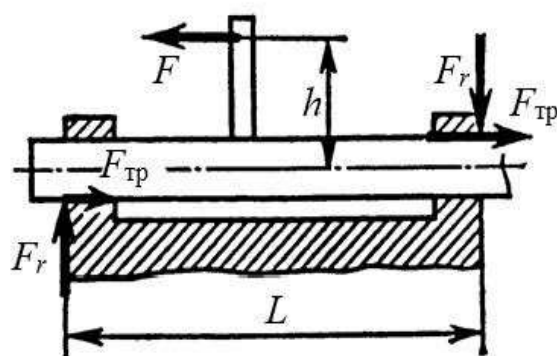
Рис. 6.4. Соотношение длины направляющей и ширины ползуна

Уравнение равновесия ползуна имеет следующий вид:

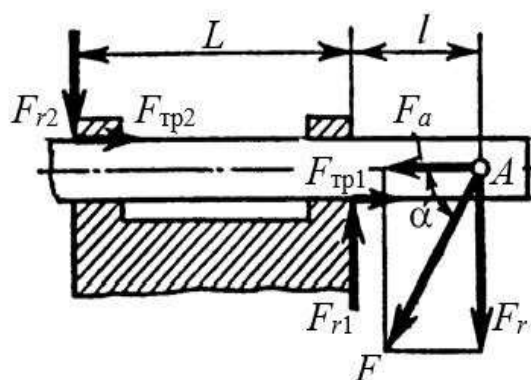
$$Fh = F_r \cdot L, \quad (6.2)$$

откуда реакции в опорах:

$$F_r = \frac{Fh}{L}. \quad (6.3)$$



а



б

Рис. 6.5. Реакции со стороны направляющей на ползун

Полная сила трения:

$$F_{\tau} = 2F_{\tau p} = 2F_r \cdot f = \frac{2Fhf}{L}, \quad (6.4)$$

где $F_{\tau p}$ — сила трения в одной направляющей; f — коэффициент трения скольжения.

Заклинивания не будет при условии $F_{\tau} \leq F$, т.е. $hf/L \leq 0,5$.

Для обеспечения плавности хода, малого износа рабочих поверхностей и отсутствия заклинивания необходимо выполнять следующие рекомендации:

– для плоских направляющих прямоугольной формы:

$$\frac{hf}{L} < 0,25; \quad (6.5)$$

– для направляющих типа «ласточкин хвост» при угле профиля α :

$$\frac{hf}{L \sin \alpha} < 0,25; \quad (6.6)$$

– для направляющих цилиндрической формы:

$$\frac{hf}{L} < 0,2. \quad (6.7)$$

Движущая сила, найденная из условия:

$$F \geq Q + F_{\tau} = Q + \frac{2Fhf}{L}, \quad (6.8)$$

определится по выражению:

$$F \geq \frac{Q}{1 - \frac{2hf}{L}}, \quad (6.9)$$

где Q — сила полезного сопротивления.

При приложении силы F под углом α к направлению перемещения (рис. 6.5, б) реактивные силы найдем из уравнений статики:

$$F_{r1} = \frac{F(L+l)\sin\alpha}{L}; \quad (6.10)$$

$$F_{r2} = \frac{Fl\sin\alpha}{L}. \quad (6.11)$$

Полная сила трения равна:

$$F_{\tau} = F_{\tau1} + F_{\tau2} = (F_{r1} + F_{r2})f. \quad (6.12)$$

Заклинивание будет отсутствовать при условии:

$$F_{\tau} \leq F \cos\alpha, \quad (6.13)$$

или:

$$\frac{F \sin\alpha}{L} f (L + 2l) \leq F \cos\alpha, \quad (6.14)$$

откуда:

$$\operatorname{tg}\alpha \leq \frac{L}{(L + 2l)f}. \quad (6.15)$$

Окончательно условие отсутствия силового заклинивания направляющих выглядит следующим образом:

$$\frac{l}{L} \leq \frac{1 - f \operatorname{tg}\alpha}{2f \operatorname{tg}\alpha}. \quad (6.16)$$

Из условий отсутствия заклинивания следует, что для уменьшения длины L направляющей необходимо коэффициент f трения скольжения уменьшить. Этого можно достичь подбором материалов пары и соответствующей обработкой трущихся поверхностей.

Движущая сила из условия отсутствия заклинивания:

$$F \geq \frac{Q}{\cos \alpha - \frac{(L+2l)f \sin \alpha}{L}} \quad (6.17)$$

Рабочие поверхности направляющих проверяют на ограничение давления:

$$p = \frac{F_r}{A} \leq [p], \quad (6.18)$$

где F_r — нормальная сила в точке соприкосновения трущихся поверхностей, Н; A — площадь соприкосновения, мм²; $[p]$ — допускаемое давление, при скоростях относительного перемещения до 1 м/с $[p] = 3\text{--}4$ МПа.

6.3. НАПРАВЛЯЮЩИЕ С ТРЕНИЕМ КАЧЕНИЯ

Направляющие с трением качения применяют в тех случаях, когда требуется обеспечить перемещение с минимальными силами сопротивления и высокой скоростью. По сравнению с направляющими скольжения они имеют меньшие потери на трение, долговечны, менее чувствительны к перепадам температуры.

Направляющие с трением качения изготавливают из закаленных сталей марок ШХ15, 40Х, У8А, У10А, ХВГ, 38ХМЮА.

По виду тел качения различают шариковые и роликовые направляющие. Для удержания тел качения на определенном расстоянии друг от друга применяют сепараторы, изготовленные из латуни или текстолита. Иногда применяют стандартные шариковые или роликовые подшипники.

В зависимости от способа установки шариков или роликов различают направляющие с перекатывающимися и вращающимися вокруг своих осей телами качения. В направляющих с перекатывающимися шариками (рис. 6.6, а) при перемещении каретки 1 шарики 2 перекатываются по основанию 3, оси тел качения перемещаются как относительно каретки, так и относительно основания. В направляющих с вращающимися шариками (рис. 6.6, б) тела качения 2 закреплены на осях и при перемещении каретки 1 вращаются в своих гнездах, а оси их остаются неподвижными относительно каретки и основания 3.

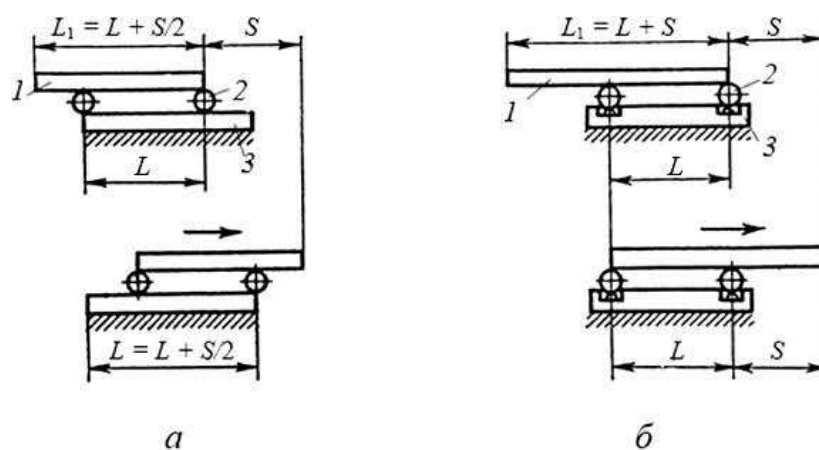


Рис. 6.6. Направляющие с перекатывающимися (а) и вращающимися (б) телами качения

Анализ направляющих с перекатывающимися и вращающимися шариками показывает, что теоретическая длина L_1 каретки и основания в случае применения перекатывающихся шариков равна:

$$L_1 = L + \frac{S}{2}, \quad (6.19)$$

где L — расстояние между центрами шариков, S — ход каретки; в случае вращающихся шариков:

$$L_1 = L + S. \quad (6.20)$$

Следовательно, при проектировании ММ с большими перемещениями подвижных звеньев более целесообразна конструкция, в которой тела качения перемещаются вместе с подвижной кареткой, что позволяет уменьшить ее длину. В то же время при установке шариков во вращающихся гнездах исключается влияние погрешности формы поверхности основания. Поэтому такие направляющие при прочих равных условиях обеспечивают более высокую точность перемещения каретки.

Для определения сопротивления движению каретки 1 необходимо выяснить, каким коэффициентом трения покоя должны обладать шарик 2 и направляющая 3 для того, чтобы между ними не было проскальзывания.

Условие равновесия шарика (рис. 6.7):

$$F_T \cdot d_{\text{ш}} = R \cdot 2f_k. \quad (6.21)$$

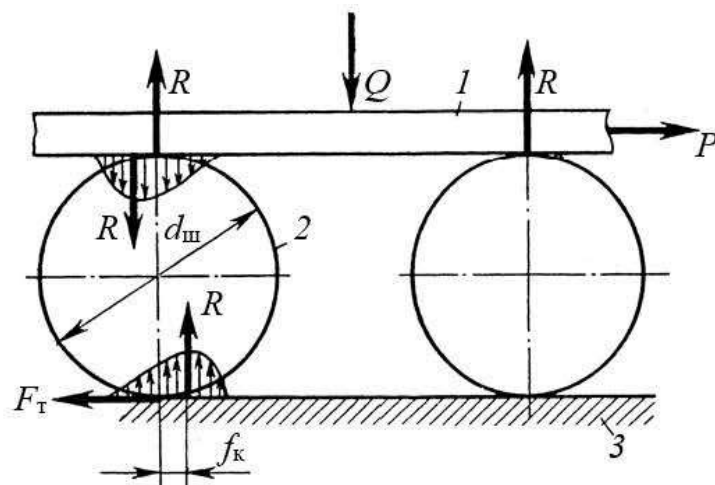


Рис. 6.7. Силы, действующие на тело качения

Поскольку сила трения $F_T = f_0 \cdot R$, а отсутствие скольжения должно быть гарантировано, то необходимо, чтобы коэффициент трения покоя в момент перехода к скольжению удовлетворял условию:

$$f_0 > \frac{2f_k}{d_{\text{ш}}}, \quad (6.22)$$

где f_k — коэффициент трения качения.

Для направляющих качения отсутствие заклинивания определяют по тем же формулам, что и для направляющих с трением скольжения, только вместо коэффициента f трения скольжения в формулы подставляют коэффициент f_k трения качения.

Существенными факторами, оказывающими отрицательное влияние на работу направляющих качения, являются зазоры между сопряженными через тела качения поверхностями каретки и основания. В открытых направляющих зазоры выбираются автоматически, а в закрытых требуется их регулировка.

Конструктивная схема закрытой шариковой направляющей с сепараторами 2, в которой регулировку зазора между шариками 1 и кареткой 3 проводят при помощи перемещения одной или двух планок 4 с последующим их закреплением винтами 5, приведена на рис. 6.8.

В роликовых направляющих основной деталью является ролик, который может перекатываться по цилиндрической или плоской поверхности. В качестве роликов иногда используют стандартные радиальные подшипники. В роликовых направляющих (рис. 6.9, а) ролики 1 перекатываются по цилиндрической поверхности 2.

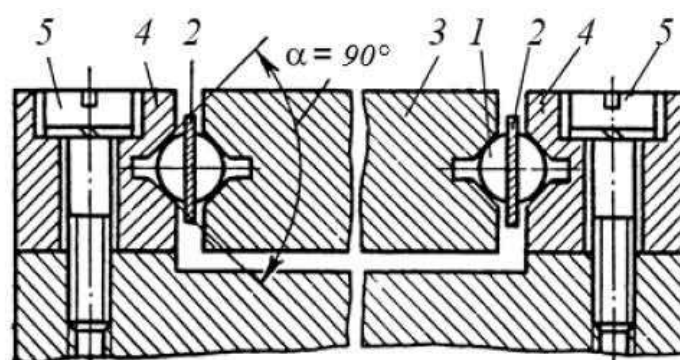


Рис. 6.8. Закрытая шариковая направляющая

Для обеспечения контакта всех роликов с направляющими должна быть предусмотрена специальная регулировка, один из вариантов которой показан на рис. 6.9, б. Ролик 4 укрепляют на оси 1 с эксцентриситетом $e = 0,2-0,5$ мм. Окончательно гайки 2 и 3 закрепляют после регулировки положения ролика.

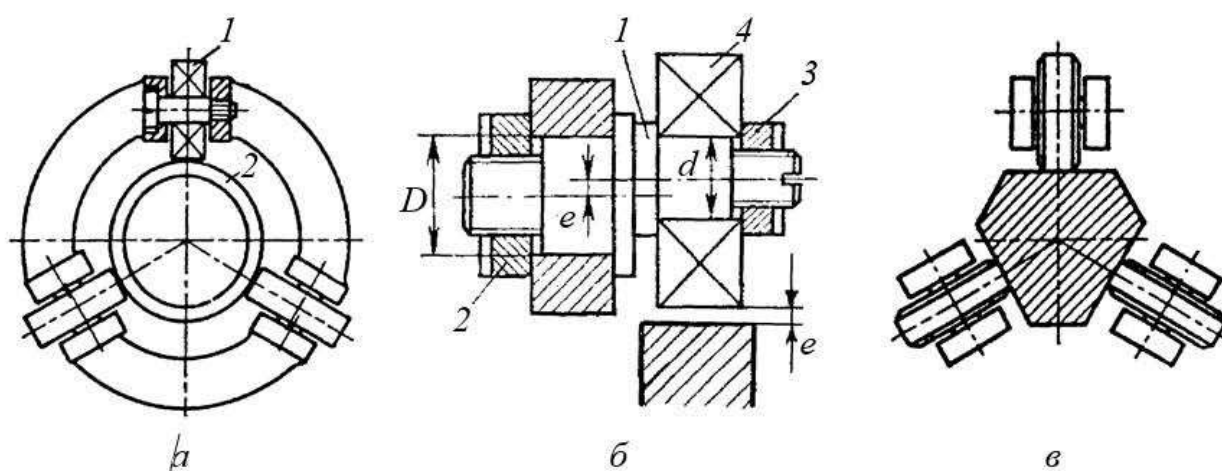


Рис. 6.9. Направляющие, в которых используются стандартные подшипники

Для направляющих (рис. 6.9, в) ролики с эксцентричными осями необязательны, так как каждый ролик удерживается в отдельной державке. Регулирование осуществляют за счет перемещения державок в пределах зазоров в проходных отверстиях под крепежные винты (на рис. 6.9 не показаны).

Конструктивные схемы роликовых направляющих закрытого типа приведены на рис. 6.10.

В последнее время применяют более экономичные шариковые направляющие линейного перемещения, которые уменьшают габаритные размеры конструкции, массу и общую стоимость ММ.

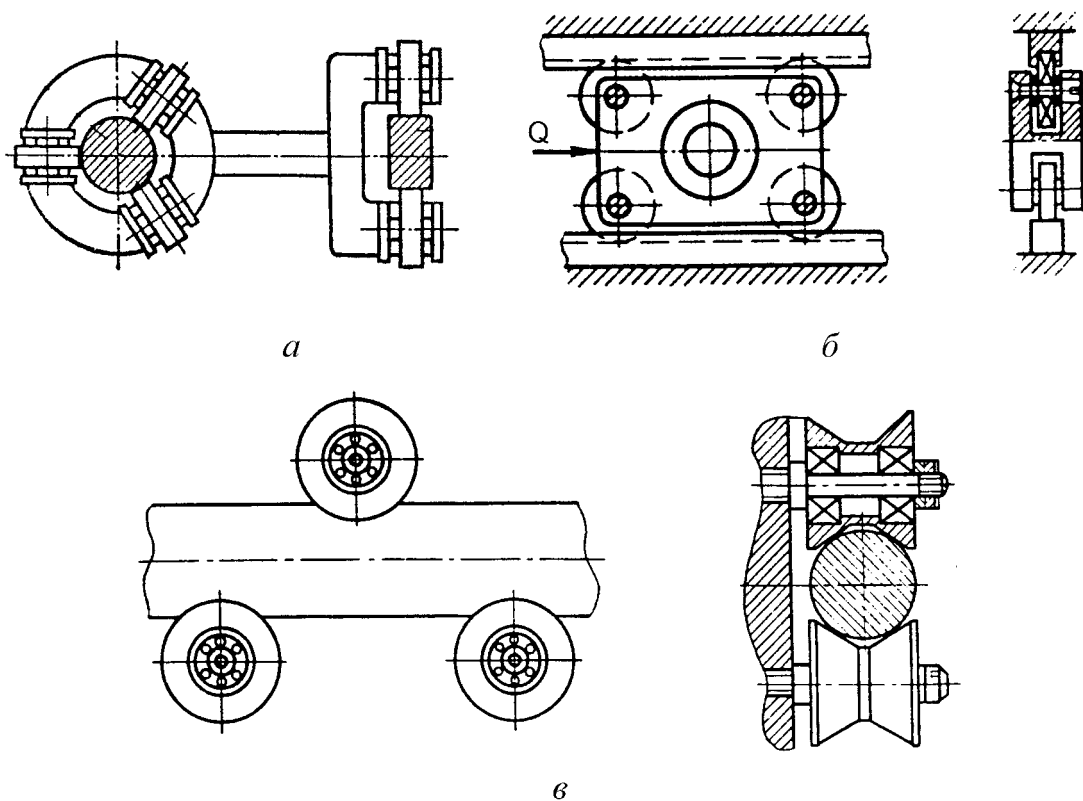


Рис. 6.10. Роликовые направляющие закрытого типа

6.4. ШАРИКОВЫЕ LM-НАПРАВЛЯЮЩИЕ

Шариковые *LM*-направляющие фирмы *THK* (Япония), предназначенные для обеспечения прямолинейного перемещения, представлены на рис. 6.11.

