

МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
им. Н.Э. БАУМАНА

В.М. Пономарев, З.Г. Капитанова, А.А. Буцев

ПРОЕКТИРОВАНИЕ  
ОПТИКО-ЭЛЕКТРОННЫХ ПРИБОРОВ  
(ПРАКТИЧЕСКОЕ РУКОВОДСТВО)

Под редакцией *И.С. Потапова*

*Рекомендовано редсоветом МГТУ им. Н.Э. Баумана  
в качестве учебного пособия по курсовому проектированию*

Москва

Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана

2003

УДК 621.2(075.8)

ББК 34.9

П156

Рецензенты: *И.В. Крюкова, В.М. Недашковский*

**Пономарев В.М., Капитанова З.Г., Буцев А.А.**

П156 Проектирование оптико-электронных приборов (практическое руководство): Учебное пособие по курсовому проектированию / Под ред. И.С. Потащева. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. — 47 с.: ил.

ISBN 5-7038-2364-1

В работе изложены задачи и основные этапы курсового проектирования по курсу «Проектирование оптико-электронных приборов». Особо отмечены те из них, которые связаны с разработкой оптико-механических и оптико-электронных приборных устройств и приборов. На примере конкретного варианта задания на курсовой проект, приведенного в приложении, показан процесс разработки структурной схемы и эскиза конструктивной компоновки конструкции. По созданной конструкции узла оптического элемента составлена его расчетная схема для определения силовой и динамической нагрузки на входе редуктора проектируемого устройства. Приведены основные этапы проектирования электромеханического привода применительно к сканирующему приводу оптических приборов различного назначения.

Для студентов младших курсов оптических специальностей.

Ил. 6. Табл. 1. Прил. 1. Библиогр. 11 наим.

УДК 621.2(075.8)

ББК 34.9

ISBN 5-7038-2364-1

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003

## ВВЕДЕНИЕ

Целью данного пособия является разработка практического руководства к курсовому проектированию по курсу «Проектирование оптико-электронных приборов». Такое руководство обусловлено спецификой технического задания (ТЗ) на проект для оптических специализаций и является составной частью широкого перечня методических пособий и указаний, выполненных преподавателями кафедры РЛ-5 по данной тематике. По мнению авторов, оно поможет студентам при выполнении курсового проекта.

## 1. ЗАДАЧИ И ОСНОВНЫЕ ЭТАПЫ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Для изготовления на производстве какой-либо конструкции, ее контроля и эксплуатации необходимо разработать техническую документацию (проектную, конструкторскую и др.). При курсовом проектировании виды разрабатываемой технической документации и проводимые при ее создании расчеты определяются темой и техническим заданием (ТЗ), выдаваемым студенту преподавателем. Для оптических специализаций темами проекта по курсу «Проектирование оптико-электронных приборов» являются узлы оптических приборов (ОП) различного целевого назначения, представляющие собой приводы сканирующего, фокусирующего устройства или механизмов позиционирования, а также вращения изображения [1].

Для пояснения условий ТЗ к теме на проект прилагается примерная кинематическая схема конструкции проектируемого узла. С ее аналогами студент может ознакомиться, изучая рекомендуемую научно-техническую литературу [2–8]. Кроме того, ТЗ содержит кинематические, силовые, динамические параметры, условия

электропитания, эксплуатации, производства, обслуживания и требований к массовым и габаритным параметрам, а также присоединительным размерам.

Ознакомившись с ТЗ и предлагаемой научно-технической литературой по заданной теме, студент в первую очередь должен проанализировать достоинства и недостатки существующих аналогичных конструкций или их составных частей для заимствования наиболее удачных. Кроме того, ему необходимо провести возможное технико-экономическое обоснование проекта, а также разработать основные схемы создаваемой конструкции, установленные ГОСТ 2.701–68 при эскизном проектировании, и провести технические расчеты по этим схемам, используя знания из цикла общетехнических и других дисциплин.

Согласно изложенному, на первом этапе проектирования необходимо разработать структурную схему, определяющую основные функциональные части проектируемой конструкции с точки зрения их назначения и взаимосвязи при выполнении целевых задач, указанных в ТЗ. Для массового и крупносерийного производства целесообразно и экономически выгодно, чтобы конструкция состояла из максимального числа самостоятельных сборочных единиц. Наличие таких сборочных единиц позволяет осуществлять их параллельную сборку, испытания и приемку и обеспечивает возможность применения в разрабатываемой конструкции заимствованных деталей и узлов, описанных в заводских или ведомственных нормалях, ГОСТах, а также покупных деталей и узлов.

Функциональные элементы еще не имеют конкретной конструкции, а структурная схема определяет лишь необходимость введения тех элементов конструкции, которые обеспечивают ее свойства, заданные ТЗ. Поэтому по проведенному анализу аналогов разрабатываемой конструкции или ее частей проектировщик выбирает наиболее подходящий, по его мнению, вариант для реализации. Элементы структуры, для которых аналоги не найдены, конструктор разрабатывает самостоятельно. На этом же этапе проектирования можно проводить поиск наиболее рационального варианта компоновки создаваемой конструкции с учетом габаритно-монтажных требований ТЗ и конструкторско-технологических соображений. Для ее осуществления достаточно карандашных набросков эскиза пространственного изображения проектируемой

конструкции или компоновочной схемы. При этом необходимо придерживаться следующих общих положений:

- конструкцию необходимо компоновать из узлов в соответствии с разрабатываемой структурной схемой;
  - сборочные единицы должны быть законченными с точки зрения производства, не требующими разборки и дополнительной обработки при установке их в создаваемую конструкцию;
  - сборочные единицы должны позволять автономно проверять качество их функционирования; число деталей, входящих в сборочные единицы, должно быть по возможности наименьшим;
  - детали и сборочные единицы должны быть сконструированы так, чтобы они не препятствовали прохождению через конструкцию полезного излучения;
  - необходимо согласовывать движение перемещающихся частей конструкции таким образом, чтобы исключить их столкновение и попадание в ход полезного излучения;
  - при монтаже в общем корпусе отдельные узлы и блоки конструкции не должны оказывать вредного взаимного действия (влияние теплового излучения, бликов, наводок, вибраций и т. п.);
  - конструкции деталей, входящих в сборку, должны быть технологичными. Для деталей серийного и массового производства необходимо стремиться к сокращению объемов механической обработки резанием. Корпусные детали изделий массового производства, а также детали сложной формы следует изготавливать, используя точное литье, штамповку и другие методы обработки без снятия стружки;
  - необходимо широко использовать стандартные сортаменты материалов (труб, профилей, листов, плит и т. п.), а также ранее выпускаемые детали основного производства;
  - при компоновке следует учитывать требования по герметизации, термостатированию, экранированию, а также требования к разрабатываемой конструкции, определяемые условиями эксплуатации и ее размещения;
  - при окончательной сборке проектируемой конструкции из узлов необходимо предусмотреть возможность юстировки и контроля ее параметров на соответствие условиям ТЗ.
- Спецификой ТЗ на проект для оптических специализаций является необходимость расчета силовых нагрузок на входе проектируемо-

го привода заданного целевого назначения. Нагрузкой в этом случае является момент трения в опорах узла оптического элемента (ОЭ), обусловленного силой тяжести и перегрузок деталей, в него входящих. В связи с этим на эскизно-компоновочном чертеже общего вида (миллиметровка, формат А1 в стандартном масштабе) в первую очередь осуществляют конструктивную проработку узла ОЭ.

Необходимо помнить, что оптические детали и узлы следует располагать на чертеже по ходу излучения, идущего из пространства предметов слева направо (ГОСТ 2.412–68). Далее конструкцию узла представляют в виде расчетной схемы (балка с различными способами ее крепления в зависимости от варианта полученного студентом задания), позволяющей рассчитать статический момент нагрузки на выходе редуктора. Для этого определяют массу оптического элемента, деталей его крепления и вращения и центр тяжести узла ОЭ относительно координат, одной из которых является ось вращения оптического блока, нагрузка (сила тяжести деталей), прилагаемая к этому центру. Затем выбирают тип опор узла ОЭ и рассчитывают момент трения в них, который через поправочный коэффициент (учитывает момент сопротивления потенциометра и концевых выключателей, входящих в общую кинематическую схему) прибавляют к статическому моменту на выходе редуктора проектируемого привода [1, 7, 8].

Результаты выполненных вычислений и данные ТЗ на проект позволяют далее выбрать электродвигатель для редуктора разрабатываемой конструкции, а также выполнить его кинематический, силовой, геометрический и точностной расчеты [2, 3, 9].

Для соединения валов электродвигателя и потенциометра с валами редуктора необходимо выбрать и рассчитать соединительную муфту. Кроме того, в разрабатываемой конструкции согласно условиям ТЗ следует также предусмотреть предохранительную муфту [6–8].

Проделанные этапы проектирования и обосновывающие их основные расчеты позволяют перейти к оформлению расчетно-пояснительной записки (ГОСТ 2.105–68, 2.106–68). Основные положения при ее составлении, а также правила оформления изложены в [1, 2].

Совместно с указанными этапами работы осуществляют дальнейшую (после узла ОЭ) проработку конструкции на эскизно-

компоновочном чертеже общего вида. На нем выполняют общую компоновку и взаимную увязку всех сборочных единиц и элементов конструкции проектируемого изделия. Кроме того, конструктор-проектировщик должен обеспечить соблюдение условий ТЗ на проект по габаритным (по конфигурации и объему), посадочным и присоединительным размерам, а также креплению изделия, входным и выходным электрическим связям, монтажным требованиям и др. Размещение проекций разрабатываемой конструкции на чертеже общего вида, а также разрезы, сечения и выносные элементы, необходимые для понимания устройства изделия, взаимодействия его основных частей и принципа действия, определяются требованиями ГОСТ 2.412–68. При этом необходимо помнить, что чертеж общего вида должен быть выполнен так, чтобы по нему можно было разработать чертежи всех требуемых деталей и сборочных единиц создаваемой конструкции без дополнительных разъяснений.

После окончательного согласования с консультантом конструкцию с эскизно-компоновочного чертежа переносят на чертеж общего вида (ватман, формат А1). Эскизно-компоновочный чертеж складывают до размера формата А4 и подшивают в конце расчетно-пояснительной записки.

Перед выполнением сборочного чертежа всей проектируемой конструкции и чертежей входящих в нее сборочных единиц составляют структурную схему сборки. Ее разрабатывают по чертежу общего вида. Схема сборки представляет собой графическое изображение поэлементного параллельно-последовательного процесса сборки изделия из отдельных элементов. По схеме определяют объем и содержание графической конструкторской документации, в ней также отражается процесс присвоения десятичного номера (кода) каждой детали и сборочной единицы (ГОСТ 2.104–68). Структурная схема, а также спецификации (ГОСТ 3.108–68) к сборочным чертежам, разрабатываемым по требованиям ТЗ на проект в его графической части, должны быть приложены к расчетно-пояснительной записке.

Графическую часть ТЗ проекта оформляют в соответствии с правилами, изученными студентами в курсе черчения, а также требованиями ГОСТ 2.721–74, 2.770–68 (схема кинематическая), ГОСТ 2.109–73, 2.119–73; 2.120–73 (чертеж общего вида); ГОСТ

2.109–73 (габаритный чертеж, чертежи деталей и сборочных единиц). Указанные ГОСТы должны быть внимательно изучены студентами.

В дальнейшем на примере конкретного задания на курсовой проект (см. приложение) будут выполнены основные из выше сформулированных этапов проектирования и расчеты, их обосновывающие.

## 2. РАЗРАБОТКА СТРУКТУРНОЙ СХЕМЫ И ЭСКИЗА КОНСТРУКТИВНОЙ КОМПОНОВКИ СОЗДАВАЕМОЙ КОНСТРУКЦИИ

Эскизное проектирование начинается с разработки основных схем создаваемой конструкции и выполнения необходимых расчетов, их обосновывающих. Так как ТЗ не содержит требований конкретного пути решения конструкторской задачи, то, изучив существующие аналоги конструкций, ее узлов и деталей, разработчик уясняет, с помощью каких функциональных элементов можно достичь реализации условий ТЗ. Наглядность таких рассуждений конструктора прослеживается по структурной схеме.

Согласно теме задания на курсовой проект, изложенного в приложении, студенту предлагается разработать электромеханический привод (ЭМП) целевого назначения. Из теоретических курсов известно, что структура ЭМП чаще всего состоит из электродвигателя 1, редуктора 2 и исполнительного элемента (рис. 1). Предлагаемая в ТЗ примерная кинематическая схема устройства предусматривает наличие конечных выключателей 3, обеспечивающих автоматическое качание ОЭ в его крайних положениях, и узла потенциометра 4, предназначенного для остановки ОЭ в его исходном положении при нажатии кнопки «выкл» на пульте управления прибором, в состав которого входит разрабатываемая конструкция. Исполнительным элементом создаваемого привода является оптический элемент 5, подложка для его крепления и полуоси 6, на которых он устанавливается в кронштейнах 7. Редуктор 2, зубчатая передача узла потенциометра 3 и конечные выключатели 4 соединяются с кинематическими элементами на полуосях 6. Кронштейны 7 необходимо закрепить на основании 8, имеющем отверстие

для прохождения излучения из пространства наблюдаемых объектов, отраженного ОЭ 5. На основании 8 устанавливается кожух 9, предохраняющий конструкцию от воздействий окружающей среды, а также повреждений и внешних воздействий. Для прохождения излучения от наблюдаемого объекта к ОЭ в кожухе необходимо предусмотреть защитное стекло.

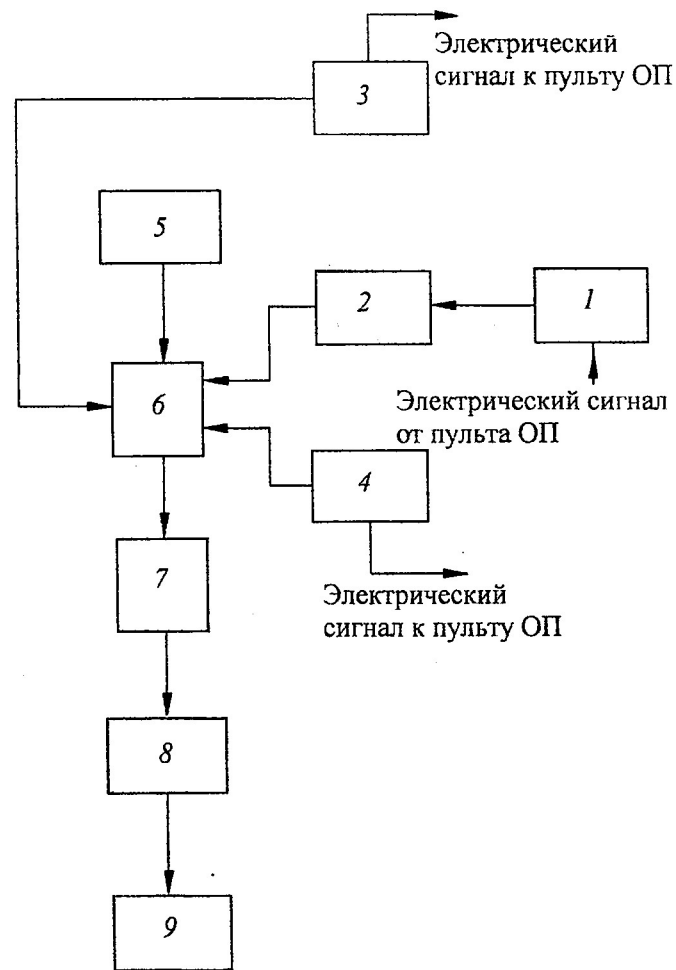


Рис. 1. Структурная схема проектируемой конструкции

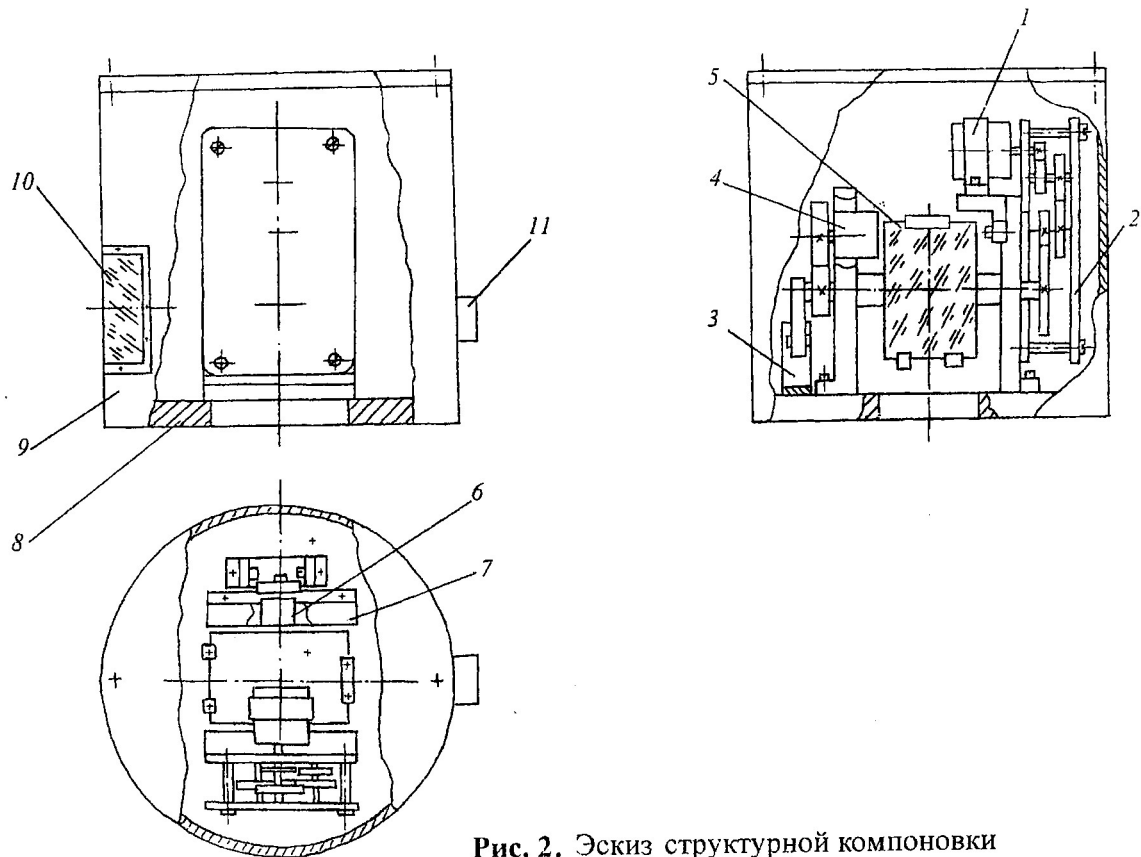


Рис. 2. Эскиз структурной компоновки

Структурная схема позволяет создать эскиз конструктивной компоновки проектируемого изделия. При этом определяют конфигурацию конструкции и предусматривают пространственное расположение ее составных частей, а также размещение электродвигателя, потенциометра, концевых выключателей, разъемов электрических соединений и т. д. Эскиз выполняют в виде карандашного наброска от руки с соблюдением вышеперечисленных соображений. Номера 1–8 узлов конструкции и деталей эскиза, представленного на рис. 2, соответствуют позициям функциональных элементов ее структурной схемы. Цилиндрическая форма основания 8 определяется конфигурацией объектива (в поперечном сечении он круглый), расположенного за головной частью (нами разрабатываемой) наблюдательного прибора. Помимо защитного стекла 10, монтируемого на кожухе 9, на нем также необходимо установить электрический разъем 11 для обеспечения электропитанием двигателя и узлов 3, 4, а также вывода электросигналов с потенциометра и концевых выключателей в общую электросхему прибора, позволяющую осуществлять автоматический реверс привода и установку ОЭ в исходное положение после нажатия кнопки «выкл» на его пульте.