Рассмотрим *LM*-направляющую типа *HSR* (рис. 6.12).

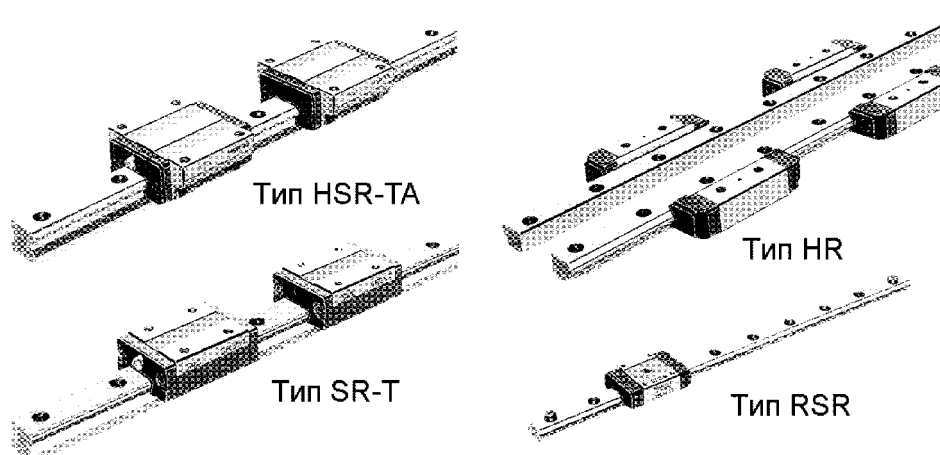


Рис. 6.11. *LM*-направляющие японской фирмы *THK*

Она представляет собой систему, состоящую из *LM*-рельса 1 и *LM*-блока 2, между которыми расположены шарики 3, находящиеся в сепараторе 4, концевой плиты 5, ниппеля 6 для подачи консистентной смазки и бокового уплотнителя (на рис. 6.12 не показан). Четыре ряда шариков, расположенные под углом 45° к поверхностям качения *LM*-рельса и *LM*-блока, могут воспринимать нагрузку сверху, снизу, справа, слева. Радиусы r_k кривизны поверхностей качения составляют 52–53 % диаметра $d_{ш}$ шарика, т.е. $r_k = (0,52–0,53)d_{ш}$.

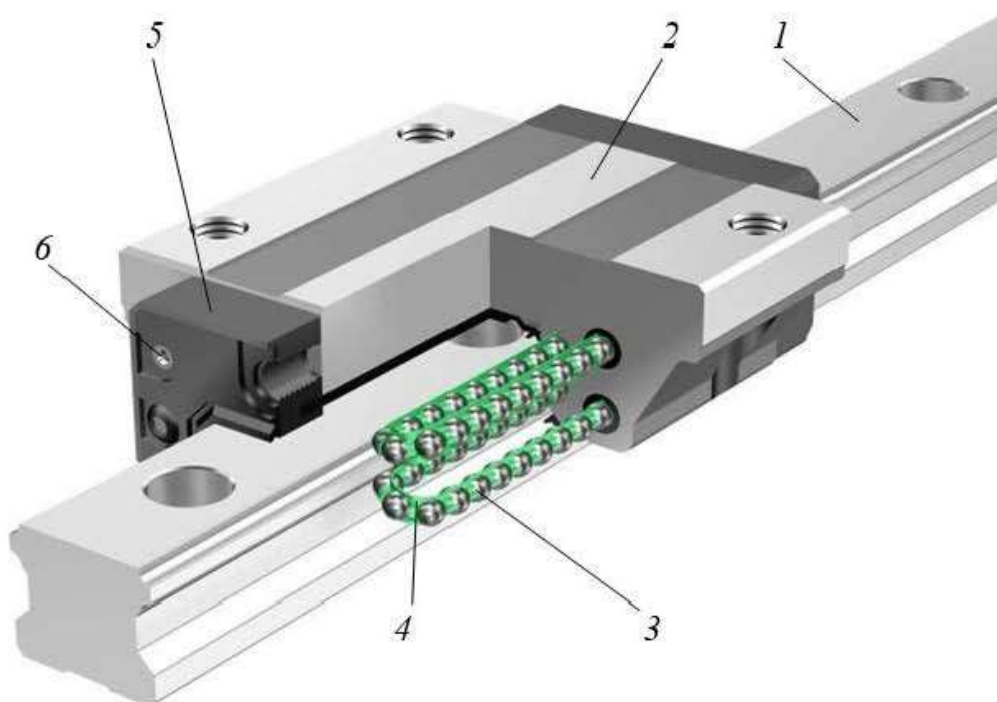


Рис. 6.12. *LM*-направляющая типа *HSR*

Фирма *THK* выпускает широкую гамму данных типов на динамические грузоподъемности 0,5–187 кН.

6.5. ШАРИКОСПЛАЙНОВЫЕ НАПРАВЛЯЮЩИЕ

Шарикосплайновые направляющие (рис. 6.13) фирмы *THK* состоят из шлицевого вала (сплайнвала) и шариковой гайки (сплайнгайки). В качестве примера рассмотрим устройство шарикосплайновой направляющей типа *LBS* (рис. 6.14).

Она состоит из сплайнвала 1 и сплайнгайки 2 с шпоночной канавкой 3, между которыми расположены в сепараторе 4 шесть рядов воспринимающих нагрузку шариков 5 и шесть каналов 6 возврата шариков, расположенных в сплайнгайке, резинового уплотнителя 7 и отверстия 8 для смазки.

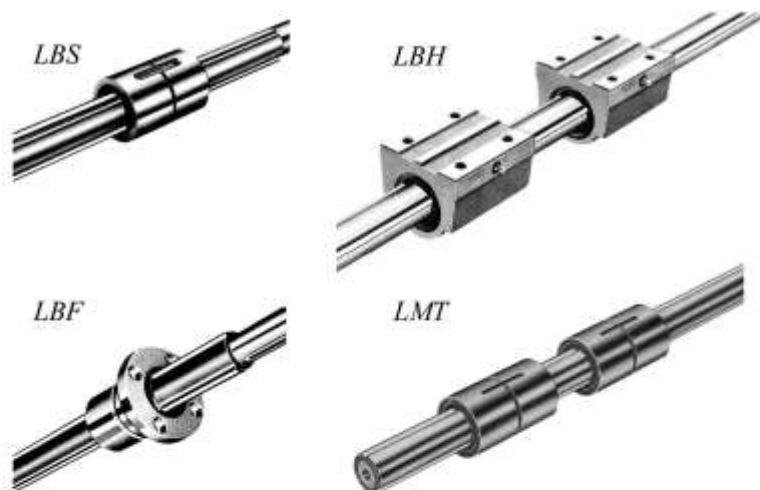


Рис. 6.13. Шарикосплайновые направляющие фирмы THK

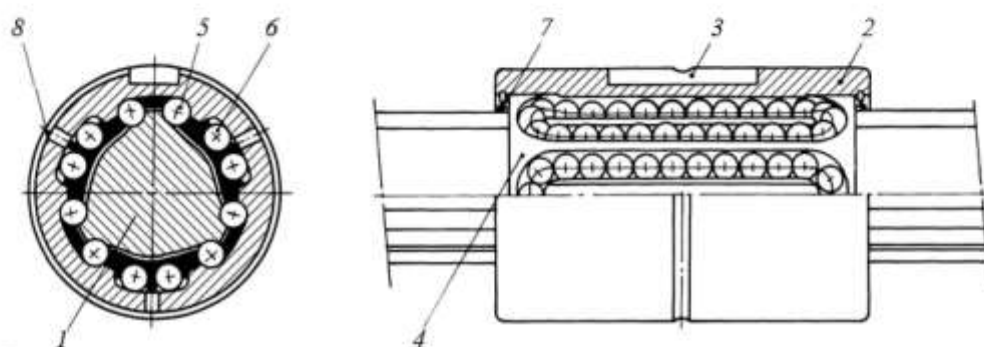


Рис. 6.14. Шарикосплайновая направляющая типа LBS

Шарикосплайновая направляющая типа *LBF* в отличие от *LBS* имеет корпус с фланцем.

Шарикосплайновая направляющая типа *LBH* отличается от направляющих типа *LBS* и типа *LBF* формой гайки и устройством мест крепления.

6.6. РАСЧЕТЫ LM- И ШАРИКОСПЛАЙНОВЫХ НАПРАВЛЯЮЩИХ

6.6.1. Расчет LM-направляющих на долговечность

Расчет *LM*-направляющих на долговечность при действии внешних нагрузок производят по формуле:

$$L = 50 \left(\frac{f_H f_T f_C}{f_W} \frac{C}{P_C} \right)^3, \text{ км}, \quad (6.23)$$

где L — долговечность работы направляющей (выраженная в километрах); C — номинальная динамическая грузоподъемность, Н; P_C — расчетная нагрузка, Н; f_H — коэффициент твердости, определяемый по графику (рис. 6.15); f_T — температурный коэффициент (при температуре системы $t \leq 100$ °С $f_T = 1$, при $100 < t \leq 200$ °С $1 \geq f_T \geq 0,73$); f_C — коэффициент контакта (принимают в зависимости от числа n подшипниковых блоков на одной направляющей: при $n = 1$ $f_C = 1$; при $n = 2$ $f_C = 0,81$; при $n = 3$ $f_C = 0,72$; при $n = 4$ $f_C = 0,66$); f_W — коэффициент нагрузки (при спокойной внешней нагрузке и скорости перемещения $v \leq 0,25$ м/с $f_W = 1,15$; при небольших динамических внешних воздействиях и $0,25 < v \leq 1$ м/с $f_W = 1,5-2,0$; при ударной внешней нагрузке и $v > 1$ м/с $f_W = 2,0-3,5$).

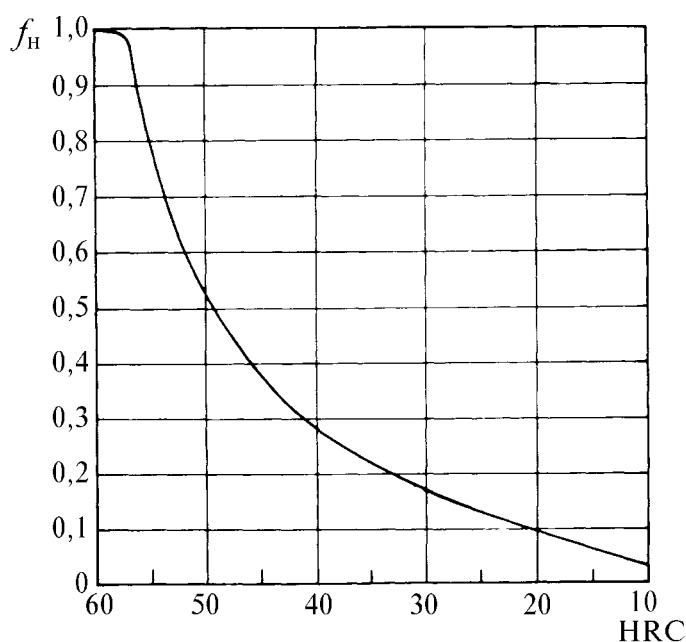


Рис. 6.15. Зависимость f_H от твердости контактирующих поверхностей

Расчетная нагрузка на блок определяется следующим образом.

В том случае, если LM -блок воспринимает одновременно нагрузки всех направлений (рис. 6.16), то определяют результирующую (эквивалентную) нагрузку P_E , Н, и подставляют ее в формулу (6.23) вместо P_C :

– для LM -направляющих типов HSR и RSR :

$$P_E = |P_R - P_L| + P_T, \quad (6.24)$$

где P_R — радиальная нагрузка, Н; P_L — противорадиальная нагрузка, Н; P_T — горизонтальная нагрузка (не осевая), Н;

– для *LM*-направляющих типа *SR*:

$$P_E = XP_L + YP_T, \quad (6.25)$$

где X и Y — коэффициенты эквивалентности (при $P_L/P_T \geq 1$ коэффициенты эквивалентности равны $X = 1$ и $Y = 1,15$, и P_E становится результирующей противорадиальной нагрузкой; при $P_L/P_T < 1$ $X = 0,866$ и $Y = 1$, и P_E является результирующей нагрузкой в горизонтальном направлении).

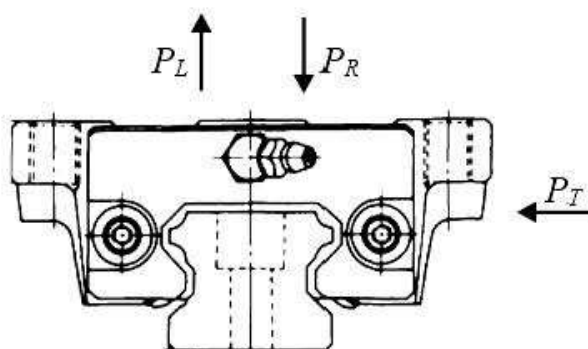


Рис. 6.16. Нагрузки на *LM*-блок

Долговечность *LM*-направляющих, выраженная в часах:

$$L_h = \frac{10^3 L}{120 l_s n_1}, \text{ ч}, \quad (6.26)$$

где l_s — длина перемещения *LM*-блока по *LM*-направляющей, м; n_1 — частота возвратно-поступательных перемещений (циклов) в минуту, мин^{-1} .

6.6.2. Расчет шарикосплайновых направляющих на долговечность

Расчет шарикосплайновых направляющих на долговечность при действии только крутящего момента проводят по формуле:

$$L = 50 \left(\frac{f_H f_T f_C}{f_W} \frac{C_T}{T_C} \right)^3, \text{ км}, \quad (6.27)$$

где L — долговечность работы направляющей, км; C_T — основной номинальный динамический момент, Нм; T_C — расчетный нагрузочный крутящий момент, Нм.

При действии радиальной нагрузки — по формуле (6.23).

При одновременном действии крутящего момента и радиальной силы определяют эквивалентную радиальную нагрузку, Н:

$$P_E = P_C + \frac{4T_C 10^3}{3d_p \cos \alpha}, \quad (6.28)$$

где d_p — диаметр окружности по центрам шариков, мм; $\alpha = 45^\circ$ — угол контакта шариков с поверхностями винта и гайки.

В этом случае долговечность определяют по формуле:

$$L = 50 \left(\frac{f_H f_T f_C}{f_W} \cdot \frac{C}{P_E} \right)^3, \text{ км.} \quad (6.29)$$

Долговечность работы шарикосплайновых направляющих в часах определяют по формуле (6.26).

6.6.3. Расчет LM- и шарикосплайновых направляющих на статическую грузоподъемность

Расчет направляющих на статическую грузоподъемность проводят по формуле:

$$\frac{C_0}{P_0} \geq f_s, \quad (6.30)$$

где C_0 — номинальная статическая грузоподъемность, Н; P_0 — статическая нагрузка, Н; f_s — статический коэффициент безопасности (при спокойной нагрузке и малом прогибе оси $f_s = 1,0-1,5$; при наличии ударного воздействия и осевой силы $f_s = 2-5$).

Контрольные вопросы

1. Какие требования предъявляются к направляющим ММ?
2. Перечислите разновидности направляющих.
3. В чем состоят преимущества и недостатки направляющих с трением скольжения по сравнению с направляющими с трением качения?