Соединение конструктивных элементов 5–6–7–8, очевидно, представляет узел оптического элемента, момент трения в опорах которого, определяемый силой тяжести входящих в него деталей, является статической нагрузкой для редуктора 2. Для ее вычисления студенту необходимо в первую очередь заняться подробной конструктивной проработкой узла ОЭ на эскизно-компоновочном чертеже общего вида, по которому в дальнейшем может быть составлена расчетная схема этого узла и проведены расчеты силовых и динамических параметров на выходе редуктора разрабатываемой конструкции.

### 3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛОВОЙ И ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ НА ВЫХОДЕ РЕДУКТОРА ПРОЕКТИРУЕМОЙ КОНСТРУКЦИИ

#### 3.1. Составление расчетной схемы узла ОЭ. Определение силы тяжести элементов его конструкции и координат точки ее приложения

Выбирая расчетную схему узла ОЭ, необходимо иметь в виду, что по ней в дальнейшем должен быть проведен расчет его полуосей на прочность и момент трения в опорах. Вращающиеся зеркала в оптических обзорных приборах (ОП) устанавливаются в оправках так, чтобы отражающая грань совпала с осью вращения. Такой способ крепления вызывает смещение центра тяжести сборки «оправа — зеркало» с оси вращения (рис. 3). Согласно изложенному и конструкции ОЭ, расчетная схема может быть представлена балкой с шарнирно-неподвижными опорами (см. рис. 3). Внешней силой, действующей на балку, очевидно, будет сила тяжести деталей узла ОЭ, которую можно определить из соотношения

$$P = g \sum_{i=1} m_i,$$

где  $m_i = v_i \rho_i$ ,  $m_i$ ,  $v_i$  — масса и объем материала  $i$ -го конструктивного элемента узла ОЭ, сила тяжести которого действует на его опоры;  $\rho_i$  — плотность материала  $i$ -го элемента, г/см<sup>3</sup>;  $g$  — ускорение силы тяжести.

При расчете прочности вала узла ОЭ и момента трения в его опорах (см. рис. 3), очевидно, достаточно учитывать массы оптического элемента 1 ( $i = 1$ ) и его оправы 2 ( $i = 2$ ). Массами присоединительных планок 3 ( $i = 3$ ), полуосей 4 ( $i = 4$ ) и т. д. в целях упрощения поставленной задачи можно пренебречь.

Для вычисления  $m_i$  необходимо выбрать материал деталей узла ОЭ, тем самым определив значение  $\rho_i$ . Затем каждую из них по конфигурации разбивают на  $k$  простейших тел (пластина, шар, цилиндр и др.), объем которых  $v_{ik}$  можно определить по формулам стереометрии [10]. Каждое из них образмеривают, т. е. задают параметры  $a_{ik}$ ,  $b_{ik}$ ,  $c_{ik}$ ,  $h_{ik}$ ,  $\rho_{ik}$  и т. д. по габаритно-компоновочному чертежу.



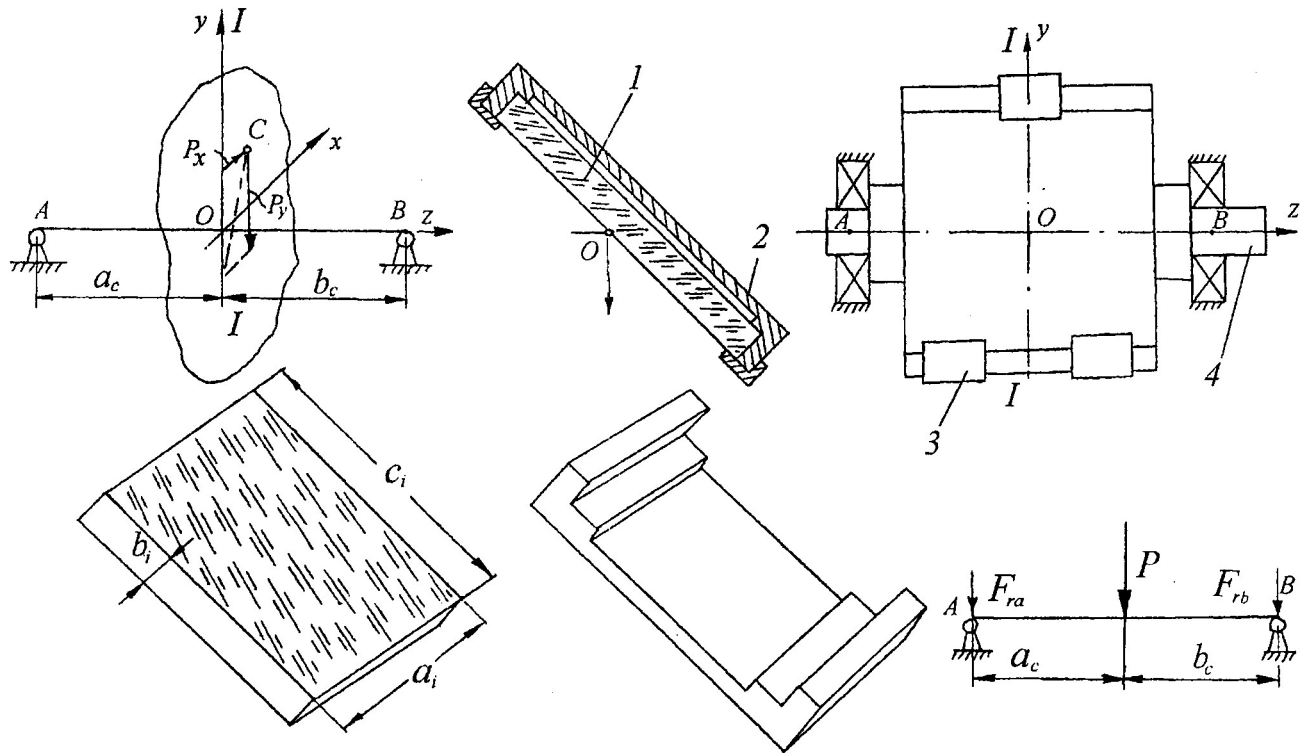


Рис. 3. Расчетная схема узла ОЭ

После расчета нагрузки  $P$  на опоры узла ОЭ необходимо определить координаты точки ее приложения  $C(x_c, y_c, z_c)$  в декартовой системе координат, центр которой совмещен с точкой пересечения оптической оси отражающего зеркала с осью его вращения (см. рис. 3). Точка  $C$ , очевидно, является центром тяжести тела сложной конфигурации, образуемой соединением деталей, сила веса которых действует на опоры узла ОЭ (см. рис. 3). Положение центра тяжести такого тела в однородном поле тяжести совпадает с положением центра его масс. Разбивая тело на части с массами  $m_i$ , для которых координаты их центра тяжести  $x_i, y_i, z_i$  известны, значения  $x_c, y_c, z_c$  можно найти по формулам [8, 10]:

$$x_c = \frac{\sum m_i x_i}{\sum m_i}; \quad y_c = \frac{\sum m_i y_i}{\sum m_i}; \quad z_c = \frac{\sum m_i z_i}{\sum m_i}.$$

При этом необходимо помнить, что центр тяжести однородного тела, имеющего центр симметрии (пластина, шар, цилиндр и др.), находится в этом центре. Если детали конструкции узла сложной конфигурации, их разбивают на симметричные формы с массами  $m_k$  и координатами центра масс  $x_k, y_k, z_k$  и проводят вычисления по соотношениям

$$x_i = \frac{\sum m_k x_k}{\sum m_k}; \quad y_i = \frac{\sum m_k y_k}{\sum m_k}; \quad z_i = \frac{\sum m_k z_k}{\sum m_k}.$$

### 3.2. Выбор опор узла ОЭ и определение момента трения в них. Расчет вала узла ОЭ на прочность

При конструировании узлов ОП с зеркалами для изменения направления его оптической оси (ОО) следует учитывать такие требования к опорам, как минимальное смещение оси ОО по нефункциональным направлениям (точность работы), минимизацию моментов трения и износа рабочих поверхностей. При оценке конструкции опорного узла ОЭ также принимают во внимание габаритные размеры, массу, стоимость, ремонтпригодность и другие показатели. Из возможных направляющих вращательного движения сформулированным требованиям к конструкции разра-

батываемого узла ОЭ в наибольшей степени удовлетворяют опоры качения. По сравнению с опорами скольжения они имеют определенные преимущества: меньшие моменты трения при трогании с места и при движении (момент трогания у них в 5–10 раз меньше, чем у опор скольжения, что важно для устройств с реверсом); нечувствительность к изменению температуры; возможность сборки оси на подшипниках без зазоров, что обеспечивает хорошую точность базирования оси (т. е. точность работы узла ОЭ); возможность сборки оси на подшипниках без зазоров: малый расход смазки и нетребовательность к ней; возможность использования для валов материалов, плохо сопротивляющихся фрикционному износу; хорошую взаимозаменяемость и ремонтпригодность. Однако при сравнении их с опорами скольжения к недостаткам следует отнести менее плавный ход и больший шум, большие габариты в радиальном направлении и более высокую стоимость.

Осуществив выбор типа опор в разрабатываемом узле ОЭ, переходим к их расчету и подбору. Методика расчета и подбора подшипников качения соответствует ГОСТ 18.854–82 и 18.855–82. Так как в нашем примере ТЗ на курсовой проект (см. приложение) угловая скорость вращения вала  $\omega > 1,05$  рад/с, подшипник качения подбирают по динамической грузоподъемности по соотношениям

$$C \geq C_p; \quad C_p = P_3 \sqrt[3]{\frac{60nL_h}{10^6}},$$

где  $C$  — табличное значение динамической грузоподъемности, указанное в справочниках для каждого типоразмера подшипника, Н;  $n = 30\omega/\pi$  — частота вращения кольца подшипника, об/мин;  $L_h$  — долговечность подшипника в часах, задаваемая в ТЗ;  $P_3$  — эквивалентная динамическая нагрузка, Н.

В соответствии с ГОСТ 18.854–82 для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников эквивалентная динамическая нагрузка определяется как

$$P_3 = (XVF_r + YF_a)K_c K_T,$$

где  $F_r, F_a$  — радиальная и осевая нагрузка на подшипник, Н;  $X, Y$  — коэффициенты приведения радиальной и осевой нагрузок, являющиеся справочными данными для каждого типоразмера подшипника;  $K_\sigma$  — коэффициент безопасности, учитывающий влияние на долговечность подшипника внешних нагрузок;  $K_T$  — температурный коэффициент, учитывающий влияние температурного режима работы подшипника и его долговечность. Коэффициенты  $K_\sigma, K_T$  являются справочными величинами.

Так как в разрабатываемой конструкции действует только радиальная нагрузка ( $F_a = 0$ ), в ней устанавливают радиальные подшипники. Значения  $F_r$  определяют из соотношений статики при известных геометрических размерах расчетной схемы (см. рис. 3) по формулам

$$F_{ra} = \frac{a_c P_\Sigma}{b_c + a_c}; \quad F_{rb} = \frac{b_c P_\Sigma}{b_c + a_c}; \quad P_\Sigma = \sqrt{P_x^2 + P_y^2}.$$

При этом необходимо помнить, что опорные реакции представляют в виде сосредоточенных сил  $F_{ra}$  и  $F_{rb}$ , приложенных в середине ширины подшипника. Если правый и левый подшипники (см. на рис. 3 соответственно  $B$  и  $A$ ) в опорах проектируемого узла  $O\Omega$  радиальные, устанавливают одинаковые подшипники. При этом типоразмер подшипника выбирают наибольшим по грузоподъемности. В приборах, обычно работающих при малых нагрузках, используют однорядные радиальные подшипники сверхлегкой, особо легкой и средней серий с внутренним посадочным диаметром на вал  $d \leq 10$  мм.

Вычислив динамическую грузоподъемность, по значению  $C_p$  из каталога подбирают радиальные однорядные подшипники типа 0000 из условий  $C \geq C_p$ , а их внутренний диаметр  $d$  должен быть приблизительно равен диаметру цапфы вала на эскизе узла  $O\Omega$  (рис. 4), выбранному из конструктивных и технологических соображений.

Такой предварительный выбор опор позволит рассчитать момент трения в опорном узле из соотношения [7, 8]:

$$M_{тр} = 2M_{тр.подш} = 2\{M_0 + (1,25F_r + 1,5F_a)\} f_k \frac{D_0}{D_w},$$

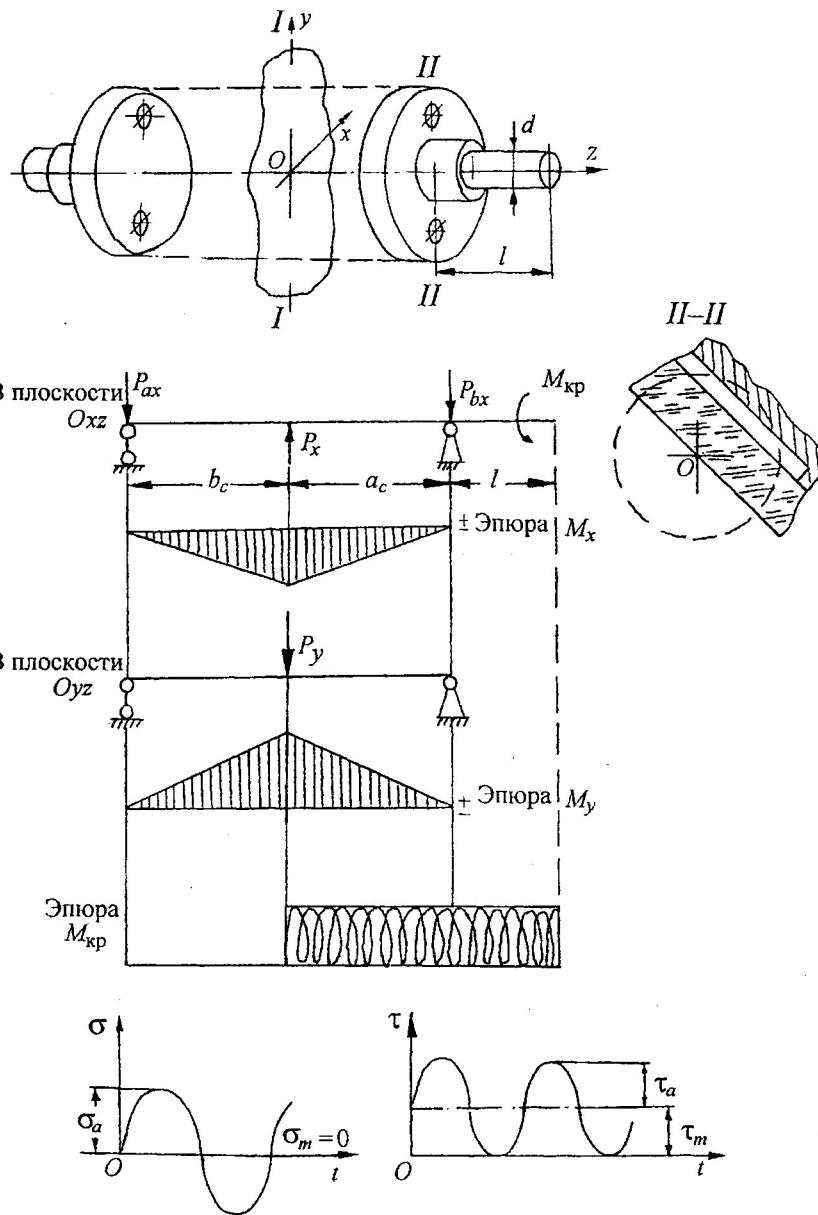


Рис. 4. Схема нагружения балки к расчету вала узла  $O\Omega$  на прочность

где  $M_{\text{тр.подш}}$  — момент трения в подшипнике, Н·мм;  $M_0 = 0,04D_0$  — начальный момент трения неагруженного подшипника, Н·мм;  $f_k$  — коэффициент трения качения, мм;  $D_0 = 0,5(d + D)$  — диаметр окружности центров шариков подшипника, мм;  $D_w$  — диаметр шариков, мм;  $D$  — наружный диаметр подшипника, мм. Параметры  $D$ ,  $D_w$ ,  $D_0$  являются параметрами выбранного подшипника и приводятся в каталоге, а коэффициент трения принимают равным 0,01...0,02 мм при радиальной нагрузке и 0,03...0,04 мм при осевой.

Практическое значение имеют три вида расчета валов: на прочность; на жесткость; на выносливость (усталость).

Расчет на прочность является проектным, в результате него определяют диаметр вала в опасном сечении. Для его выполнения необходимо составить расчетную схему. В рассматриваемой конструкции (см. рис. 3) полуоси 4 крепятся к подложке 2 зеркала 1, которое, в свою очередь, соединено с ней планками 3. В соединении деталей 1, 2, 3, 4 нагрузкой на конструкции является сила их тяжести, определяющая крутящий момент  $M_{\text{кр}}$ , равный моменту трения в подшипниках с поправкой на коэффициент  $\xi_0$ , учитывающий, что к левой полуоси узла ОЭ (см. рис. 4) через зубчатое колесо и толкатель подсоединяется потенциометр и концевые выключатели (см. рис. 2), имеющие свои моменты трения, вычислять которые на этапе эскизного проектирования не представляется возможным.