4. Какие материалы используются в парах скольжения?
5. Как устроена направляющая «ласточкин хвост»?
6. Какие марки сталей используют для изготовления направляющих с трением качения?
7. Что такое шариковые и роликовые направляющие?
8. Поясните конструкцию шариковых *LM*-направляющих.
9. Поясните конструкцию шарикосплайновых направляющих.

7. ИНФОРМАЦИОННЫЕ УСТРОЙСТВА МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ

7.1. ДАТЧИКИ ИНФОРМАЦИИ

Датчик (первичный преобразователь) — элемент измерительного, сигнального, регулирующего или управляющего устройства системы, преобразующий контролируемую величину (давление, температуру, частоту, перемещение, скорость, напряжение, электрический ток и т.п.) в сигнал, удобный для измерения, передачи, преобразования, хранения и регистрации, а также для воздействия им на управляемые процессы.

В состав датчика входят воспринимающий (чувствительный) орган и один или несколько промежуточных преобразователей. Часто датчик состоит только из одного воспринимающего органа (например, термопара, тензодатчик).

Выходные сигналы датчиков различают по роду энергии (электрические, механические, пневматические, гидравлические) и по характеру модуляции потока энергии (амплитудные, время-импульсные, частотные, фазовые, дискретные (кодовые)). Наиболее распространены датчики, действие которых основано на изменении электрического сопротивления, емкости, индуктивности или взаимной индуктивности электрической цепи (реостатный датчик, емкостной датчик, индуктивный датчик), а также на возникновении ЭДС при воздействии контролируемых механических, акустических, тепловых, электрических, магнитных, оптических или радиационных величин (тензодатчик, датчик перемещения, пьезоэлектрический датчик, датчик давления, фотоэлемент).

В соответствии с классификацией, принятой в Государственной системе приборов и средств автоматизации (ГСП), датчик относят к техническим средствам сбора и первичной обработки контрольно-измерительной информации.

Датчики являются одним из основных элементов в устройствах дистанционных измерений, телеизмерений и телесигнализации, регистрации и управления, робототехники и мехатроники, а также в различных приборах и измерительных устройствах в биологии и медицине для контроля жизнедеятельности человека, животных или растений. В связи с автоматизацией производства важнейшее значение приобрели датчики для измерения и регистрации плотности и концентрации растворов, состава и свойств веществ, динамической вязкости и текучести различных сред, влажности, прозрачности, интенсивности окраски, толщины слоя, температуры, упругости, перемещения, скорости, ускорения и других параметров, характеризующих технологические процессы. Для

этого часто используют датчики, основанные на ультразвуковых, радиоволновых, оптических, радиационных и других методах измерений. Для имитации реальных условий при испытании систем автоматического регулирования и в вычислительной технике для решения задач статистическими методами применяют датчики случайных чисел.

Датчики служат для автоматического извлечения информации. Современная измерительная техника может непосредственно оценивать более 300 различных физических, химических и других величин, но этого для автоматизации ряда новых областей человеческой деятельности бывает недостаточно. Экономически целесообразное расширение номенклатуры датчиков в ГСП достигается унификацией чувствительных элементов. Чувствительные элементы, реагирующие на давление, силу, вес, скорость, ускорение, звук, свет, тепловое и радиоактивное излучения, применяют в датчиках для контроля загрузки оборудования и его рабочих режимов, качества обработки, учета выпуска изделий, контроля за их перемещениями на конвейерах, запасами и расходом материалов, заготовок, инструмента и т.д. Выходные сигналы всех датчиков преобразуются в стандартные электрические или пневматические сигналы.

7.2. ДАТЧИКИ ПОЛОЖЕНИЯ И ПЕРЕМЕЩЕНИЯ

Датчики положения и перемещения относятся к наиболее часто используемым в мехатронике информационным устройствам. Невозможно представить область, где бы они не применялись. Датчики играют роль важного связующего звена между электронной и механической частями ММ.

Выбирая датчик, прежде всего необходимо правильно определить приоритеты по следующим критериям: чувствительность; разрешающая способность и точность; линейность; скорость измеряемого процесса; условия применения и класс защиты; надежность; габаритные размеры; стоимость.

Необходимо учитывать, что датчик может определять абсолютное или относительное положение контролируемого объекта. Существуют два основных метода определения положения и измерения перемещений. При первом методе датчик вырабатывает сигнал, являющийся функцией положения одной из его частей, связанных с подвижным объектом, а изменения этого сигнала отображают перемещение. Такие датчики положения называют абсолютными. К ним относят:

- резистивные (потенциометрические) датчики;
- индуктивные датчики с подвижным сердечником;

- емкостные датчики с подвижными обкладками;
- цифровые кодовые датчики абсолютных значений.

При втором методе датчик генерирует единичный импульс на каждом элементарном перемещении, а положение определяют подсчетом суммы импульсов в зависимости от направления перемещения. Такие датчики положения называют относительными. К ним относят фотоэлектрические (оптоэлектронные) импульсные датчики положения. Достоинством относительных датчиков, по сравнению с абсолютными, являются их простота и низкая стоимость, а недостатком — необходимость периодической калибровки и дальнейшей микропроцессорной обработки.

Датчики также делят на контактные и бесконтактные. В бесконтактных датчиках связь между подвижным объектом и датчиком осуществляют посредством магнитного, электромагнитного или электростатического полей, а также оптоэлектронным способом.

Конструкции датчиков должны позволять размещать их в ММ в местах с ограниченным для установки оборудования объемом, обладать помехоустойчивостью, т.е. возможностью эксплуатации в условиях электромагнитных полей, колебаний напряжения и частоты сети, а также устойчивостью к механическим воздействиям (ударам, вибрациям) и к изменениям параметров окружающей среды (температуры, влажности и т.д.).

К наиболее простым датчикам положения, работающим по принципу «включено — выключено», относят предельные (конечные) выключатели, микропереключатели, бесконтактные переключатели, фотореле, герконы, путевые датчики сигналов. С их помощью возможно осуществлять контроль пути, пройденного выходным звеном ММ.

По виду выходного сигнала более сложные датчики делят на аналоговые и цифровые. Развитие цифровых мехатронных систем вызвало потребность в разработке цифровых датчиков, а также устройств сопряжения аналоговых датчиков с цифровыми устройствами. Несмотря на достоинства цифровых датчиков (простое сопряжение с устройствами цифровой обработки сигналов, высокая точность, необходимость только одного маломощного источника питания постоянного тока), применение их ограничено.

Поэтому до настоящего времени электромеханические аналоговые датчики не утратили возможности своего применения в цифровых мехатронных системах. Это связано с такими достоинствами аналоговых датчиков, как высокая степень отработанности основных конструктивных элементов и узлов, высокие эксплуатационные качества (надежность в работе, малые масса и габариты),

а также с развитием техники, проявившемся в разработке миниатюрных и высокочастотных микроэлектронных аналого-цифровых (АЦП) и аналого-частотных (АЧП) преобразователей. К тому же высокочастотные аналоговые датчики электромашиного тока со вторичными преобразователями сопоставимы по цене, а в ряде случаев и дешевле цифровых датчиков.

Аналоговые датчики положения нашли широкое применение в различных областях техники. В ММ часто используются потенциометрические датчики.

Потенциометрические датчики (потенциометры) по физическому принципу действия являются электромеханическими реостатными устройствами, в которых выходное напряжение изменяется пропорционально линейному или угловому перемещению входного звена. Потенциометры могут быть проволочными и пленочными. По рабочему диапазону датчики углового перемещения делят на одно- и многооборотные. Проволочные потенциометры отличаются более высокой стабильностью характеристик, но их точность и разрешающая способность ниже, чем у пленочных из-за ступенчатой характеристики, обусловленной дискретным изменением сопротивления при перемещении щетки движка. Кроме того, в пленочных потенциометрах меньше силы трения, поэтому они имеют более длительный срок службы и допускают более высокие скорости перемещений.

К достоинствам потенциометрических датчиков относят высокую линейность, простую схему включения и относительно невысокую стоимость. Основные недостатки — наличие механического контакта и сравнительно небольшой срок службы.

Потенциометрический датчик имеет ограниченный рабочий диапазон и невысокие допустимые скорости, поэтому его, как правило, соединяют либо с тихоходным, либо с промежуточным валом ММ. При согласовании углов поворота валов потенциометра и ММ, т.е. при выборе передаточного отношения кинематического преобразователя движения, необходимо наиболее полно использовать рабочий диапазон углов поворота потенциометра, не превышая их предельных значений. Скорость вращения также должна быть меньше допустимой. Если потенциометр имеет механические упоры, ограничивающие диапазон углов поворота, то во избежание его поломки запрещают прикладывать к его валу вращающий момент больше допустимого. Для обеспечения высокой точности измерений и надежной работы датчика соединение валов потенциометра и мехатронного модуля должно быть безлюфтовым, так как люфт приводит к искажению сигнала по положению.

Внешний вид некоторых потенциометрических датчиков ПТП-1 и СП4-8 изображен на рис. 7.1, 7.2, а их технические характеристики приведены в табл. 7.1.



Рис. 7.1. Потенциометрический датчик ПТП-1



Рис. 7.2. Потенциометрический датчик СП4-8

Таблица 7.1

Технические характеристики потенциометров

Наименование характеристики	Тип датчика	
	Проволочный ПТП-11	Пленочный СП4-8
Мощность, Вт	1,0	0,5
Отклонение от линейности, %	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$
Рабочий диапазон, град	330	340
Наибольшая частота вращения, об/мин	100	600
Момент трогания $M \cdot 10^{-4}$, Н·м	24,5	—

Наименование характеристики	Тип датчика	
	Проволочный ПТП-11	Пленочный СП4-8
Срок службы, ч	3 000	10 000
Износоустойчивость, циклов	$5 \cdot 10^5$	10^7
Масса, кг	0,030	0,035

Цифровые датчики положения все более широко используются в различных областях техники, в частности в мехатронике.

Их делят на кодовые и импульсные. Кодовые датчики обеспечивают абсолютную систему отсчета, т.е. однозначно определяют положение выходного вала ММ во всем рабочем диапазоне перемещений, а импульсные датчики являются датчиками относительного отсчета.

Рассмотрим назначение, устройство, принцип действия и технические характеристики некоторых цифровых датчиков положения.

Фотоэлектрические датчики. Принцип действия фотоэлектрических датчиков основан на использовании физического эффекта периодического изменения освещенности в зависимости от перемещения (угла поворота). Эти датчики являются бесконтактными и дискретными.

В цифровых фотоэлектрических кодовых датчиках измеряемое непрерывное значение угла поворота вала преобразуется в цифровой двоичный (реже десятичный) код, т.е. кодовую комбинацию электрических сигналов. В таком виде сигналы могут непосредственно поступать в ЭВМ без дополнительных преобразований.

Наибольшее распространение получили кодовые датчики, выполненные в виде кодирующего диска с фотоэлектрической (оптической) системой считывания. Диск устанавливают на валу датчика, который представляет собой стеклянное основание с кодовой маской, состоящей из кодовых дорожек, число которых равно требуемому числу разрядов выходного сигнала. На дорожке чередуются прозрачные и непрозрачные участки, первые имитируют «1», вторые — «0» двоичного кода. Следует отметить, что для устранения неоднозначности при считывании кодовую маску наносят в соответствии с кодом Грея (циклическим кодом), но могут быть использованы и другие коды.

Кодовые датчики подобно потенциометрическим по величине рабочего диапазона делят на одно- и многооборотные. Они являются датчиками абсолютного отсчета.

Основное достоинство кодовых датчиков — их высокая разрешающая способность. К недостаткам следует отнести конструктивную сложность и громоздкость.

При проектировании ММ выбор кодового датчика целесообразен в том случае, если требуется высокая точность перемещения выходного звена, система управления имеет цифровой вход и нет существенных ограничений по массогабаритным показателям.

Внешний вид кодового датчика типа ФЭП-15 показан на рис. 7.3, а технические характеристики приведены в табл. 7.2.

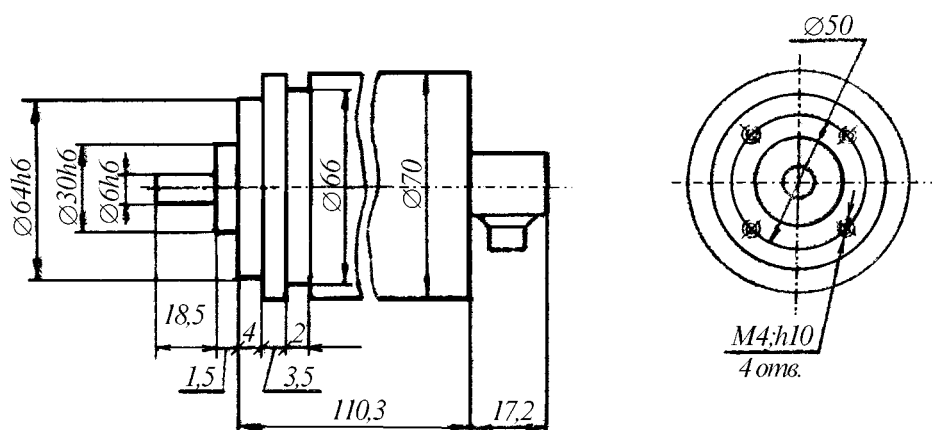


Рис. 7.3. Фотоэлектрический кодовый датчик ФЭП-15

Таблица 7.2

Технические характеристики кодового датчика типа ФЭП-15

Наименование характеристики	Значение
Вид выходного сигнала	Двоичный
Объем информации, единиц дискретности	32 768 (2 048 на 1 об)
Рабочий диапазон, град	0–5760
Погрешность преобразования угла за один оборот	10'33"
Наибольшая частота вращения, об/мин	900
Масса, кг	0,8

В цифровых фотоэлектрических импульсных (*фотоимпульсных*) датчиках измеряемая непрерывная величина угла поворота вала преобразуется в определенное число электрических импульсов, которые в специальных схемах счета импульсов преобразуются в цифровой код.

Импульсный датчик имеет два канала и вырабатывает сигналы прямоугольной формы, сдвинутые по фазе на 90°, что позволяет определить направление движения звена. Он не имеет ограничений по диапазону углов поворота

и измеряет только приращения перемещений (относительное измерение). Для устранения ошибок, вызванных помехами, и выполнения абсолютного отсчета вводится синхронизирующий импульс (ноль-импульс), который подается в третий канал при каждом проходе через отсчетное положение датчика. Для определения начала отсчета необходимо применение специальных схемных решений и дополнительных калибровочных датчиков, например потенциометров, точных механических упоров с концевыми выключателями, рисок и т.п. Основным показателем импульсных датчиков является разрешающая способность. Импульсные датчики по сравнению с кодовыми имеют более простую конструкцию, но требуют специальных схем счета импульсов и калибровки.

При выборе импульсного датчика необходимо учитывать предельную скорость вращения вала и требуемую точность позиционирования выходного звена ММ.

Соединение валов импульсного датчика и ММ производят с помощью специальных соединительных муфт или безлюфтового кинематического преобразователя движения.

К фотоимпульсным датчикам перемещений относят преобразователи линейных и угловых перемещений ЛИР (рис. 7.4), выпускаемые Санкт-Петербургским специальным конструкторским бюро станочных информационно-измерительных систем (СКБ ИС). Они предназначены для различных моделей металлорежущих станков и обрабатывающих центров, поворотных систем, приборов, робототехнических комплексов, технологических установок, мехатронных систем и т.п.

Круговые фотоэлектрические преобразователи перемещений



Рис. 7.4. Датчик ЛИР-158А

Принцип действия преобразователей перемещений ЛИР основан на фотоэлектронном сканировании штриховых растров. В качестве осветителей используют инфракрасные светодиоды, а приемниками излучения служат кремниевые фотодиоды.

Максимальный диапазон преобразования линейных перемещений — 3 220 мм, угловых — неограничен.

Для приема и обработки электрических сигналов, поступающих от оптоэлектронных преобразователей линейных и угловых перемещений, и осуществления визуализации на цифровом табло полученной информации применяют устройства цифровой индикации (УЦИ).

УЦИ могут быть использованы в качестве специализированных комплектующих изделий в составе информационно-измерительных систем различных машин и приборов при измерении и контроле механических перемещений.

Применение цифрового отсчета вместо визуального съема показаний со шкал лимбов предотвращает субъективные ошибки считывания, значительно уменьшает утомляемость, позволяет производить контроль без остановки технологического процесса и без периодического измерения размеров обрабатываемых деталей с помощью универсальных измерительных средств.