Опасным сечением в данной конструкции, очевидно, будет сечение II-II — наименее жесткое. Определение в нем напряжений при такой схеме вала является очень сложной задачей. Для ее упрощения расчетную схему вала представляем в виде круглой балки, напряженное состояние в опасном сечении которой I-I относим к сечению II-II конструкции узла ОЭ. Как видно из эпюр рис. 4, принятое упрощение дает большие значения вычисленных напряжений в сечении II-II реальной конструкции, в результате чего расчетный диаметр полуоси 4 (см. рис. 3) будет определен с некоторым запасом по прочности. Так как нагрузка  $P$  не лежит в плоскостях выбранной системы координат, для выполнения дальнейших расчетов ее необходимо разложить по направлениям осей  $Oy$ ,

$Ox$ . При этом  $P_x = P \operatorname{tg} \alpha$ ;  $\alpha = \operatorname{arctg} \frac{x_c}{y_c}$ ;  $P_y = P$  (см. рис. 3). Далее в плоскостях  $xy$ ,  $zy$  определяют реакции опор  $P_{ax}$ ,  $P_{ay}$ ,  $P_{bx}$ ,  $P_{by}$  и изги-

бающих моментов  $M_y$ ,  $M_x$  в опасном сечении (см. рис. 4). Результирующие опорные реакции и изгибающие моменты через эти составляющие находят как

$$P_a = \sqrt{P_{ax}^2 + P_{ay}^2} = \frac{a_c P_{\Sigma}}{b_c + a_c}; \quad P_b = \sqrt{P_{bx}^2 + P_{by}^2} = \frac{b_c P_{\Sigma}}{b_c + a_c};$$

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}.$$

Максимальные напряжения изгиба в опасном сечении при круглом сечении вала

$$\delta_n = \frac{M_n}{W_b} = \frac{M_n}{0,2d^3}.$$

Максимальные касательные напряжения, возникающие в этом же сечении,

$$\tau = \frac{M_{\text{кр}}}{W_{\text{кр}}} = \frac{\xi_c M_{\text{кр}}}{0,2}.$$

Коэффициент  $\xi_0 = 1,2...1,5$ , причем чем меньше  $M_{\text{кр}}$ , тем большие значения выбирают. Эквивалентные напряжения при сложном напряженном состоянии по гипотезе наибольших касательных напряжений

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_n^2 + 4\tau^2} = \frac{\sqrt{M_n^2 + M_{\text{кр}}^2}}{0,1d^3} \leq [\sigma_n].$$

Тогда диаметр вала в опасном сечении из расчета его на прочность определяют как

$$d_{\text{пр}} \geq \sqrt[3]{\frac{\sqrt{M_n^2 + M_{\text{кр}}^2}}{0,1[\sigma_n]}}.$$

При проектном расчете вала на жесткость по допустимому значению крутильной жесткости определяют его геометрические размеры.

Возникающий под действием крутящих моментов упругий мертвый ход  $\Delta\varphi_y$ , равный двойному углу закручивания рабочего участка вала, рассчитывают из соотношения

$$\Delta\varphi_y = \frac{M_{кр} l}{GI_p},$$

где  $l$  — длина рабочего участка валика, на котором действует крутящий момент  $M_{кр}$ , мм (см. рис. 4);  $G$  — модуль упругости при сдвиге;  $I_p$  — полярный момент инерции поперечного сечения вала.

В приборных передачах повышенной точности его ограничивают техническими требованиями:  $[\varphi_y] = (6 \dots 22) \cdot 10^{-6} \cdot l$  рад. Тогда из условия  $\Delta\varphi_y \leq [\varphi_y]$  для круглого сечения вала

$$d_{ж} \geq \sqrt[4]{\frac{64M_{кр}l}{\pi G[\varphi_y]}}$$

Так как недостаточная изгибная жесткость вала вызывает перекос крепящихся на нем элементов конструкции, а также межосевого расстояния, появление излишних люфтов или заклинивания передач, его размеры проверяют по условию  $f_{расч} \leq f_{пред}$ , где  $f_{расч}$  — расчетное значение прогиба валика в опасном сечении, соответствующем месту действия передающей силы и момента;  $f_{пред} = (0,0002 \dots 0,0003)L$  — предельно допустимое значение прогиба валика, мм;  $L$  — расстояние между опорами валика, мм (см. рис. 4,  $L = a_c + b_c$ ).

Для принятой расчетной схемы расположения нагрузки прогиб вала в опасном сечении

$$f_{расч} = \frac{P_c a_c^2 b_c^2}{3EI_p(a_c + b_c)},$$

где  $a_c, b_c$  показаны на рис. 4;  $I_p = \frac{\pi}{64} d_{ж}^4$ ;  $E$  — модуль упругости материала вала, МПа;  $d_{ж}$  — диаметр вала, полученный из расчета на жесткость.

Кроме прогибов определяют углы наклона  $\vartheta$  упругой линии вала (в радианах) в местах установки опор, сравнивая их с допустимыми [9].

Однако для разрабатываемой конструкции угла ОЭ ввиду большой жесткости подложки зеркала проведение поверочного расчета по [7] и [9] нецелесообразно. Если вычисленные значения  $d_{пр}$  и  $d_{ж}$  меньше или равны диаметру внутреннего кольца подшипников узла ОЭ, то расчет вала по прочности и жесткости считается законченным. В противном случае по условию  $C \geq C_p$  из каталога выбирают подшипник с большим значением  $d$ . Необходимо также обратить внимание на то обстоятельство, что вычисленное значение  $d$  ввиду небольшой нагрузки может оказаться очень малым ( $d \leq 1 \dots 2$  мм). В этом случае диаметр полуосей узла ОЭ следует выбирать из конструктивных и технологических соображений. Так как выполняемый проект является учебным, то для окончательного оформления конструкции вала необходимо провести поверочный расчет по усталостной прочности. При этом определяют коэффициенты запаса прочности вала в опасном сечении и по результатам расчета в случае необходимости вносят коррективы в его конструкцию. Запас прочности вала в опасном сечении по критерию выносливости (усталости) принимают равным [9]

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n]; \quad n_\sigma = \frac{\sigma_{-1} n_\tau}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad n_\tau = \frac{\sigma_{-1} n_\tau}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \beta} \tau_a + \psi_\tau \tau_m},$$

где  $n_\sigma$  и  $n_\tau$  — коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям соответственно;  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  — пределы выносливости при изгибе и кручении;  $k_\sigma$  и  $k_\tau$  — эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении (справочные величины, задаются в зависимости от концентратора напряжений, см. на рис. 4 конструкцию полуоси);  $\varepsilon_\sigma$  и  $\varepsilon_\tau$  — масштабные коэффициенты;  $\beta$  — коэффициент, учитывающий состояние поверхности детали;  $\sigma_a$  и  $\tau_a$  — амплитуда циклов напряжений;  $\sigma_m$  и  $\tau_m$  — средние напряжения циклов.

При расчете валов принимают, что напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, а напряжения кручения — по нулевому (см. рис. 4), т. е. при круглом сечении вала  $\sigma_m = 0$ ,

$$\sigma_a = \sigma = \frac{M_n}{W_n} = \frac{M_n}{0,1d^3}; \quad \tau_m = \tau_a = \frac{\tau}{2} = \frac{M_{кр}}{2W_{кр}} = \frac{M_{кр}}{0,4d^3}.$$

## 4. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРОЕКТИРУЕМОЙ КОНСТРУКЦИИ

### 4.1. Предварительный выбор двигателя и кинематический расчет редуктора

В электромеханических приводах ОЭП широко применяют малогабаритные электродвигатели (ЭД) постоянного тока, реверсивные с независимым возбуждением. При отсутствии требования высокого быстродействия рекомендуются ЭД типа ДПМ, высокого быстродействия типа ДПР, ДП-Р11 и др. Такие двигатели имеют достаточно линейную механическую характеристику и легко управляются. ЭД переменного тока, асинхронные с полым ротором типа ДИД, ДГ, АДП, обладают хорошим быстродействием и легко управляются. Асинхронные реверсивные ЭД с короткозамкнутым ротором типа УАД и ДАТ в следящих приборных приводах применяют редко. Это обусловлено специфическими трудностями управления и низким быстродействием [7].

На первом этапе выбора ЭД по требованиям ТЗ на курсовой проект из вышеперечисленных выбирают возможные типы двигателей для применения в разрабатываемой конструкции. Конкретный двигатель из намеченной серии выбирают с учетом его требуемой мощности  $N_p$ , достаточной для работы узла ОЭ. Так как редуктор имеет один двигатель и один выходной вал, то требуемую мощность двигателя в ваттах определяют из соотношения [7]:

$$N = \frac{M_c \omega_{\text{вых}} \xi}{\eta_p},$$

где  $M_c$  — момент статической нагрузки на выходе редуктора, Н·м (см. параграф 3.2);  $\omega_{\text{вых}}$  — номинальная угловая скорость вращения ОЭ, рад/с (см. приложение);  $\xi$  — коэффициент запаса, учитывающий динамичность внешней нагрузки, нестабильность напряжения питания, отклонение условий эксплуатации от расчетных;  $\eta_p$  — КПД редуктора.

При предварительном выборе двигателя редуктора значение коэффициента  $\xi$  задают из следующих рекомендаций: для нерегу-

лируемого привода и постоянной статической нагрузки 1,05...1,1; для приводов с заданным временем разгона и следящих приводов 1,2...2,5; для точных следящих приводов 2,5...5.

Так как на данном этапе проектирования разрабатываемой конструкции кинематическая схема редуктора неизвестна, значение коэффициента  $\xi$  также задают самостоятельно. Его значения рекомендуется принимать ориентировочно в пределах 0,5...0,7 с последующим уточнением при поверочном расчете. Причем чем больше момент нагрузки  $M_c$  и меньше предполагаемое передаточное отношение редуктора, тем большим  $\xi$  следует задаться.

По расчетному значению требуемой мощности  $N$  с учетом указанных в ТЗ условий питания и намеченной предварительно серии по каталогу выбирают конкретный двигатель с техническими характеристиками: номинальная мощность  $N$ , Вт; номинальный момент на валу  $M_n$ , Н·см; момент инерции ротора  $I_p$ , кг·см; постоянная времени  $T_{эм}$ ; момент сопротивления  $M_c$ , Н·см; номинальное число оборотов  $n_n$ , об/мин; пусковой момент  $M_n$ , Н·см.

Зная скорости вращения вала выбранного двигателя  $\omega_{дв}$  и выходного вала проектируемого редуктора  $n_{\text{вых}}$ , можно рассчитать его передаточное отношение как  $i_p = n_{дв} / n_{\text{вых}}$ ,  $n_{\text{вых}} = 30 \omega_{\text{вых}} / \pi$ .

В общем случае для реализации вычисленного передаточного отношения необходимо выбрать схемотехнический состав проектируемого ЭМП. Из эскиза конструкторской компоновки разрабатываемого механизма на рис. 2 следует, что входной и выходной валы редуктора соосны. Учитывая это обстоятельство, а также отсутствие в ТЗ на проект требований ввода в герметизированное пространство и т. п., для конструкции редуктора используют цилиндрические зубчатые колеса.

После определения схемотехнического состава редуктора находят число его ступеней  $i$  и разбивают общее передаточное отношение по отдельным ступеням. Число ступеней редуктора  $i$  при известном  $i$  зависит от предъявляемых к нему требований. Если среди этих требований ТЗ на проект есть заданное или доминирующее, то задача проектирования упрощается, так как существуют методики расчета по отдельным критериям (минимизации габаритов, массы, приведенного момента инерции, погрешности и т. д.). В нашем случае проектирования редуктора для сканирующего привода оптического прибора таким доминирующим условием, очевидно, являет-

ся минимизация приведенного момента инерции и обеспечение его стабильности независимо от величины  $i_p$ .

Согласно существующей методике расчета по выбранному критерию [7], предполагается равенство чисел зубьев ведущих шестерен ступенчатого редуктора, т. е.  $Z_1 = Z_3 = Z_5$  и т. д., равенство модулей и одинаковая ширина колес. Такое предположение соответствует принятому соотношению  $I_{p,пр} = (6,5...7)I_1$ , где  $I_{p,пр}$  — приведенный к входному валу редуктора момент его инерции;  $I_1$  — момент инерции двигателя.

Выбор числа ступеней по значению минимизации  $I_{p,пр}$  осуществляют по графикам [7], после чего разбивают общее передаточное отношение редуктора согласно рекомендациям:

$$\text{при } n = 3 \quad i_{cp} = \sqrt[3]{i_p}; \quad i_1 = \sqrt{\sqrt[3]{i_{cp}^2 + \sqrt{i_{cp}^4 - i_{cp}^6 / 27}} + \sqrt[3]{i_{cp}^2 - i_{cp}^2 / 27}};$$

$$\text{при } n = 4 \quad i_{cp} = \sqrt[4]{i_p}; \quad i_1 = 1,117\sqrt[3]{i_{cp}}; \quad i_2 = 1,13\sqrt[3]{i_{cp}}; \quad i_3 = i_{cp}^2 / i_2; \quad i_4 = i_{cp}^2 / i_1;$$

$$\text{при } n \geq 5 \quad i_{cp} = \sqrt[n]{i_p}; \quad i_1 = \sqrt[4]{2i_{cp}}; \quad i_2 = \sqrt{i_{cp}}; \quad i_n = i_2^2 / i_1; \quad i_{n-1} = i_{cp}^2 / i_2; \\ i_3 = i_4 = \dots = i_{n-2} = i_{cp}.$$

После выполнения вычислений кинематическую схему редуктора изображают в виде эскиза без соблюдения масштаба, но таким образом, чтобы была ясна кинематическая цепь передачи движения между его валами (рис. 5). Для определения чисел зубьев кинематических элементов разработанной схемы предварительно назначают числа зубьев  $Z$  всех шестерен с учетом типа, требований точности, габаритов передач, а также условий их изготовления и эксплуатации. Для цилиндрических зубчатых передач с нулевыми колесами внешнего зацепления  $Z$  выбирают в диапазоне 17...28 (для критерия минимизации, как отмечалось выше,  $Z_1 = Z_3 = Z_5 = \dots = Z_n$ ). При этом в случае малогабаритных передач  $Z$  назначают ближе к нижнему пределу, высокоточных — ближе к верхнему. Число зубьев ведомых колес на каждой ступени редуктора рассчитывается через известные передаточные отношения, как  $Z_2 = Z_1 i_{12}$ ,  $Z_4 = Z_3 i_{34}$  и т. д. При окончательном назначении чисел зубьев колес следует учитывать стандартные ряды [7]. Так как, определяя числа зубьев, при расчете приходится округлять значения  $Z_2, Z_4, \dots, Z_n$  до стандартных, необходимо выбранные

стандартные значения подставить в выражение для передаточного отношения  $i$  соответствующей ступени и проверить отличие его фактического значения  $i_{ф}$ , вычисленного по методике минимизации  $i_p$ . Это отклонение  $\Delta i = \frac{i_{ф} - i_p}{i_p} \cdot 100\%$  допускается в пределах 2,5...5%. Если полученные отклонения недопустимы, то следует определить возможности их компенсации за счет изменения  $i$  других ступеней.

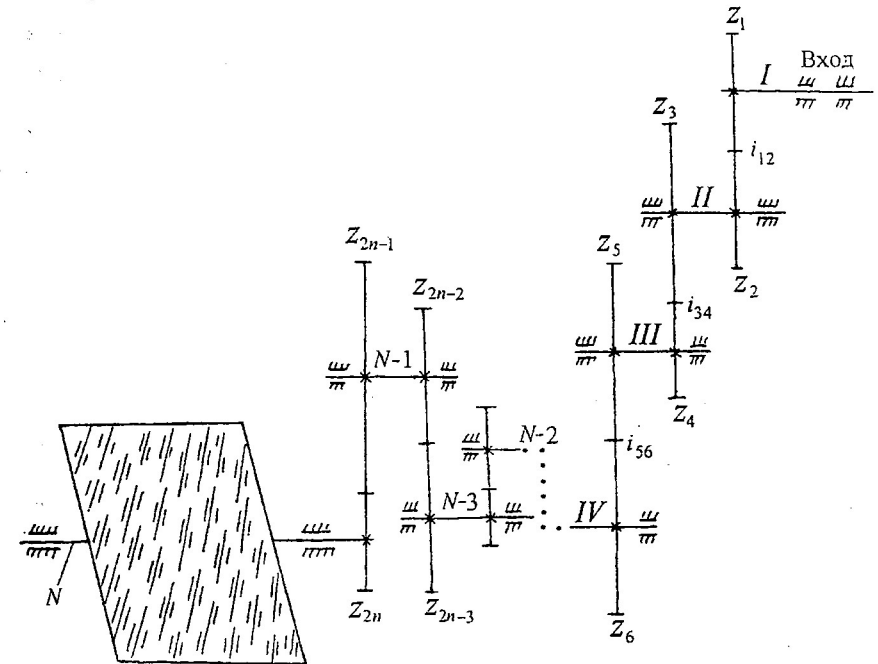


Рис. 5. Кинематическая схема редуктора проектируемого ЭМП

#### 4.2. Силовой расчет редуктора

При силовом расчете редуктора проверяют выбранный двигатель по статическому моменту, исходя из условия прочности зубьев (изгибной и контактной) находят модули зацепления зубчатых колес и их размеры.

Соотношения между моментами на любых валах редуктора определяют по формуле

$$M_i \omega_i \eta_{ij} = M_j \omega_j,$$

где  $M_i$ ,  $\omega_i$  — момент на  $i$ -м ведущем валу и частота его вращения;  $M_j$ ,  $\omega_j$  — момент на  $j$ -м ведомом валу и частота его вращения;  $\eta_{ij}$  — коэффициент полезного действия между  $i$ -м и  $j$ -м валами.

Определение крутящих моментов на валах необходимо для их расчета на прочность с целью определения диаметров в опасном сечении, а также для определения сил, действующих в зацеплении зубчатых колес. Обычно определяют моменты на наиболее нагруженных валах. Ими являются последний и предпоследний валы редуктора, так как крутящие моменты по мере приближения от выходного к входному валу уменьшаются (см. рис. 5). Проверку выбранного двигателя по статическому моменту осуществляют из выполнения условий

$$M_n \geq M_{c.пр} = \frac{M_c \omega_{вых}}{\eta_p \omega_1} = \frac{M_c \eta_n}{\eta_p i_p},$$

где  $M_n$  — номинальный момент выбранного двигателя;  $\eta_p$ ,  $n_p$ ,  $n_n$ ,  $n_{вых}$  описаны выше.

В случае невыполнения условия необходимо подобрать другой двигатель с большим номинальным моментом и проверить его по моменту. Повторение этих вычислительных операций прекращают, если  $M_n \geq M_{c.пр}$ . Число оборотов нового двигателя и ранее выбранного должно быть по возможности одинаковым, так как в этом случае исключается необходимость заново проводить кинематический расчет редуктора.

Для расчета зубьев на прочность необходимо знать, какой тип передач следует применять в разрабатываемой конструкции. В приборостроении распространены как открытый, так и закрытый тип, но без обильной, непрерывно пополняемой смазки. При этом основным видом разрушения зубьев колес является их поломка или износ, вызванный усталостью материала, подвергающегося многократно повторяющимся нагрузкам.