В основе схемотехники УЦИ, выпускаемых СКБ ИС, использован широко распространенный микроконтроллер с ядром 8051, позволяющий создавать как универсальное, так и специализированное программное обеспечение. Светодиодные индикаторы фирмы *Hewlett Packard* обеспечивают хорошую яркость и разборчивость вывода информации.

Возможность встраивания в УЦИ последовательного канала RS-232 и различных элементов ввода/вывода позволяют взаимодействовать УЦИ с другими устройствами.

УЦИ выпускают нескольких типов, рассчитанных на работу с одним, двумя или тремя преобразователями, способных одновременно контролировать перемещение по одной, двум или трем осям соответственно.

СКБ ИС выпускает простейшие по своим функциональным возможностям УЦИ серий ЛИР-510М (рис. 7.5), ЛИР-520, ЛИР-530. Базовый набор функций этой серии УЦИ включает:

- обнуление текущего значения в любом месте контролируемого перемещения;
- осуществление контроля текущего положения рабочего органа относительно положения референтной метки преобразователя;
- работу в приращениях.



Рис. 7.5. Устройство цифровой индикации ЛИР-510М

Включая в себя весь вышеперечисленный набор функций, эти устройства обладают способностью вырабатывать в соответствии с заданием управляющие сигналы, выполняя тем самым не только индикационные функции, но и функции управления.

Для приема внешних сигналов от различного рода путевых выключателей или дополнительных органов управления в УЦИ предусмотрена установка шестнадцати приемников внешнего сигнала.

Использование подобных систем связано с требованиями некоторых технологических процессов сразу после подачи питающего напряжения определить точное положение рабочих органов в пространстве без каких-либо перемещений.

Все УЦИ выпускают с фиксированной разрешающей способностью (дискретностью). Это означает, что разрешающая способность подключаемого преобразователя должна соответствовать разрешающей способности для входного сигнала УЦИ и не изменяться в процессе эксплуатации.

Вращающиеся трансформаторы (ВТ) представляют собой электрические индукционные машины переменного тока, выходное напряжение которых зависит от угла поворота ротора. Характер этой зависимости определяется конструкцией и схемой включения обмоток ВТ.

Вращающиеся трансформаторы (рис. 7.6, а) имеют по две одинаковые взаимно перпендикулярные первичные обмотки (возбуждения и квадратурную) и вторичные (синусную и косинусную). Существуют синусно-косинусные вра-

щающиеся трансформаторы (СКВТ) с компенсационными обмотками обратной связи, которые предназначены для компенсации основных и дополнительных погрешностей (рис. 7.6, б).

Основные погрешности возникают в нормальных условиях и обусловлены принципом работы ВТ, конструктивными и технологическими причинами. Дополнительные погрешности возникают при изменении температуры окружающей среды, амплитуды и частоты питающего напряжения.

В зависимости от расположения обмоток возбуждения ВТ могут быть с питанием со стороны статора или ротора и с напряжением возбуждения постоянной или переменной амплитуды.

По характеру токосъема ВТ могут быть контактными и бесконтактными. Главным техническим показателем ВТ является точность выполнения им функциональных преобразований.



Рис. 7.6. Приборы для измерения угла поворота:
а — вращающийся трансформатор ВТ-5;
б — синусно-косинусный вращающийся трансформатор СКВТ-5

В ММ применяют двухполюсные и многополюсные вращающиеся трансформаторы, работающие в режимах: синусно-косинусном, линейном, фазовращателя, дистанционной передачи угла.

На основе синусно-косинусных ВТ в качестве датчиков углового положения используют устройства, называемые фазовращателями, которые обеспечивают линейное изменение фазы выходного напряжения как функции угла поворота ротора.

Применяются также многополюсные вращающиеся трансформаторы, которые имеют большое число пар P полюсов. В зависимости от конструктивных особенностей их подразделяют на редуктосины и индуктосины.

При работе редуктосина фаза его выходного сигнала зависит от угла поворота ротора. За один период изменения напряжения питания магнитное поле повернется на угол $2\pi/P$ (а не на 2π , как у ВТ). Следовательно, при повороте ротора на угол $2\pi/P$ фаза выходного сигнала повернется на угол 2π . Использование редуктосинов с большим числом пар P полюсов позволяет во многих случаях применять их без повышающего механического преобразователя.

Редуктосин имеет встраиваемую конструкцию, обычно его напрямую соединяют с валом двигателя.

Угловая погрешность некоторых редуктосинов не превышает $1'$.

Индуктосины — многополюсные ВТ с печатными обмотками, выполненными на неферромагнитном сердечнике. Для контроля высокоточных угловых и линейных перемещений в ММ применяют круговые и линейные индуктосины.

Круговые индуктосины представляют собой электрическую микромашину плоской конструкции с двумя изолированными дисками, на которых расположены печатные обмотки. Один из дисков соединен с валом исполнительного механизма (ротор), а второй неподвижен (статор). Обмотки выполняют однослойными и многослойными. Чаще всего применяют индуктосины с многополюсной однофазной обмоткой на статоре и двухфазной секционной обмоткой на роторе.

В режиме фазовращателя питание обмоток индуктосина осуществляют переменным напряжением с частотой 10–100 кГц, сдвинутым по фазе на 90° .

Погрешность преобразования кругового индуктосина не превышает $5''$.

Линейный индуктосин по принципу действия аналогичен круговому. Он состоит из длинной линейки, установленной на неподвижной части ММ и имеющей однофазную многополюсную обмотку, и короткой головки считывания (сканирующей головки), устанавливаемой на подвижном элементе модуля. Обмотка короткой линейки — двухфазная, со сдвигом фазы на 90° . Один полюс обмотки составляет обычно 2 мм, длина головки 100 мм, а длина линейки 250 мм. Для перемещений более 250 мм линейки стыкуют по торцам, образуя наборную шкалу.

Погрешность линейного индуктосина составляет 0,001–0,002 мм.

Индуктосины изготовляют в открытом исполнении и встраивают прямым монтажом в конструкцию ММ.

7.3. ДАТЧИКИ СКОРОСТИ

Датчики скорости предназначены для получения в ММ сигнала обратной связи по скорости, которая является корректирующей обратной связью, обеспечивающей устойчивость работы ММ. Поэтому к датчикам скорости не предъявляют таких жестких требований по линейности и точности, как к датчикам положения. Они должны иметь хорошую чувствительность, особенно при малых скоростях.

Для получения сигнала по скорости в мехатронном модуле могут быть использованы импульсные датчики, рассмотренные выше. В этом случае ММ должен дополнительно содержать преобразователь частоты импульсов в скоростной сигнал. Точность получения скоростного сигнала таким способом зависит от числа импульсов на оборот вала. Таким образом, использование в силовом модуле импульсного датчика позволяет выделить два сигнала: по положению и по скорости, что упрощает конструкцию ММ.

Для получения сигнала только по скорости используют специальные датчики скорости — тахогенераторы и фотоимпульсные датчики скорости.

Тахогенераторы представляют собой электрические микромашины, выходное напряжение которых пропорционально угловой скорости вращения ротора. В зависимости от принципа действия тахогенераторы делят на три группы: тахогенераторы постоянного тока, асинхронные и синхронные. Тип тахогенератора выбирают в зависимости от требований точности, линейности скоростной характеристики, диапазона изменения частоты вращения двигателя, условий эксплуатации, надежности, габаритных размеров, массы.

В ММ с коллекторными двигателями постоянного тока, как правило, применяют коллекторные тахогенераторы постоянного тока. В модулях с бесконтактными асинхронными и синхронными двигателями, применяемыми во взрыво- и пожароопасных средах, используют бесконтактные асинхронные и синхронные тахогенераторы.

В качестве тахогенераторов постоянного тока (ТПП) применяют двухполюсные микромашины постоянного тока с электромагнитным и магнитоэлектрическим (от постоянных магнитов) возбуждением.

Коллекторный генератор постоянного тока ТПП-1А с зубцовым ротором изображен на рис. 7.7, встраиваемый тахогенератор ТП-80-20-02 — на рис. 7.8.

Асинхронные тахогенераторы представляют собой двухфазную электрическую микромашину с полым немагнитным ротором. На статоре расположены две обмотки: возбуждения и генераторная.



Рис. 7.7. Тахогенератор 80-20-02

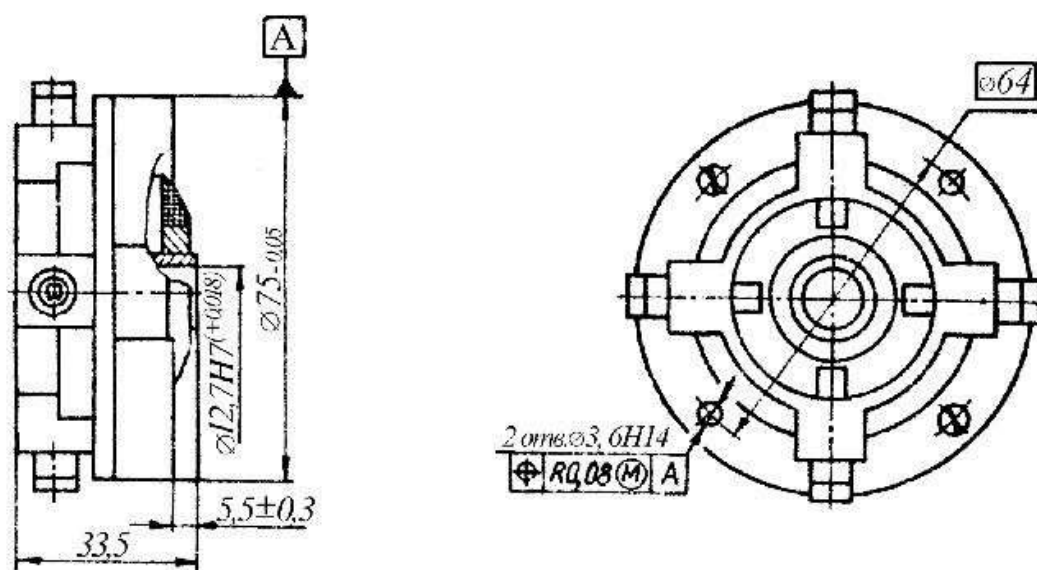


Рис. 7.8. Тахогенератор ТГП-1 (ТГП-1А)

Асинхронный однофазный тахогенератор ТГ-5/10 с полым немагнитным ротором и термокомпенсатором температурной погрешности выходного напряжения представлен на рис. 7.9.

Электрический сигнал тахогенератора находится в прямой зависимости от частоты вращения вала. Поэтому его устанавливают на быстроходном валу ММ: либо непосредственно на валу двигателя, либо соединяют с ним при помощи кинематического преобразователя движения. При согласовании частот вращения валов тахогенератора и двигателя необходимо наиболее полно использовать рабочий диапазон частот вращения тахогенератора, не превышая при этом его наибольшей частоты вращения. Соединение валов двигателя и тахогенератора должно быть безлюфтовым, так как люфт приводит к искажению скоростного сигнала.



Рис. 7.9. Тахогенератор ТГ-5/10

Как правило, все тахогенераторы представляют собой электрические микромашины, выполненные в виде законченных конструктивных узлов, но также могут иметь встраиваемое исполнение. Встраиваемый тахогенератор устанавливают непосредственно на валу, а его корпус скрепляют с корпусом двигателя. Кроме того, двигатели некоторых серий имеют в своем составе встроенный тахогенератор, например двигатели серий ДПМ, ДП, ДПУ, ПЯ.

Фотоимпульсный датчик скорости представляет собой устройство, состоящее из источника излучения (светодиода), фотоприемника (фотодиода) и подвижного элемента — диска или линейки — с равномерно распределенными на них отверстиями или прорезями. Диск или линейку крепят на неподвижном элементе ММ.

В фотоимпульсном датчике угловой скорости (рис. 7.10) световой поток от источника излучения 1, проходя через отверстия или прорези в диске 2, попадает на чувствительную поверхность фотоприемника 3, генерируя в нем электрические импульсы с частотой:

$$f = \frac{a}{t}, \text{ Гц}, \quad (7.1)$$

где a — число импульсов; t — время перемещения подвижного элемента — диска (при линейном перемещении — линейки), с.

Угловую скорость диска, а соответственно и вала на котором он закреплен, определяют в виде:

$$\omega = \alpha f = \frac{2\pi f}{N}, \text{ рад/с}, \quad (7.2)$$

где α — значение одного импульса, рад; N — число отверстий или прорезей вдоль окружности диска, расположенных по окружности радиусом r .

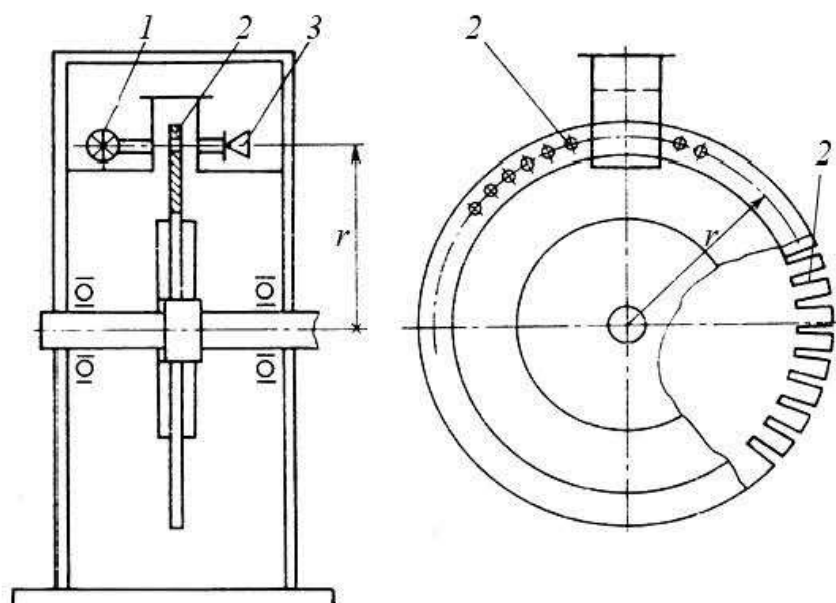


Рис. 7.10. Фотоимпульсный датчик угловой скорости

В фотоимпульсном датчике линейной скорости, содержащем линейку с равномерно распределенными на ней отверстиями или прорезями, частоту генерируемых в фотоприемнике электрических импульсов определяют по приведенной выше формуле.

Линейную скорость линейки и поступательно перемещающегося элемента ММ, с которым она скреплена, определяют в виде:

$$v = Bf = \frac{Lf}{N}, \quad (7.3)$$

где B — значение одного импульса, м; L — длина линейки, м.

Рассмотренные фотоимпульсные датчики скорости можно использовать и для определения перемещений подвижного звена.

При вращательном (формула 7.4) и поступательном (формула 7.5) движении звена перемещение можно определить так:

$$\varphi = \frac{2\pi a}{N}, \text{ рад}; \quad (7.4)$$

$$S = \frac{La}{N}, \text{ м}. \quad (7.5)$$

7.4. РЕЛЕ ДАВЛЕНИЯ И МАНОМЕТРЫ

Реле давления автоматически контролирует величину давления жидкости в гидросистеме гидроприводного ММ, подавая электрический сигнал при повышении или понижении давления по сравнению с величиной, на которую настроено реле.

Типичным случаем применения реле давления является подключение его к напорной линии перед гидродвигателем модуля. Реле регулируют на давление, на 0,3–0,5 МПа меньше максимально допустимого. При наличии перегрузки гидродвигателя реле включает сигнальную лампу на пульте управления. Возможна подача электрического сигнала от реле в цепь управления гидрораспределителя, что позволит оперативно реагировать на перегрузку остановкой или реверсированием гидродвигателя.

Основные элементы реле: золотник (как, например, в реле ПГ62-11) или мембрана (в реле Г62-21М), на которые непосредственно воздействует рабочая жидкость; пружина, затяжкой или ослаблением которой задают контролируемое давление; микропереключатель, под воздействием золотника или мембраны подающий электрический сигнал.

Основные параметры реле давления ПГ62-11 и Г62-21М приведены в табл. 7.3.

Таблица 7.3

Основные параметры реле давления ПГ62-11 и Г62-21М

Параметр	ПГ62-11	БПГ-62-11	ВПГ-62-11	ГПГ-62-11	Г62-21М
Контролируемое давление, МПа	0,6–5	0,8–10	1–20	5–32	0,5–6,4
Нечувствительность, МПа	0,5	1,0	1,5		0,3

Параметр	ПГ62-11	БПГ-62-11	ВПГ-62-11	ГПГ-62-11	Г62-21М
Утечка, дм ³ , не более	0,01	0,02	0,05		—
Масса, кг	3,0				1,5

В качестве чувствительного элемента в большинстве типов манометров (датчиков давления жидкости в гидроприводных ММ) используется тонкостенная изогнутая трубка (так называемая трубка Бурдона). Под действием давления подаваемой в нее жидкости трубка распрямляется, передвигая связанное с ней входное звено преобразователя перемещения в пропорциональный электрический сигнал, проградуированный в единицах давления.

Манометры имеют следующие классы точности: 0,4; 0,6; 1; 1,5; 2,5; 4. Под классом точности понимают отношение наибольшей допустимой ошибки измерения к верхнему пределу измерения манометра, выраженное в процентах. Например, для манометра класса точности 2,5 с верхним пределом измерений 40 МПа наибольшая допустимая ошибка при измерении по верхнему пределу равна 1 МПа.

В табл. 7.4 приведены параметры стандартных манометров на давления от 2,5 МПа до 100 МПа.

Таблица 7.4

Манометры на давления 2,5–100 МПа

Диаметр корпуса, мм	Класс точности	Верхний предел измерений, МПа								
		2,5	4	6	10	16	25	40	60	100
60	1,5; 2,5; 4	+							–	
100	1; 1,5; 2,5	+								–
160	0,6; 1; 1,5	+								
250	0,4	+								–

7.5. ДИНАМОМЕТРЫ

Динамометры используются в ММ в качестве датчиков нагрузки. В настоящее время выпускается широкая гамма приборов на различные виды нагружения (на сжатие, на растяжение, универсальные), с различными способами присоединения к звену ММ и индикации нагрузки.

Чувствительным элементом динамометра является тензорезистор, регистрирующий деформацию воспринимающей измеряемую нагрузку специальной детали.

В зависимости от назначения, места расположения ММ и структуры мехатронной системы может быть подобран датчик с беспроводной передачей информации, такой как, например, показанный на рис. 7.11 динамометр *Dynafor LLZ2 TRANSTEL* с радиоканалом и RS-232 интерфейсом (Компания «Грузовая Оснастка», г. Москва).



Рис. 7.11. Динамометр *Dynafor LLZ2 TRANSTEL*

Ряд электронных динамометров сжатия ДОС-3-И включает в себя приборы с наибольшими пределами измеряемой нагрузки от 0,1 кН до 2 000 кН, причем дискретность отсчетного устройства для динамометра ДОС-3-01И(1) на 0,1 кН равна 0,02 Н, а для динамометра ДОС-3-2000И(6) на 2 000 кН — 500 Н («Вессервис», г. Санкт-Петербург).

Такова же ширина ряда динамометров сжатия АЦДС-И («Мегатонн», г. С-Петербург). Точность измерений весьма высокая. Так, цена деления динамометра АЦДС-01И-1 на 0,1 кН составляет 0,005 Н. В табл. 7.5 указаны технические характеристики динамометра АЦДС-2000/3И-1.

Таблица 7.5

Технические характеристики динамометра АЦДС-2000/3И-1

Параметр	Значение
Верхний предел измерения, кН	2 000
Цена деления, Н	100
Время отсчета, с	0,5
Относительная суммарная погрешность (для прибора первого класса), %	0,24
Безопасная перегрузка, %	150

Параметр	Значение
Максимально допустимая перегрузка, %	200
Размеры, мм:	
длина	300
ширина	120

Контрольные вопросы

1. Какое устройство называется датчиком?
2. Какие задачи решают датчики в ММ?
3. Что такое линейные датчики перемещений? Что такое угловые датчики перемещений?
4. В чем заключается принцип работы тахогенератора?
5. Поясните принцип работы фотоимпульсного датчика угловой скорости.
6. Какие устройства используются для измерения давления в гидросистемах?
7. Что является чувствительным элементом в динамометрах ДОС-3-И?

8. МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ

8.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

В основу методики проектирования ММ положен *принцип синергетической интеграции*. Задача конструктора при синергетической интеграции состоит в том, чтобы не просто связать отдельные части в систему с помощью типовых соединений и преобразователей, но сделать конструктивные связи в мехатронном модуле взаимопроникающими и неразрывными. Большинство успешных решений в мехатронике базируется скорее на инженерном опыте и интуиции, чем на научной методологии. Добиться качественно новых характеристик позволяет современная концепция «*встроенного проектирования*», которая предполагает конструктивную интеграцию элементов модуля в едином корпусе.

Принятый подход к проектированию ММ предполагает совместный анализ функциональной, структурной и конструктивной моделей устройства. Целью проектирования ММ является преобразование исходных требований в конструкторскую реализацию и соответствующую документацию, по которой может быть изготовлен модуль, удовлетворяющий сформулированным показателям качества. Ниже рассматриваются в основном технические показатели, но при выборе структуры и конструкции ММ следует также учитывать экономические и эксплуатационные оценки качества.

Алгоритм проектирования ММ представлен на рис. 8.1.

Данный алгоритм предусматривает три основных этапа проектирования — последовательно выполняемые *функциональный, структурный и конструктивный анализ и синтез* ММ. Применяя процедуры функционально-структурного и структурно-конструктивного анализа, разработчик оценивает принимаемые решения, стремясь добиться высокого уровня синергетической интеграции элементов. Для использования методов автоматизированного проектирования формируют взаимосвязанные функциональную (*F-модель*), структурную (*S-модель*) и конструктивную (*C-модель*) модели ММ.

Конструирование ММ включает три основных этапа:

- выбор вариантов структурных решений модуля по его заданной функции и их функционально-структурный анализ (входной информацией для этого этапа проектирования является *F-модель*, а на выходе формируется *S-модель* ММ);
- структурно-конструктивный анализ конструкторских решений и построение *C-модели* ММ;
- конструкторская реализация выбранного варианта модуля с разработкой конструкторской документации.

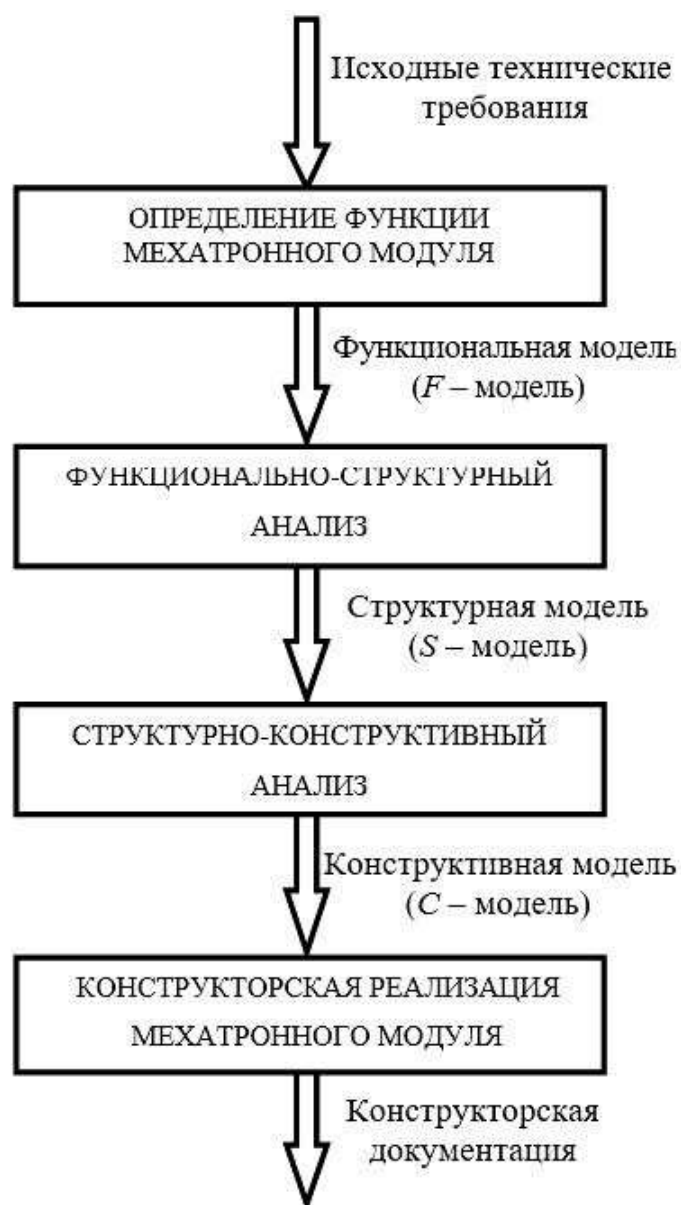


Рис. 8.1. Алгоритм проектирования мехатронного модуля

Таким образом, задача проектирования ММ заключается в нахождении наилучшего соответствия между заданной функцией и конструктивным исполнением.

Ключевой методологической идеей данного подхода является приоритет функции модуля над ее структурной организацией и конструктивным решением. В ММ заданные функциональные преобразования могут быть реализованы несколькими наборами структурных блоков, а эти блоки, в свою очередь, могут иметь различное конструкторское исполнение. Таким образом, при проектировании модуля его структура и конструктивное решение являются подчиненными по отношению к заданной функции.

8.2. ФУНКЦИЯ И СТРУКТУРА МЕХАТРОННОГО МОДУЛЯ

Известны два основных подхода к построению моделей сложных технических систем. Первый заключается в *функциональном* определении рассматриваемой системы через ее поведение по отношению к внешним объектам и внешней среде. Второй подход основан на *структурном* описании состава системы и связей между ее элементами. Исследование и оптимизация взаимосвязи между функцией и структурой системы лежит в основе функционально-структурного подхода, который соответствует первым двум этапам проектирования ММ (рис. 8.1).

На первом этапе проводят функциональный анализ ММ, результатом которого является построение функциональной модели.

Основная функциональная задача ММ заключается в преобразовании информации о программе движения в целенаправленное управляемое движение выходного звена.

Программа движения может быть задана управляющим компьютером как набор команд высокого уровня или, в случае дистанционного управления, человеком-оператором с помощью человеко-машинного интерфейса. Управляемое движение осуществляется механической подсистемой ММ, и его конечное звено взаимодействует с объектами внешней среды. Внешние воздействия должны эффективно отражаться ММ в процессе движения. Информационная обратная связь необходима для оценки текущего состояния ММ как объекта управления и внешней среды в режиме реального времени.

Обозначенная основная функция не является единственной. Некоторые дополнительные функции — реконфигурация системы, обмен сигналами и информацией с другим технологическим оборудованием, самодиагностика — также должны быть реализованы для эффективной и надежной работы ММ. Но именно выполнение функционального движения является основной мехатронной функцией, так как механическая составляющая взаимодействует с объектами работ и таким образом определяет поведение модуля во внешней среде.

В общем случае функциональная модель мехатронного модуля может быть определена как *информационно-механический преобразователь*.

Для физической реализации мехатронного информационно-механического преобразования необходим внешний энергетический источник. Пусть ММ имеет электрический привод. Тогда, очевидно, требуется источник электроэнергии. Ввод соответствующих электроэнергетических преобразований дает *F*-модель ММ (рис. 8.2).



Рис. 8.2. Функциональная модель мехатронного модуля

Полученная F -модель в общем случае содержит семь базовых функциональных преобразователей, связанных энергетическими и информационными потоками.

Следует отметить, что электрическая энергия является только промежуточной энергетической формой между входной информацией и выходным механическим движением. Следовательно, электрическая подсистема отнюдь не является единственно возможной для выполнения мехатронной функции. Другие виды энергетических процессов (в частности, гидроэнергетические) также могут быть использованы для промежуточных преобразований и должны рассматриваться как альтернативные варианты на этапе концептуального проектирования. Выбор разработчиком ММ физической природы промежуточного преобразователя определяется возможностями технической реализации, исходными требованиями и особенностями его применения. В современной инженерной практике гидравлические, пневматические, химические и другие виды энергетических преобразователей применяются достаточно широко.

Итак, в любом ММ необходимо реализовать семь функциональных преобразований (рис. 8.2). Три из них называются *моноэнергетическими* (информационный, электрический и механический преобразователи), где входные и выходные переменные имеют одну и ту же физическую природу. Остальные четыре являются *дуальными* (двойственными), так как в них входные и выходные переменные принадлежат различным физическим видам. К этой группе относят информационно-электрический и электромеханический преобразователи, расположенные в *прямой цепи* функциональной модели, и параллельные электро-информационный и механико-информационный преобразователи в *цепи обратной связи*.

Структурная модель ММ должна отражать состав его элементов и связи между ними. В теории автоматического управления и электромеханике принято структурные модели графически представлять в виде блок-схем. Звенья обычно обозначают в виде прямоугольника с указанием входной и выходной переменных, а уравнения или характеристики записывают внутри него.

В качестве исходной структуры ММ рассмотрим традиционный электропривод с компьютерным управлением (*S*-модель, см. рис. 8.3). Для дальнейшего анализа в представленной структурной схеме выделим управляющую и электромеханическую подсистемы. При конструировании ММ особый интерес представляет исполнительная часть, входящая в состав электромеханической подсистемы.

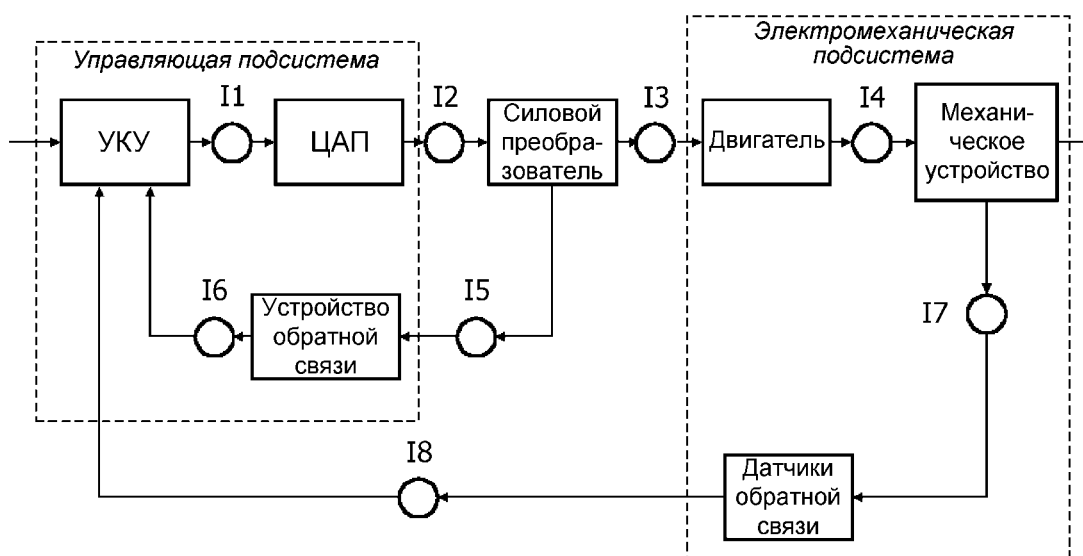


Рис. 8.3. Структурная модель электропривода с компьютерным управлением

S-модель электропривода (рис. 8.3) включает в себя следующие основные элементы:

- механическое устройство, которое реализует заданное управляемое движение и взаимодействует с внешними объектами (в модулях в качестве таких устройств применяют редукторы, вариаторы либо непосредственно используют рабочий орган, например, в ММ типа «*мотор-шпиндель*»);
- управляемый электродвигатель (переменного или постоянного тока), который является электромеханическим элементом привода;
- силовой преобразователь, обычно состоящий из усилителя мощности, широтно-импульсного модулятора (ШИМ) и трехфазного инвертора (для асинхронных двигателей);

- цифро-аналоговый преобразователь (ЦАП), реализующий функцию информационно-электрического преобразования;
- устройство обратной связи, которое используют для контроля текущих напряжений и токов в силовом преобразователе, а также управляющих функций (например, для организации контура регулирования момента, развиваемого приводом);
- датчики обратной связи по положению и скорости движения выходного звена механического устройства, выполняющие функции механико-информационного преобразования;
- компьютерное устройство управления движением, функциональной задачей которого является информационное преобразование (обработка цифровых сигналов, цифровое регулирование, расчет управляющих воздействий, обмен данными с периферийными устройствами);
- интерфейсные устройства, обозначенные на блок-схеме как I1-I8.

В зависимости от физической природы входных и выходных переменных интерфейсные блоки могут быть как механическими преобразователями движения, так и содержать электронные аппаратно-программные компоненты. Примерами механических интерфейсов являются передачи и трансмиссии, связывающие выходное механическое устройство с двигателем (интерфейс I4) и датчиками обратной связи (интерфейсы I7, I8).