Так как в проектируемом механизме предполагается открытый тип передач, то расчет зубьев на изгиб является проектным расче-

том, по которому определяют модуль зацепления  $m$  и геометрию колес. При поверочном расчете по известной геометрии и заданным нагрузкам определяют действующие контактные напряжения. Их сравнивают с допустимыми  $[\sigma_H] \geq \sigma_H$ , полученными в результате проектировочного расчета.

При проектном расчете зубчатых колес на изгибную прочность назначают материал колес и число зубьев. Материал выбирают с учетом назначения передачи, характера действующей нагрузки, условий эксплуатации, массы, габаритов, стоимости [1, 2, 7]. Число используемых в конструкции материалов желательно ограничить, поэтому часто шестерни и колеса выполняются из одинакового материала. Из условия равнопрочности зубчатых колес пары известно, что шестерня (меньшее колесо из двух) должна быть изготовлена из материала более качественного, чем колесо. Рекомендуемые сочетания материалов указаны в справочной литературе [7, 8].

Расчет на изгибную прочность часто производят для наиболее нагруженной ступени редуктора, причем модуль определяют по менее прочному колесу зубчатой пары этой ступени из соотношения [7, 8]:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2MKY_F}{\psi_b Z[\sigma_F]}}$$

где  $M$  — крутящий момент, действующий на рассчитываемое колесо, Н·мм;  $K$  — коэффициент, учитывающий вибрации, дефект монтажа и износ зубчатого колеса (для предварительных расчетов принимают 1,3...1,5);  $Y_F$  — коэффициент прочности зуба [7];  $\psi_b$  — коэффициент, равный отношению ширины зубчатого венца к модулю (для прямозубых колес  $\psi_b = 6...10$ );  $[\sigma_F]$  — допускаемое напряжение при расчете зубьев на изгиб, Н/мм<sup>2</sup>.

Для определения менее прочного колеса зубчатой пары рассчитывают отношение  $[\sigma_F]/Y_F$  для каждого ее элемента. Сравнив отношение  $[\sigma_F]/Y_F$  для шестерни и колеса, расчет модуля ведут по кинематическому элементу, для которого это отношение имеет меньшее значение.

Допускаемые изгибные напряжения для разрабатываемой конструкции определяются как  $[\sigma_F] = \sigma_{-1}/n$ , где  $\sigma_{-1}$  — предел выносли-



ности материала колес при симметричном цикле нагружения;  $n$  — запас прочности ( $n = 1,3 \dots 2$ )

Предел выносливости материалов можно найти из соотношения, приведенного в [7, 10]. Вычисленное значение модуля следует округлить до ближайшего большего стандартного  $m$  (по ГОСТ 9563–75).

Модули всех остальных зубчатых пар редуктора из соображений унификации можно принять равным  $m$ . Однако следует отметить, что так как моменты по ступеням редуктора уменьшаются от его выхода ко входу, то модули зацепления будут также уменьшаться в указанном направлении. Учитывая это обстоятельство, для оценки возможности уменьшения габаритов и веса разрабатываемой конструкции следует рассчитать модуль хотя бы еще для предпоследней пары зубчатых колес. Методика вычислений остается прежней, но в исходные формулы необходимо подставлять параметры, соответствующие наименее прочному колесу рассчитываемой пары.

Как отмечалось выше, поверочным расчетом при проектировании разрабатываемой конструкции является проверка условия

$$\sigma_H = \frac{480}{d_2} \sqrt{\frac{MK}{d_1}} \leq [\sigma_H],$$

где  $\sigma_H$  — действующие в зубчатой паре контактные напряжения;  $[\sigma_H]$  — допустимые контактные напряжения;  $d_1 = mZ_1$ ,  $d_2 = mZ_2$ ;  $Z_1$  и  $Z_2$  — число зубьев шестерни и колеса рассчитываемой зубчатой пары соответственно. Допустимые контактные напряжения можно определять по рекомендациям [7, 10]. В случае невыполнения условия  $\sigma_H \leq [\sigma_H]$  необходимо либо изменить параметры термообработки, повысив тем самым твердость рабочих поверхностей зубьев, либо изменить материал колес пары, что повлечет проведение повторного проектного и поверочного, прочностного расчетов.

### 4.3. Геометрический расчет редуктора. Расчет его валов и подшипников опорных узлов

Основными конструктивными элементами редуктора являются зубчатые колеса, валы и подшипники. Задача геометрического расчета редуктора заключается в определении размеров его геометрических элементов.

Геометрические размеры зубчатых элементов находятся по справочным таблицам, в которых указаны их параметры и даны формулы для расчета, а также выбора [4, 6, 7]. При этом исходными параметрами являются число зубьев колеса  $Z$ , модуль зацепления  $m$ , коэффициент смещения инструмента  $x$  (для скорректированных зубчатых колес) и т. д. [7].

В рассматриваемом примере используются прямоугольные цилиндрические колеса без коррекции ( $x = 0$ ), основные геометрические размеры которых определяются из следующих соотношений: диаметр делительной окружности  $d = mZ$ ; ширина обода (венца) колеса  $b = \psi_b m$ ; межосевое расстояние между колесами кинематической пары  $a = 0,5(d_i + d_j)$ .

Результаты расчета для использования в дальнейших вычислениях целесообразно свести в таблицу.

Параметры передачи	Номер колеса от входа к выходу						
	1	2	3	4	...	$2n - 1$	$2n$
$Z$							
$m$ , мм							
$d$ , мм							
$b$ , мм							
$a$ , мм	$a_{12} =$		$a_{34} =$			$a_{n-1} =$	

По полученным диаметрам зубчатых колес можно сделать следующие рекомендации по их конструированию: зубчатые колеса малого диаметра целесообразно выполнять заодно с валом, т. е. нарезать зубчатый венец непосредственно на валу; остальные зубчатые колеса целесообразно выполнять как насадные, т. е. устанавливать на вал при помощи ступицы. При этом для удобства штифтования ступицы в ней необходимо предусмотреть резьбовое отверстие для установочного винта и отверстие для будущего штифта, которое будет использоваться как кондуктор (задает направление сверления). Вал обычно делают ступенчатым (рис. 6).

Наличие в разрабатываемой конструкции привода присоединительной муфты между редуктором и двигателем нежелательно, так как это связано с увеличением приведенного момента инерции ре-

дуктора. Поэтому при выполнении геометрического расчета рекомендуется обратить внимание на размеры шестерни первой ступени, которые должны позволять крепить ее на валу двигателя при помощи ступицы. Если при вычисленных значениях модуля и числа зубьев это невозможно, то их необходимо изменить так, чтобы диаметр впадин шестерни был больше диаметра ее ступицы. После таких изменений корректируют параметры сопряженного с шестерней колеса.

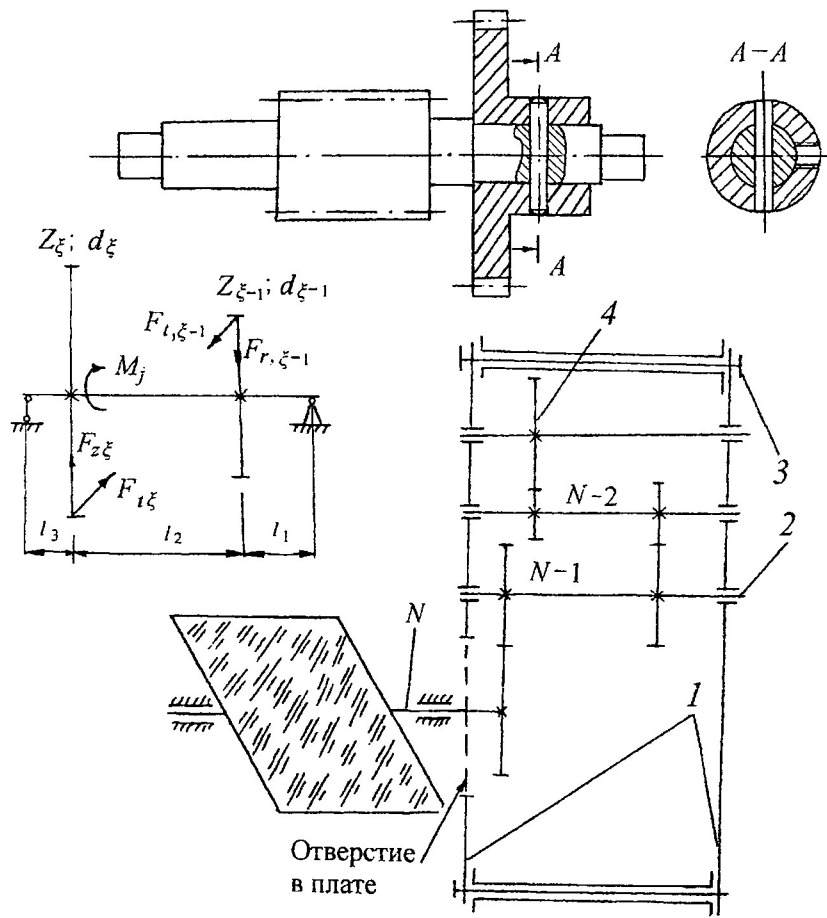


Рис. 6. Схемы к расчету валов редуктора на прочность и выбору опор для них

Выполнив геометрический расчет редуктора, необходимо определить его конструктивное оформление. В практике приборостроения широко применяют однокорпусную конструкцию редукторов: на двух платах, в отдельном закрытом корпусе и на общей плате.

Для редуктора с цилиндрическими зубчатыми колесами используют открытую конструкцию на двух платах, которую устанавливают внутри приборного устройства. При этом платы 1 (см. рис. 6) закрепляют на нескольких стойках 3, подшипники 2 располагают на концах валов, а зубчатые колеса 4 монтируют между опорами. Поскольку платы обычно имеют малую толщину, подшипники устанавливают в специальные втулки.