Интерфейсные электронные устройства расположены на входах и выходах устройства компьютерного управления (УКУ) и предназначены для его сопряжения со следующими структурными элементами:

- цифро-аналоговым преобразователем (встроенный интерфейс I1) и далее с силовым преобразователем модуля (интерфейс I2);
- датчиками обратной связи (интерфейс I7); в случае применения сенсоров с аналоговым выходным сигналом соответствующие интерфейсы строятся на основе аналого-цифровых преобразователей (АЦП);
- устройствами обратной связи для контроля уровня электрических токов и напряжений в силовом преобразователе (для традиционного привода интерфейс I6 также использует стандартный АЦП).

8.3. СИНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ИНТЕГРАЦИЯ В МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЯХ

Сравнивая функциональную модель ММ (рис. 8.2) и структурную модель традиционного электропривода (рис. 8.3), можно сделать вывод о том, что суммарное количество основных и интерфейсных блоков в структуре электропри-

вода значительно превышает число необходимых функциональных преобразователей. Другими словами, можно говорить о *структурной избыточности* традиционного электропривода. Наличие избыточных блоков приводит к снижению надежности и точности технической системы, ухудшению ее массогабаритных и стоимостных показателей. Поэтому целесообразно стремиться к сокращению количества сепаратных структурных элементов (как основных, так и интерфейсных блоков) в системе. В идеальном для пользователя варианте модуль по рис. 8.2, приняв на информационный вход программу движения, должен выполнить целенаправленное управляемое движение с заданными показателями качества. При этом все проблемы интеграции в модуле механических, электронных и управляющих устройств должны быть решены разработчиком для всех стадий жизненного цикла, начиная со стадии проектирования системы и заканчивая ее эксплуатацией у конечного потребителя.

Синергетическая интеграция элементов при проектировании ММ основана на трех базовых принципах:

- реализация заданных функциональных преобразований минимально возможным числом структурных и конструктивных блоков путем объединения двух и более элементов в единые многофункциональные модули;
- выбор интерфейсов в качестве локальных точек интеграции и исключение избыточных структурных блоков и интерфейсов как сепаратных элементов;
- перераспределение функциональной нагрузки в ММ от аппаратных блоков к интеллектуальным (электронным и компьютерным) компонентам.

Практическая реализация принципов синергетической интеграции при проектировании позволяет обеспечить основные преимущества ММ по сравнению с традиционными машинами и добиться качественно новых показателей, в первую очередь по компактности конструкции, скорости и точности движений. Снятие с аппаратной («железной») части системы функциональной нагрузки и ее перенос на управляющую и электронную подсистемы придает ММ свойство гибкости, делает его способным к легкому приспособлению для решения новых технологических задач. Следует заметить, что интеграция предполагает не только аппаратное объединение элементов, но и организацию интегрированных информационных процессов в ИММ.

Синергетическую интеграцию в мехатронике осуществляют при проектировании двумя основными способами — функционально-структурной интеграцией и структурно-конструктивной интеграцией, которые объединяют в общий алгоритм проектирования ММ.

Задачей этапа *функционально-структурной интеграции* (ФС-интеграции) является поиск мехатронных структур, реализующих заданные функциональные преобразования с помощью минимального количества структурных блоков. ФС-интеграция направлена на выбор проектных решений, которые обеспечивают исключение некоторых основных блоков, а значит, и смежных с ними интерфейсов из структуры системы.

Примеры мехатронных проектных решений, основанные на способе ФС-интеграции элементов, приведены в табл. 8.1. Представленные решения основаны на совместном анализе *F*-модели ММ (рис. 8.2) и *S*-модели традиционного электропривода (рис. 8.3).

Таблица 8.1

ФС-интеграция элементов в мехатронном модуле

Мехатронное решение	Функциональное преобразование	Исключаемые сепаратные элементы	
		Основные блоки	Интерфейсы
Фотоимпульсный датчик обратной связи	Механико-информационное	Один датчик обратной связи	17, 18
Вентильный высокомоментный двигатель	Электромеханическое и механико-информационное	Механическое устройство, сепаратные датчики обратной связи	14, 17, 18
Интеллектуальный силовой преобразователь	Информационно-электрическое	Избыточное устройство обратной связи	15, 16
Управляющие контроллеры на базе блоков FPGA	Электро-информационное	ЦАП	11, 12

Первые два мехатронных решения относятся к электромеханической подсистеме модуля, следующие варианты интеграции можно реализовать в его управляющей подсистеме. При конструировании ММ наибольшее внимание уделяют решениям, направленным на упрощение механической части модулей и связанных с ней блоков и интерфейсов, которые реализуют электромеханическое и механико-информационное функциональные преобразования.

Первый вариант (табл. 8.1) предусматривает использование в обратной связи вместо двух отдельных датчиков положения и скорости только одного элемента — фотоимпульсного датчика (см. гл. 7), который позволяет получать

информацию и об угле поворота вала, и о его угловой скорости. Датчик выдает выходной сигнал в кодовой форме, что позволяет вводить информацию в УКУ без дополнительного АЦП, который был необходим для традиционных датчиков с аналоговым выходным сигналом (тахогенераторов, потенциометров и т.п.).

Интеллектуализацию фотоимпульсного датчика обеспечивают встроенными микропроцессорами, которые выполняют следующие основные функции: кодирование информации датчика, обнаружение ошибок измерения, масштабирование сигнала и передача текущего кода в контроллер движения по стандартному протоколу. Современная тенденция в создании фотоимпульсных датчиков заключается в объединении в едином сенсорном модуле конструктивных элементов (валов, подшипников), кодировочных дисков, фотоэлементов и микропроцессора.

Таким образом, использование фотоимпульсного датчика позволяет исключить из структуры традиционного привода один датчик обратной связи с его интерфейсом (I7), а также АЦП на входе УКУ (интерфейс I8).

Применение высокомоментного двигателя (второе решение в табл. 8.1) позволяет заменить исполнительную пару «двигатель + преобразователь движения» на один приводной элемент — двигатель. Этот способ ФС-интеграции означает исключение механического устройства и избыточного интерфейса I4 из структуры привода.

Ниже перечислены основные преимущества ММ с высокомоментными двигателями:

- снижение материалоемкости, компактность и модульность конструкции;
- повышение точностных характеристик привода благодаря отсутствию зазоров, кинематических погрешностей, упругих деформаций звеньев и т.д.;
- исключение трения в механической трансмиссии, что позволяет избежать нелинейных динамических эффектов, особенно на ползучих скоростях.

Для определения положения полюсов на роторе в конструкцию вентильного высокомоментного двигателя встраивают датчик положения. В исполнительных приводах информацию с этого датчика могут использовать и как сигнал обратной связи. Следовательно, применение вентильных двигателей со встроенными фотоимпульсными датчиками позволяет упростить не только механическую часть модуля, но и цепь обратной связи, так как разработчику не требуется вводить в конструкцию модуля сепаратные датчики положения и скорости.

Два примера применения способа ФС-интеграции к элементам управляющей подсистемы модуля приведены в табл. 8.1.

В состав ММ могут входить интеллектуальные силовые преобразователи (ИСП). Их строят на базе полупроводниковых приборов нового поколения. Типичными представителями этих приборов являются силовые полевые транзисторы (*MOSFET*), биполярные транзисторы с изолированным затвором (*IGBT*), запираемые тиристоры с полевым управлением (*MCT*). Новое поколение приборов отличается высоким быстродействием (для транзисторов *MOSFET* — 100 кГц), высокими значениями коммутируемых токов и напряжений (для *IGBT* предельная сила коммутируемого тока — до 1 200 А, предельное коммутируемое напряжение — до 3 500 В). Особенность ИСП состоит в том, что они содержат встроенные блоки микроэлектроники, предназначенные для выполнения интеллектуальных функций — управление движением, защита в аварийных режимах и диагностика неисправностей. Использование ИСП в составе ММ позволяет существенно снизить массогабаритные показатели силовых преобразователей, повысить их надежность при эксплуатации, улучшить технико-экономические показатели.

Использование контроллеров движения с блоками *FPGA* позволяет исключить ЦАП при компьютерном управлении двигателем. На выходе блоков *FPGA* сразу формируется широтно-модулированный сигнал, который имеет цифровое представление. При этом они обладают уникальным сочетанием очень высокой производительности (скорость вычислений соизмерима с аппаратными компонентами) с возможностью программирования как обычных микропроцессорных устройств.

Обобщая рассмотренные примеры, следует обратить внимание на то, что точками для ФС-интеграции являются структурные блоки, реализующие функциональные преобразования только дуального типа (см. третий столбец табл. 8.1). К этой группе относят информационно-электрический и электро-механический преобразователи, расположенные в прямой цепи *F*-модели ММ (рис. 8.2), и электро-информационный и механико-информационный преобразователи в цепи обратной связи.

Структурно-конструктивная интеграция (СК-интеграция) основана на анализе *S*-модели ММ, которая сформирована на этапе ФС-интеграции. Заданная структура модуля может быть реализована различными конструктивными решениями. СК-интеграция нацеливает разработчика на выбор проектных решений, которые обеспечивают исключение интерфейсов как сепаратных блоков путем встраивания их в отдельный корпус. При автоматизированном проектировании принятые решения представляют в виде *S*-модели (рис. 8.1).

Методическим ключом при поиске вариантов СК-интеграции является рассмотрение интерфейсных блоков *I1–I8* в качестве локальных точек, где потенциально возможна СК-интеграция. Можно рекомендовать при проектировании опираться сразу на несколько точек интеграции.

Примеры ММ, основанные на способе СК-интеграции элементов, приведены в табл. 8.2. Представленные решения основаны на анализе структурных моделей мехатронных модулей, разработанных на предыдущем этапе, и традиционного электропривода (см. рис. 8.3).

Таблица 8.2

СК-интеграция элементов в мехатронном модуле

Мехатронные модули	Функциональные преобразования	Встраиваемые элементы	
		Основные блоки	Интерфейсы
Модуль движения	Электромеханическое и механическое	Двигатель, механическое устройство	<i>I4</i>
Мехатронный модуль движения	Электромеханическое, механическое и механико-информационное	Двигатель, механическое устройство, датчик обратной связи	<i>I4, I7, I8</i>
Интеллектуальный мехатронный модуль	Информационное, информационно-электрическое, электрическое, электромеханическое	Управляющий контроллер, силовой преобразователь, двигатель	<i>I1, I2, I3, I5, I6</i>

Интеграция элементов в ММ является ведущей тенденцией при создании современных машин и систем, так как позволяет добиться качественно нового уровня по основным техническим показателям — скорости и точности движения, компактности конструкции и способности машины к быстрой реконфигурации. Практическое воплощение этой тенденции в машинах сегодняшнего дня зависит от эффективности взаимодействия конструктора, который выдвигает новые интеграционные идеи, и технолога, реализующего предложенные проектные решения в автоматизированных технологических процессах.

8.4. ОСНОВЫ МЕТОДИКИ КОНСТРУИРОВАНИЯ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ

8.4.1. Техническое задание

При получении технического задания (ТЗ) на конструирование нового ММ конструктор ищет в задании возможно более полную и строгую формулировку той конечной цели, которая перед ним ставится. Если создаваемый ММ является частью более общей мехатронной системы, то конечная цель, которая ставится перед конструктором, должна быть сформулирована на основе знания места и роли модуля в системе. В этом случае целевое назначение ММ определяется целевым назначением мехатронной системы.

Необходимость критического подхода к формулировке цели является одной из особенностей стоящих перед конструктором задач.

Прежде всего конструктор должен тщательно изучить принципиальную схему модуля в том случае, если она приведена в ТЗ. Степень приближения принципиальной схемы к реальной конструкции может быть самой различной.

Принципиальная схема анализируется, оценивается и корректируется с точки зрения возможностей ее конструктивной реализации. Следует стремиться усовершенствовать схему в направлении *интеграции*, т.е. объединения частей и уплотнения их функциональной нагрузки. Очень часто множество независимых от конструктора проблем как научного, так и технического характера ограничивают такие стремления. Чем совершеннее схема, тем меньше возможностей у конструктора улучшить ее в указанном направлении.

При изучении предложенной принципиальной схемы конструктор должен проанализировать ее с точки зрения надежности. Оценка надежности принципиальной схемы может производиться по ряду факторов: оценка возможностей резервирования, использование тех или иных готовых элементов и стандартизованных деталей, обеспечение безопасности обслуживающего персонала и т.д. Схема может быть проанализирована по критериям *«цены реализации отдельных ее элементов»*, технологичности, минимизации габаритов и массы и др.

Технические требования, приведенные в ТЗ, можно назвать *исходными* техническими требованиями. В наиболее общем случае перечень исходных технических требований охватывает широкий круг вопросов. В нем приводятся *«входные»* и *«выходные»* характеристики ММ и основные параметры принципиальной схемы. Затем дается описание тех наиболее характерных внешних воздействий, которые могут иметь место при эксплуатации, а также вызванные этими воздействиями допустимые отклонения от нормальных режимов работы.

Наконец, перечисляются меры, обеспечивающие удобство работы оператора, обслуживающего персонала, потребителя. Эти требования составляют лишь часть того материала, который должен учитываться конструктором при последующей реализации задания. Поэтому до начала собственно конструирования ММ конструктор должен дополнить исходные требования ТЗ новыми требованиями, выявленными им на основе самостоятельного анализа взаимовоздействий модуля с окружением, а также исходя из соображений производственного, технологического и экономического характера. Дополненный перечень технических требований должен давать конструктору всестороннее и достаточно четкое представление о процессе функционирования готового ММ в реальных условиях.

Изучение технологических возможностей реализации ТЗ заключается в оценке возможности выполнения задания, а также реализации тех дополнительных требований, накопление и формирование которых происходит уже на данном этапе. Конструктор решает вопрос сравнительной сложности изготовления применительно не только ко всему модулю в целом, но и к отдельным узлам и даже деталям. Рассматриваются возможности производственной базы, технологии изготовления деталей, сборки, регулировки, настройки и т.д. Конструктор должен четко представить себе прохождение ММ через заводские цеха.

8.4.2. Анализ взаимосвязей мехатронного модуля с внешним окружением

Под *внешним окружением* надо понимать всю ту материальную среду, которая, находясь вне ММ, оказывает на него какие-либо воздействия или испытывает воздействия с его стороны.

Входными воздействиями называют такие воздействия на модуль, которые необходимы для его функционирования, т.е. для формирования таких *выходных воздействий* (параметров), ради которых и создается ММ. Все остальные взаимосвязи мехатронного модуля с внешним окружением в большинстве случаев необязательны и нежелательны. Не всегда бывает очевидным, какие воздействия принять за входные, какие за выходные, не всегда входы и выходы могут считаться однонаправленными, не всегда их легко отделить от остальных воздействий, не вводя те или иные условности.

Широта охвата картины взаимодействий ММ с внешним окружением зависит от располагаемой информации и потраченного на работу времени. Поэтому часть существенных для конструктора взаимосвязей иногда может остаться необнаруженной или недостаточно раскрытой ввиду ограниченности возможности получения информации и времени.

Недостаточная полнота раскрытия взаимосвязей может повлиять прежде всего на надежность будущего модуля. Не упустить из виду ни одного существенного воздействия — главное в рассмотрении взаимосвязей окружения с ММ, если к последнему предъявляются высокие требования по надежности. Анализ взаимосвязей должен вестись направленно и избирательно. Конструктор должен уметь отбросить излишние подробности, ненужные связи и концентрировать свое внимание на существенных.

8.4.3. Разработка технических требований

В конструкторских задачах путь от анализа взаимосвязей до четко сформулированных технических требований к ММ, необходимых конструктору, может быть более сложным, чем рассмотренный выше. Этот путь может проходить через такие стадии создания ММ, как научно-исследовательская разработка, моделирование, промежуточное макетирование, а также может сопровождаться расчетными и экспериментальными работами, далеко не всегда выполняемыми при участии конструктора. В перечне технических требований даются уже не сами связи, а технические характеристики ММ и параметры, отражающие условия его эксплуатации.

Технические требования можно разделить на четыре группы.

Первая группа: требования, содержащие ограничения геометрического и конструктивного характера. Пример формулировки: предельное отклонение межосевого расстояния $\pm 0,5$ мм.

Вторая группа: требования, выраженные при помощи технических или физических понятий, записанные в виде чисел с размерностями. Пример формулировки: сила сопротивления на выходном звене не более 100 Н.

Третья группа: требования, выраженные словесно, не включающие в себя ни понятий, определенных количественно, ни геометрических ограничений в конструкции. Пример формулировки: устройство должно быть быстросъемным.

Четвертая группа: требования, сформулированные при помощи сложных понятий или математических зависимостей. Пример формулировки: для данного конструируемого устройства распределение атмосферного давления в рабочем диапазоне высот следует принимать согласно МСА (международной стандартной атмосферы).

Первая группа требований значительно пополняется в результате выявления ограничений, связанных с местом установки конструируемого ММ.

Вторая группа требований является в значительной степени результатом количественного отображения взаимосвязей ММ с внешним окружением и особенностей принципиальной схемы. Конструктивная реализация требований, выраженных при помощи четких технических понятий, определенных количественно (таких, например, как передаточное отношение), может быть осуществлена различным образом. Преимущества такой формы написания требований очень велики, так как она не несет в себе неопределенности и служит средством объективной проверки правильности конструкции. Все сказанное относительно второй группы требований можно отнести к четвертой группе.

Следует особо остановиться на третьей группе требований. Словесная форма написания технических требований в большинстве случаев свидетельствует о незаконченности процесса формализации реальной физической картины. Иногда она порождена отсутствием информации о количественной стороне тех или иных взаимосвязей или незнанием сущности каких-либо процессов в системе *модуль — окружение*. Нередко словесная формулировка посредством весьма общих понятий объединяет множество нераскрытых связей. Пример такой формулировки: «Мехатронный модуль должен быть удобным в эксплуатации, при монтаже и демонтаже».

Конструктор, уточняющий и дополняющий ТЗ для себя, должен расшифровать такой пункт, рассмотрев наиболее существенные взаимосвязи между ММ и обслуживающим персоналом. Но это не значит, что следует стремиться к наиболее полной формализации всех без исключения технических требований.

Степень необходимой формализации определяется, с одной стороны, трудностями ее осуществления, с другой — требованиями последующих этапов конструирования. Процесс реализации требований в конструкции сопровождается обратными взаимодействиями на технические требования. Для осуществления рационального процесса выполнения требований конструктор должен иметь возможность в допустимых пределах варьировать заданными параметрами. Важно поэтому в требованиях отражать не только номинальные, но и предельные значения закладываемых величин.

Требования к ММ не могут быть сформулированы, если общее направление конструирования не выбрано. Вопрос «что делать?» неотделим при конструировании от вопроса «как делать?» Законченный перечень технических требований всегда отражает степень ясности представлений конструктора о выбранном направлении работы.

8.4.4. Предварительное конструирование основных частей мехатронного модуля

Стремление конструктора к улучшению компоновки ММ посредством объединения отдельных частей, несущих разные функции, сдерживается рядом факторов и является почти всегда нелегкой задачей. В результате анализа принципиальной схемы и изучения технических требований выделяют несколько крупных частей, выполняющих различные функции, и приступают к собственно конструированию каждой части будущего изделия. Каждая составная часть должна удовлетворять определенной группе требований перечня. При этом конструктору наряду с имеющимися техническими требованиями необходимо учесть и дополнительные, не входящие в первоначальный перечень, но отражающие связи рассматриваемой части с другими частями ММ.

Если конструктор сумел для каждой составной части отобрать несколько наиболее удачных эскизов конструктивных подвариантов, то, сочетая различные подварианты различных частей, он получает возможность оценить возникающие варианты компоновки всего модуля по некоторым заранее выбранным критериям и отобрать наиболее оптимальные варианты, приблизившись тем самым к решению задачи. Такова примерная схема перехода от технических требований к первоначальным эскизным решениям компоновки ММ в целом.

Найденные подварианты каждой из частей на самых первых порах поиска не сопоставляют друг с другом и не слишком тщательно проверяют на соответствие техническим требованиям. Конструктор сознательно оттягивает стадию сравнения подвариантов и отбора наилучших, так как отдать предпочтение какому-либо из подвариантов означает в какой-то степени уже лишить себя свободы дальнейшего поиска, а вместе с тем и возможностей отыскать иные, лучшие решения.

В процессе поиска первоначальных подвариантов создание самостоятельных комбинаций из общеизвестных и присущих только данной конструкции деталей сочетается с заимствованием не только готовых узлов, но и с нахождением области их поиска.

Область ближайшего поиска вариантов — это те или иные источники информации, хранящие и систематизирующие накопленный опыт конструирования сходных устройств. Здесь и чертежно-техническая документация, и проектные материалы, и результаты испытаний, и научно-технические отчеты, и специализированная техническая литература.

Область дальнего поиска вариантов безгранична и неопределенна. Оригинальные конструктивные решения могут быть найдены и вокруг нас, в мире привычных вещей, и в заводских цехах, и в мире живой природы.

Процесс предварительного конструирования характеризуется, как правило, своей незавершенностью, причем степень этой незавершенности может быть самой различной для отдельных частей разных ММ.

Рассматриваемый этап предварительного конструирования знаменует начало непрерывной, непрекращающейся до окончания конструирования работы по обеспечению надежности ММ. Выбрав надежность в качестве важнейшего критерия рациональности создаваемой конструкции, нужно оценить по этому критерию каждый из этапов. Переход от принципиальной схемы к первым конструктивным эскизам основных частей означает переход от идеализированных элементов к реальным деталям. Наибольшие трудности такого перехода связаны с недостаточно глубоким анализом изменений в кинематике и динамике, возникающих при конструктивной реализации схемы, построенной из идеализированных элементов. Нераспознанные, неправильно рассчитанные или не принятые во внимание силы инерции, трения, упругости в отдельных звеньях кинематической цепи, а также кинематическая неопределенность составляют характерный класс причин, обуславливающих недостаточную надежность будущего ММ.

При изучении семейств подвариантов раскрываются их качества, так или иначе оцениваемые с точки зрения надежности, и, наоборот, подход к анализу семейств с позиций надежности помогает находить новые и лучшие подварианты конструкции частей модуля.

8.4.5. Разработка вариантов эскизной компоновки мехатронного модуля

Поиск вариантов компоновки как основных частей, так и ММ в целом сопровождается *эскизированием*. Эскиз состоит из небольшого числа линий, изображающих лишенную подробностей конструктивную схему и лишь иногда — те ее части, которые поясняют и развивают основную конструктивную идею. Несовершенство эскизирования искупается быстротой вычерчивания. Отобранные варианты нуждаются в проверке посредством масштабного вычерчивания, которое также не должно быть подробным.

При компоновке необходимо видеть на создаваемом чертеже не только то, что там изображено, но также и то, что будет нанесено на этот чертеж впоследствии.

Полнота информации о *месте установки ММ* является чрезвычайно важным условием успешного решения задачи компоновки. Если конструктору не ставят никаких ограничений, касающихся места установки модуля, то он (конструктор) чувствует себя свободнее и может искать более оптимальные решения. Дело обстоит значительно сложнее, если данные о месте установки безусловно важны, но конструктор не располагает ими. Подобная ситуация может возникнуть при создании ММ для еще не спроектированной мехатронной системы.

Недостаточность информации о месте установки ММ требует способности представлять его обобщенно, а конструкции придавать качества, обеспечивающие возможность установки модуля на любом объекте. Иногда удается придать подобную приспособляемость ММ к разным мехатронным системам за счет небольшого количества переходных деталей, выполняемых каждый раз по-новому.

Основа *предварительной эскизной компоновки* ММ может быть самой различной: удачно найденный физический принцип, рациональное технологическое решение или даже способ удешевления устройства. Процесс подгонки частей друг к другу начинается с поисков удачного сочетания каких-либо двух частей (в большинстве случаев это двигатель и преобразователь движения). Некоторые варианты отбрасываются сразу. Сочетание выбранных вариантов двух частей, взятое за основу, выдерживает первое испытание, если удастся на этой основе удачно подогнать друг к другу все остальные части модуля (тормозные устройства, датчики положения и т.д.). Перебирать сочетания подвариантов без какого-либо плана и метода нерационально. На первых порах перебор обычно носит беспорядочный характер и лишь постепенно приобретает направленность. Нередко по мере прорисовки ММ становится все труднее и труднее реализовать в конструкции последующие требования. В этих случаях следует своевременно остановиться, чтобы предпринять поиски другой основы его компоновки.

По мере просмотра вариантов, по мере того как безмасштабные прикидки уточняются масштабными прорисовками, конструктору обычно удается отыскать закономерности, которые в состоянии играть роль первоначальных критериев оценки вариантов компоновки. К таким критериям могут быть отнесены такие факторы, как *простота сочленений основных частей, совмещение функ-*

ций и т.п. То, что не удавалось конструктору при первом знакомстве со схемой, может увенчаться успехом на настоящем этапе в процессе перебора вариантов эскизированием и масштабными прикидками.

Смысл понятия *цена конструктивной реализации параметров* заключается в том, что различные варианты выполнения технического требования осуществляются посредством неодинаковых «затрат» массы и располагаемого пространства, различной степенью усложнения отдельных деталей и всего ММ в целом, ценой появления больших или меньших технологических трудностей. Поэтому понятие цены конструктивной реализации параметров принимает вполне определенный смысл и может приобрести чрезвычайную практическую важность. Так, например, иногда удается выразить отдельные параметры технических требований в единицах массы создаваемого модуля, и конструктор получает выгодную для него возможность количественной оценки наиболее существенных параметров.

В плотно компокуемых ММ почти любые локальные изменения массогабаритных параметров отдельных деталей распространяются на все устройство в целом. В этих условиях от степени полноты реализации одного какого-либо требования могут зависеть, и существенно, габариты и масса всего ММ.

Знание цены конструктивной реализации основных технических параметров позволяет конструктору в ходе компоновки осуществлять рациональное их перераспределение. Данный критерий является одним из основных движущих факторов обратного воздействия на технические требования со стороны формирующейся конструкции.

8.4.6. Чертеж эскизной компоновки

Эскизная компоновка выражает лишь основную конструктивную идею ММ, чертеж эскизной компоновки раскрывает эту идею более полно. В эскизной компоновке реализована лишь предварительно отобранная часть технических требований без подробного рассмотрения возможностей будущей реализации остальных требований. Чертеж эскизной компоновки учитывает гораздо большее количество требований, и именно поэтому основная идея в нем если и неизменна по сравнению с идеей эскизной компоновки, то, во всяком случае, увязана со всеми этими требованиями. Эскизная компоновка может сочетать в себе первую масштабную компоновку с безмасштабными набросками. Чертеж эскизной компоновки, как правило, выполнен целиком в масштабе. Но, несмотря на большую полноту и масштабность, это еще далеко не чертеж окончательной компоновки.

Важное обстоятельство, отличающее разработку чертежа эскизной компоновки от создания первоначального эскиза, — необходимость определенной последовательности в прочерчивании отдельных узлов. В первую очередь наносят на чертеж контуры узлов с наибольшими габаритами (двигатель, преобразователи движения), расположенных в наиболее стесненных зонах и не дающих конструктору возможностей для варьирования их конфигурацией, ориентацией и местоположением. Удачное размещение этих узлов на чертеже дает конструктору уверенность в том, что остальные узлы (датчики положения, тормоза и т.п.), которые будут нанесены в дальнейшем на чертеже окончательной компоновки, существенно не ухудшат созданную компоновку. Каждый наносимый на чертеже узел накладывает на последующие узлы конкретные ограничения, поэтому от очередности вычерчивания зависит не только рациональность процесса создания компоновки, но и форма, в которую она выливается.

На данном этапе конструктор должен убедиться в том, что выбранный им вариант чертежа эскизной компоновки близок к оптимальному. Конструкция может заключать в себе достаточно элементов для удовлетворения требованиям, но не все элементы могут быть для этой цели необходимыми. Для выполнения условия *необходимого и достаточного* следует проверить конструкцию на *избыточность*, т.е. попытаться найти и устранить все то, что является лишним. Все лишнее, не являющееся необходимым в конструкции, можно представить себе в виде *запасов* и подразделить на две группы: запасы по параметрам технических требований на ММ и запасы по параметрам самой конструкции, не связанные с техническими требованиями непосредственно, в первую очередь излишние запасы прочности и жесткости.

Запасы по любому *параметру технических требований*, реализованные в конструкции, свидетельствуют об отклонении создаваемого конструктивного варианта от иного, более рационального. По мере введения масштаба, по мере детализации чертежа эскизной компоновки и перехода к чертежу окончательной компоновки уничтожение запасов первой группы становится все более действенным средством улучшения компоновки и конструкции.

Пустоты в конструкции, свидетельствующие о нерациональности компоновки, можно рассматривать в качестве запасов по располагаемому пространству. Наличие таких запасов говорит о недоиспользовании критерия минимизации габаритов.

Пустоты внутри ММ можно исключить перекомпоновкой частей. Этим достигается уменьшение габаритов. Иногда выгодно, сохранив габариты модуля, использовать пустоты для конструктивных комбинаций, более полно удовлетворяющих каким-либо другим требованиям, например, точности, виброустойчивости, удобству работы оператора и т.п.

Запасы по параметрам геометрического характера (например, по угловым и линейным перемещениям движущихся частей) легко обнаружить по чертежу, чего нельзя сказать о запасах по таким параметрам, как, например, мощность на выходе или точность отработки угла поворота. При поиске скрытых запасов конструктор не должен забывать и о принципиальной схеме, так как при переходе от нее к конструкции особенно легко допустить избыточность.

Следствием снижения запасов по жесткости или прочности (запасы по *параметрам самой конструкции*) отдельных частей ММ является снижение их масс. В реальной конструкции, где все взаимосвязано, уменьшение габаритов и масс отдельных частей вызывает далеко идущие последствия. В частности, снижение массы, сопровождаемое снижением жесткостных характеристик каких-либо деталей, может в то же время сопровождаться улучшением других жесткостных характеристик, существенных для нормального функционирования модуля в целом. При этом может быть получено значительное повышение надежности.

С величиной различного рода запасов связан выбор типоразмеров готовых изделий, входящих в конструкцию ММ. Так, например, масса и размеры двигателя определяются развиваемой им мощностью. Уменьшение потребной мощности за счет снижения каких-либо запасов в модуле позволяет перейти к соседнему по шкале типоразмеров — меньшему — двигателю. Но такой скачкообразный с точки зрения массы и габаритов переход почти всегда открывает новые возможности для лучших вариантов компоновки. Нередко случается, что компоновка приобретает совершенно иной вид, становится более рациональной. Дальнейшее конструирование ведется на новом «уровне рациональности» компоновки, при котором уплотнение функциональной нагрузки частей, возможности их подгонки и частичной интеграции, а также выгоды от снижения запасов обеих групп реализованы в максимальной степени.

Уменьшение запасов второй группы является нелегкой задачей, требующей тщательных расчетов и знания технологических возможностей сегодняшнего дня.

8.4.7. Компактность конструкции

Наиболее очевидная возможность уплотнения конструкции ММ — сближение его частей, т.е. уменьшение расстояния между ними. Такой путь связан с рядом трудностей, возникающих по мере уменьшения зазоров. Даже определение величин зазоров между сближаемыми частями при сложной их конфигурации является трудоемкой работой. Неизмеримо большие трудности возникают в производстве при изготовлении деталей с жесткими допусками и их сбор-

ке. Не следует забывать, что чрезмерное уменьшение зазоров может по ряду причин понизить надежность конструкции (например, из-за температурных деформаций).

Чем труднее протекает процесс сближения частей, тем чаще конструктор возвращается к рассмотрению ТЗ, пытаясь переосмыслить требования, послужившие причиной подобных затруднений. Это особенно относится к тем случаям, когда какое-либо «узкое» место препятствует значительному сжатию всей конструкции. Стремление «расширить» такое «узкое» место способствует усилению и углублению обратных воздействий на исходные требования.

Иногда становится возможным осуществлять такие изменения в технических требованиях, которые ведут к существенному улучшению компоновки, не сказываясь сколько-нибудь отрицательно на целевых функциях и эксплуатационных характеристиках модуля.

Методика отбора требований, наиболее важных для компоновки, предполагает необходимость той или иной корректировки первоначально скомпонованного ММ, т.е. возврат от текущего этапа, на котором реализуется очередное требование, к предыдущему. Такова суть так называемого *шагового процесса с возвратом*. Выбор каждого шага производится с таким расчетом, чтобы чертежная работа, вызванная корректировкой результатов, свелась к минимуму.

Представление о компоновке ММ как о шаговом процессе с возвратом основывается, с одной стороны, на нестрогой постановке задач, допускающей варьирование исходными данными в ходе решения, с другой стороны, на ограниченности возможностей человека в отношении оптимальной конструктивной реализации множества взаимосвязанных переменных.

8.4.8. Чертеж окончательной компоновки

Своеобразие этапа в его двойственности: с одной стороны, чистовым вычерчиванием чертежа окончательной компоновки (чертежа общего вида или сборочного чертежа ММ) подводится итог проделанной ранее длительной работы; с другой стороны, это не просто вычерчивание, это конструирование, притом начинающееся с самого начала, с самой первой линии и заканчивающееся созданием чертежа, практически полностью обеспечивающего этап детализовки.

Приступая к чистовому выполнению чертежа окончательной компоновки, конструктор тем самым решается на отказ от дальнейших поисков, от сравнения и отбора вариантов. В то же время вся методика вычерчивания чертежа должна оставлять конструктору максимальную свободу варьирования на протяжении всего хода работы.

На первых порах элементы конструирования можно исключить из графической работы над чертежом окончательной компоновки.

Перенос на лист без больших изменений чертежа эскизной компоновки дает своеобразный костяк — основу чертежа будущей конструкции модуля. Костяк чертежа строится в нескольких проекциях. Если чертеж эскизной компоновки оказывается непригодным для такого построения, то это является свидетельством его недоработанности. Очередность нанесения на чертеже окончательной компоновки элементов костяка в основном совпадает с очередностью нанесения тех же элементов на чертеже эскизной компоновки. Неудачный выбор последовательности вычерчивания элементов костяка окончательной компоновки может создать значительные трудности при подробной конструктивной реализации того или иного узла.

Сложность, многодетальность, действие критериев минимизации массогабаритных параметров, критериев надежности требуют строгой последовательности чистового вычерчивания чертежа окончательной компоновки.

После вычерчивания костяка чертежа конструктор получает возможность сосредоточить усилия на конкретной разработке отдельных узлов и деталей. При их конструкторской проработке не только проверяется правильность допущений, принятых на предыдущих стадиях, но до некоторой степени исправляются и ошибки компоновки.

Детализацию узлов и деталей необходимо вести от средней части к периферии, чтобы избежать *рыхлости* или чрезмерной сжатости в радиальных направлениях. В первую очередь следует наносить на лист элементы, однозначно определившиеся по форме и расположению, чтобы воспользоваться вносимыми ими ограничениями, а также не откладывать проработку узлов и деталей с невыявленными габаритами, чтобы иметь возможность своевременно скомпенсировать увеличение их габаритов за счет уплотнения соседних.

Уменьшение числа деталей в ММ часто достигается за счет усложнения характера движения звеньев. Простейшим примером может служить планетарный редуктор. Ценой усложнения характера движения сателлита удается уменьшить число зубчатых пар (по сравнению с обычным зубчатым редуктором).

Следует отметить, что вопросы, касающиеся способов изготовления деталей, удобства сборки изделия, регулировки и юстировки, взаимозаменяемости, унификации, использования оснастки и инструмента, назначения допусков, выбора материалов, покрытий, термообработки, чистоты обработки поверхностей, способов смазки и т.п., требуют решения именно в процессе вычерчивания набора деталей на чертеже окончательной компоновки.

К числу вопросов, решение которых практически полностью относится к этапу окончательной компоновки, относится обеспечение технологичности сборки как одного из слагаемых общего критерия технологичности модуля.

Из множества рекомендаций, касающихся сборки и разборки ММ, одна имеет общий характер: следует стремиться по возможности располагать детали таким образом, чтобы при разборке модуля каждая последующая деталь могла быть демонтирована через пространство, освобождающееся при удалении предыдущей детали.

По мере уточнения конфигурации деталей возрастают возможности оценки надежности их функционирования расчетным путем. Наличие прорисованного набора деталей и узлов позволяет по-новому проанализировать взаимосвязи с окружением не всего ММ в целом, а каждого узла, каждой детали в отдельности.

При отработке набора деталей на чертеже окончательной компоновки следует тщательно проверить, всюду ли, где возможно, применены нормализованные или типовые элементы.

Оптимальной с точки зрения обеспечения надежности является такая конструкция, в которой применены типовые, хорошо освоенные в производстве блоки, модули, узлы, детали. Сложность процесса детализации вызывает постоянное опасение преждевременности проработки того или иного узла или детали. Поэтому симметричные узлы и детали бывает выгодно вычерчивать лишь с одной стороны от оси симметрии, так как в процессе детализации может возникнуть несколько различных вариантов их конструкции. Той же постепенностью, осторожностью в нанесении новых линий характеризуется методика вычерчивания на чертеже окончательной компоновки крепежных деталей (болтов, винтов, гаек, шайб, штифтов и т.п.). Пока форма свинчиваемых деталей окончательно не определилась, крепежные детали представляют на чертеже лишь их осевыми линиями. Затем производится работа по объединению крепежных деталей с целью сокращения их типоразмеров, и после этого каждую крепежную деталь вычерчивают по стандартам.

Процесс обводки деталей, а также их штриховки должен быть направленным. Последовательность обводки чертежа окончательной компоновки в основном совпадает с последовательностью его вычерчивания. Исходя из стремления оставить возможность к максимальной свободе варьирования и своевременной корректировке чертежа не следует прибегать к штриховке до окончания обводки.

Процесс создания чертежа окончательной компоновки — это не только дальнейшее развитие, но и проверка компоновочного решения. Уверенность в рациональности принятой компоновки возникает по завершении реализации

большинства заданных требований в конструкции. Именно в этот момент заканчивается формирование конструкции, в которой отражена и принципиальная схема, и требования технического задания, и взаимосвязи модуля с окружением, и критерии рациональности.

8.4.9. Типы и стадии разработки конструкторской документации

Конструкторский документ (КД) в зависимости от его назначения отдельно или в совокупности с другими документами определяет состав и устройство изделия и содержит необходимые данные для его разработки, изготовления, контроля, приемки, поставки, эксплуатации и ремонта.

В зависимости от содержания КД подразделяют на два типа:

– графические КД — документы, содержащие графическое изображение изделия и (или) его составных частей, устройства и принципа работы, внутренних и внешних связей его функциональных частей;

– текстовые КД — документы, содержащие в основном текст сплошной или разбитый на графы; в виде иллюстраций могут содержать также и графический материал.

В зависимости от стадии разработки КД подразделяют на проектные (техническое предложение, эскизный проект, технический проект) и рабочие (графические: чертежи деталей, сборочные чертежи; текстовые: спецификации на сборочные единицы, ведомости покупных изделий).

Номенклатура КД, выпускаемых на конкретный объект, полностью указана в ЕСКД. Стадии разработки КД даны в табл. 8.3.

Таблица 8.3

Стадии разработки конструкторской документации

Стадии разработки	Литера документа	Дополнительные указания
Для серийного и массового производства		
Разработка технического предложения	П	Литера проставляется при разработке документов
Разработка эскизного проекта	Э	
Разработка технического проекта	Т	—
Разработка документации для изготовления опытного образца (опытной партии)	—	

Стадии разработки	Литера документа	Дополнительные указания
Корректировка результатов по результатам изготовления и предварительных испытаний опытного образца (опытной партии)	О	Литера присваивается после окончания корректировки
Корректировка документации по результатам повторного (при необходимости) изготовления и приемочных испытаний опытного образца (опытной партии)	О ₁	
Корректировка документации опытного образца по результатам изготовления и испытаний установочной серии изделий	А	Литера присваивается после окончания корректировки и отработки (оснащения) технологического процесса
Для единичного производства		
Разработка эскизного проекта	Э	Литера присваивается при разработке документов
Разработка технического проекта	Т	
Разработка документации для изготовления изделия	Е	
Корректировка документации по результатам изготовления и испытания изделия	Е ₁	Литера присваивается после окончания корректировки
Примечание. Допускается не присваивать литеру конструкторским документам, выполненным в виде эскизов. Литерой полного комплекта КД изделия следует считать низшую из литер, указанных в документах, входящих в комплект. Литера полного комплекта документов изделия должна быть указана в основной надписи его спецификации		

Техническое предложение — совокупность конструкторских документов, которые должны содержать технические и технико-экономические обоснования целесообразности разработки документации на изделие на основании ТЗ и различных вариантов возможных решений изделия, сравнительной оценки решений с учетом конструкторских и эксплуатационных особенностей разрабатываемого и существующих изделий и патентные исследования.

Техническое предложение разрабатывают с целью выявления дополнительных или уточненных требований к изделию (технических характеристик, показателей качества и др.), которые не могли быть указаны в ТЗ, и это целесообразно сделать на основе предварительной конструкторской проработки и анализа различных вариантов изделия.

Техническое предложение является первым этапом компоновки изделия, в результате которого выявляют относительное расположение деталей и габариты изделия; после рассмотрения и утверждения служит основанием для разработки эскизного (технического) проекта.

Эскизный проект — это совокупность конструкторских документов, содержащих принципиальные конструктивные решения, дающие общее представление об устройстве и принципе работы изделия, а также данные, определяющие назначение, основные параметры и габаритные размеры разрабатываемого изделия.

Эскизный проект разрабатывают с целью установления принципиальных (конструктивных, схемных и др.) решений.

Чертеж изделия на стадии эскизного проекта представляет собой дальнейшую разработку первого этапа компоновки и должен включать 2–3 проекции, а также дополнительные виды, разрезы и сечения.

После рассмотрения и утверждения эскизный проект служит основанием для разработки технического проекта или рабочей конструкторской документации.

Технический проект — совокупность конструкторских документов, которые должны содержать окончательные технические решения, дающие представление об устройстве разрабатываемого изделия, и исходные данные для дальнейшей разработки КД.

При необходимости технический проект может предусматривать разработку вариантов отдельных составных частей изделия. Выбор оптимального варианта в этих случаях осуществляется на основании испытаний опытных образцов изделия.

Технический проект, содержащий *чертеж общего вида*, ведомость технического проекта, пояснительную записку, дает полное и окончательное представление о конструкции, взаимодействии составных частей, эксплуатационно-технических характеристиках изделия и поясняет принцип его работы.

На чертеже общего вида должны быть:

а) изображены виды, разрезы и сечения изделия, нанесены надписи и текстовая часть, необходимые для понимания конструктивного устройства изделия, взаимодействия его составных частей и принципа работы;

б) указаны наименование (если возможно, то и обозначение) составных частей изделия, для которых объясняется принцип работы, приводятся технические характеристики, указывается материал, количество тех составных частей изделия, с помощью которых описывается принцип его работы, поясняются изображения общего вида и состав изделия;

в) приведены необходимые размеры и, если требуется, схема (например, кинематическая) изделия, техническая характеристика и технические требования.

Схема — графический конструкторский документ, на котором показаны в виде условных изображений или обозначений составные части изделия и связи между ними.

В зависимости от видов элементов и связей, входящих в состав изделия, схемы подразделяют на следующие виды, обозначаемые буквами: электрические — Э; гидравлические — Г; пневматические — П; газовые (кроме пневматических) — Х; кинематические — К; вакуумные — В; оптические — Л; энергетические — Р; деления — Е; комбинированные — С.

В зависимости от основного назначения схемы подразделяют на следующие типы, обозначаемые цифрами: структурные — 1; функциональные — 2; принципиальные — 3; соединений — 4; подключения — 5; общие — 6; расположения — 7; объединенные — 0.

Наименование и код схемы определяются ее видом и типом, например, схема кинематическая принципиальная — КЗ, схема гидропневматическая функциональная — С2, схема электрическая принципиальная и соединений — Э0.

Пояснительную записку составляют при разработке технического предложения, эскизного и технического проектов. В ней следует приводить характеристики выбранных технических средств и нестандартного оборудования. Результаты расчетов предпочтительно представлять в табличной форме.

В общем случае пояснительная записка к техническому проекту должна состоять из следующих разделов: содержание, введение, характеристика изделия, основные решения, технико-экономическое обоснование и сметная стоимость капитальных затрат, материально-технические средства, обеспечение энергоресурсами и выполнение требований, связанных с автоматизацией и механизацией, научно-исследовательские, опытно-конструкторские и экспериментальные работы, указания по подготовке и реализации проекта, приложения.

К рабочей документации проекта относят *графические и текстовые документы*: сборочные чертежи и чертежи деталей, габаритный, монтажный и другие чертежи, спецификации, ведомости спецификаций и ссылочных документов.

Контрольные вопросы

1. Как реализуется принцип синергетической интеграции при проектировании ММ?
2. Из каких этапов состоит проектирование ММ?
3. Что такое функциональная модель ММ?
4. Что такое структурная модель ММ?

5. Что такое конструктивная модель ММ?
6. В чем заключается цель многовариантности при проектировании ММ?
7. Что понимается под компактностью ММ и какими средствами она достигается?
8. Какие документы входят в состав технического проекта ММ?
9. Что представляет собой чертеж общего вида ММ?

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Переход от традиционных механизмов и агрегатов к мехатронным модулям и системам является качественным скачком. Его реализация невозможна без изучения разработчиком последних достижений механики, электроники, компьютерной техники и умения оперировать современными методами расчета и конструирования.

В то же время динамичное расширение сферы влияния мехатроники на горное машиностроение сопровождается появлением оригинальных технических решений и уточненных, а зачастую и принципиально новых расчетных формул. Для их понимания и использования в его работе конструктору нужна достаточно прочная база знаний, формированию которой и служит это учебное пособие.

Достигнутый на текущий момент уровень развития шахтных стационарных установок и горнодобывающей техники достаточно высок для полномасштабного использования общих принципов и отдельных технических решений из области мехатронных модулей и систем. Имеется опыт создания проходческих и добычных комплексов, управляемых находящимся на безопасном удалении оператором. Широкое внедрение мехатроники в горнодобывающее производство обеспечит переход шахт и рудников на безлюдную выемку и устранил необходимость в тяжелом и опасном труде горнорабочих.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Бродовский, В. Н.* Мехатронный приводной модуль поступательного перемещения для технологических машин / В. Н. Бродовский, М. В. Баранов, Ю. В. Илюхин // Мехатроника. Машиностроение. — Москва : Новые технологии, 2000. — № 4.
2. *Востриков, А. С.* Опыт разработки мехатронных систем в НГТУ / А. С. Востриков, Б. М. Боченков // Мехатроника. — Москва : Новые технологии, 2000. — № 5.
3. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы / Т. М. Бапга, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов [и др.]. — Москва : Машиностроение, 1970.
4. *Дунаев, П. Ф.* Детали машин. Курсовое проектирование / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. — Москва : Машиностроение, 2004.
5. *Егоров, О. Д.* Прикладная механика мехатронных устройств : учебное пособие / О. Д. Егоров. — Москва : МГТУ «СТАНКИН», 2013.
6. *Егоров, О. Д.* Точность манипуляционных механизмов роботов / О. Д. Егоров. — Москва : Изд-во МПИ, 1989.
7. *Иванов, М. Н.* Детали машин: учебник для академического бакалавриата / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. — Москва : Юрайт, 2014.
8. *Казмиренко, В. Ф.* Электрогидравлические мехатронные модули движения / В. Ф. Казмиренко. — Москва : Радио и связь, 2001.
9. Каталог продукции. Мотор-редукторы. Редукторы. — Москва : Приводная техника, 2002.
10. *Крайнев, А. Ф.* Детали машин : словарь-справочник / А. Ф. Крайнев. — Москва : Машиностроение, 1992.
11. Номенклатурный каталог. Редукторы и мотор-редукторы. — Санкт-Петербург : Изд-во НТЦ «Редуктор», 2002.
12. *Свешников, В. А.* Станочные гидроприводы : справочник / В. А. Свешников, А. А. Усов. — Москва : Машиностроение, 1982.
13. *Ющенко, А. С.* Адаптивные робототехнологические комплексы для механической обработки и сборки / А. С. Ющенко, Ю. В. Подураев. — Москва : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1999.
14. *Егоров, О. Д.* Мехатронные модули: расчет и конструирование : учебное пособие / О. Д. Егоров, Ю. В. Подураев. — Москва : МГТУ «СТАНКИН», 2004. — 360 с.

15. *Булгаков, А. Г.* Промышленные роботы. Кинематика, динамика, контроль и управление / А. Г. Булгаков, В. А. Воробьев. — Москва : СОЛОН-Пр., 2018.

16. *Веселов, О. В.* Расчет и проектирование мехатронных устройств : учебное пособие / О. В. Веселов. — Владимир : Владимирский гос. ун-т им. А. Г. и Н. Г. Столетовых (ВлГУ), 2019.

17. *Перепелкин, М. А.* Мехатроника через призму наук / М. А. Перепелкин // Горная промышленность. — Москва : Гемос Лимитед, 2020. — № 1.