Валы редукторов малогабаритных приборных устройств обычно монтируют на стандартных радиальных и радиально-упорных подшипниках. Помимо достоинств таких опор, изложенных в главах 2, 3, их применение в конструкции позволяет сократить время на проектирование опорных узлов, обеспечить их полную взаимозаменяемость и невысокую стоимость. Типовые конструкции подшипниковых узлов, способы крепления внутренних и наружных колец стандартных шарикоподшипников, а также выбор характера их посадки приведены в работах [9, 10].

При составлении схемы для расчета валов редуктора на прочность [5, 6] их рассматривают как прямые брусья круглого или трубчатого сечения, лежащие на шарнирных опорах [9]. Так как в опорных узлах разрабатываемой конструкции редуктора используют подшипники качения, воспринимающие только радиальные силы, то их рассматривают как шарнирно-подвижные, а центр шарнира опоры считают расположенным в середине подшипника качения. Кроме того, при расчетах принимают, что насаженные на вал детали передают силы, распределенные по длине ступицы, а на расчетных схемах эти силы рассматривают как сосредоточенные и приложенные в середине ступицы. Для вычисления этих сил [7, 8] в случае прямозубых цилиндрических передач воспользуемся соотношениями (см. рис. 6):

окружные силы (касательные к делительной окружности)

$$F_{t\xi} = \frac{2M_j}{d_\xi}; \quad F_{t\xi-1} = \frac{2M_j}{d_{\xi-1}},$$

где  $M_j$  описана в параграфе 4.2;

радиальные силы

$$F_{r\xi} = F_{t\xi} \operatorname{tg} \alpha; \quad F_{r\xi-1} = F_{t\xi-1} \operatorname{tg} \alpha,$$

где  $\alpha$  — угол зацепления.

Дальнейший порядок выполнения расчета валов на прочность, а также выбора подшипников качения для них приведен в параграфе 3.2. Так как от выхода ко входу редуктора значение  $M_j$  уменьшается (см. параграф 4.2), то вышеуказанные вычисления достаточно осуществить для  $N-1$  и  $N-2$ -го вала разрабатываемой конструкции. Размеры остальных валов и подшипники для них выбираются по результатам проделанных расчетов или из конструктивных и технологических соображений.

#### 4.4. Расчет редуктора на точность

Расчет на точность проводят для определения угловой погрешности расположения выходного вала редуктора и связанного с ним ОЭ относительно номинального положения. Такой расчет обязателен для приборных редукторов. При его выполнении исходным является допуск на приведенную к выходному валу погрешность [11], определяющий границы допустимой погрешности, а также кинематическая схема, конструкция редуктора и возможности технологического процесса, зависящие от вида производства, заданного в ТЗ на проект. Задача расчета заключается в проверке условия  $\Delta_\Sigma \leq [\Delta\varphi]$ . В общем случае величина  $\Delta_\Sigma$  зависит от таких составляющих, как кинематическая погрешность, обусловленная погрешностью шага колеса и профиля его зуба  $\Delta\varphi_{i0}$ ; люфтовая погрешность (мертвый ход) в зацеплении зубчатых пар при реверсивном движении, обусловленная видом сопряжения (зазором) зубчатых колес  $\Delta\varphi_n$ ; упругий мертвый ход, вызванный закручиванием валов редуктора  $\Delta\varphi_\nu$ ; зазор в подшипниках опорных узлов  $\Delta\varphi_{\text{подш}}$ ; изменение температуры, что вызывает изменение межосевого расстояния между зубчатыми колесами  $\Delta\varphi_{\text{тем}}$ .

По стандарту [9, 11] определяющими показателями точности являются кинематическая и люфтовая погрешности. С позиций теории точности в дальнейшем проверочный расчет точности редуктора осуществляют, когда на основе разработанных чертежей

редуктора и заданных точностных требованиях к используемым в нем зубчатым колесам и передачам, определяемых стандартами, вычисляют  $\Delta_\Sigma$ . Стандарты предусматривают 12 степеней точности (в приборостроении обычно используют 6–9-ю степень точности), а видом сопряжения нормируют требования к боковому зазору зубчатой передачи [7, 9].

Так как по условиям ТЗ на проект предусматривается мелкосерийное или единичное производство, то проводимый ниже точностной расчет базируется на основе предельных отклонений (метод максимума-минимума). В соответствии с изложенным, для вычисления  $\Delta_\Sigma$  необходимо задать дополнительные условия: в редукторе применяют подшипники качения, редуктор работает в нормальном температурном режиме [1]; колеса изготовлены из стали, а корпусные плиты — из алюминиевого сплава; все цилиндрические зубчатые колеса изготовлены по 6-й степени точности с видом сопряжения  $G$ .

В соответствии с методом максимума-минимума величина  $\Delta_\Sigma$  определяется из соотношения

$$\Delta_\Sigma = \Delta\varphi_{i0\Sigma} + \Delta\varphi_{л\Sigma},$$

где  $\Delta\varphi_{i0\Sigma}$ ,  $\Delta\varphi_{л\Sigma}$  — соответственно кинематическая и люфтовая погрешности кинематической цепи.

Расчет кинематических цепей на точность регламентируется ГОСТ 9178–78. Его требования распространяются на кинематические цепи из нерегулируемых зубчатых, червячных и зубчатых передач.

Для кинематической цепи, состоящей из  $n$  ступеней, значение погрешности  $\Delta\varphi_{i0\Sigma}$ , приведенной к выходному валу, вычисляется по формуле

$$\Delta\varphi_{i0\Sigma} = \sum_{j=1}^n \xi_j \Delta\varphi_{i0j}^0,$$

где  $\Delta\varphi_{i0j}^0$  — значение кинематической погрешности  $j$ -й элементарной передачи в кинематической цепи с учетом фактического поворота ведомого колеса передачи;  $\xi_j$  — передаточный коэффициент  $j$ -й передачи.

Значение  $\Delta\varphi_{i0j}^\Phi$  определяют из выражения

$$\Delta\varphi_{i0j}^\Phi = \Delta\varphi_{i0j} K_\Phi,$$

где  $\Delta\varphi_{i0j}$  — значение кинематической погрешности элементарной  $j$ -й передачи, зависящее от ее типа;  $K_\Phi$  — коэффициент, учитывающий зависимость кинематической погрешности рассчитываемой передачи от фактического максимального угла поворота ее выходного колеса (выбирают по таблице ГОСТ 21.098–82).

Угол поворота ведомого колеса  $j$ -й передачи

$$\varphi_j = \frac{\varphi_B}{\xi_j},$$

где  $\varphi_B$  — угол поворота звена приведения;  $\xi_j = 1/i_{j-B}$ ,  $i_{j-B}$  — передаточное отношение кинематической цепи между выходными валами  $j$ -й передачи и редуктора [1].

Величину  $\Delta\varphi_{i0j}$  определяют из соотношения

$$\Delta\varphi_{i0j} = 6,88 \frac{F'_{i0}}{mZ_2},$$

где  $F'_{i0}$  — значение кинематической погрешности передачи, мкм;  $m$ ,  $Z_2$  — модуль, мм, и число зубьев ведомого колеса элементарной  $j$ -й передачи кинематической цепи соответственно.

Для прямозубых цилиндрических передач, используемых в проектируемом редукторе, минимальные значения  $F'_{i0}$  вычисляют по формуле из [11] и ГОСТ 21.098–82: для передач любой степени точности, кроме 7-й и 8-й  $F'_{i0\min} = 0,62K_S(F'_{i1} + F'_{i2})$ ; для передач 7-й и 8-й степени точности  $F'_{i0\min} = 0,71K_S(F'_{i1} + F'_{i2})$ , где  $K_S$  — коэффициент фазовой компенсации;  $F'_{i1}$ ,  $F'_{i2}$  — допуски на кинематическую погрешность шестерни и колеса соответственно.

Значения  $F'_{i1}$  и  $F'_{i2}$  рассчитывают из соотношения  $F'_i = F_p + f_f$ , где  $F_p$  — допуск на накопленную погрешность шага зубчатого колеса (шестерни);  $f_f$  — допуск на погрешность профиля зуба. Па-

раметры  $F_p$ ,  $f_f$ ,  $K_S$  выбирают соответственно по ГОСТ 9178–72. При расчете максимального значения кинематической погрешности в микрометрах  $F'_{0\max}$  кроме кинематических погрешностей колес учитывают также приведенные погрешности монтажа шестерни  $E_{\Sigma M1}$  и колеса  $E_{\Sigma M2}$  [11]:

$$F'_{i0\max} = K_S \left[ \sqrt{(F'_{i1})^2 + E_{\Sigma M1}^2} + \sqrt{(F'_{i2})^2 + E_{\Sigma M2}^2} \right],$$

где  $K_S$  — коэффициент фазовой компенсации, выбирают по ГОСТ 9178–72.

Показателями точности монтажа колес являются монтажные радиальные  $e_r$  и монтажные осевые  $e_a$  биения, определяемые для цилиндрических, конических и косозубых передач из соотношения

$$E'_{i0\max} = K_S \sqrt{\left( \frac{e_r \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \right)^2 + (e_a \operatorname{tg} \beta)^2},$$

где  $e_r = 0,85 \sqrt{\sum_{i=1}^n e_i^2}$ ;  $e_a = 0,85 \sqrt{\sum_{i=1}^n e_j^2}$ ;  $e_i$ ,  $e_j$  — допуски на погрешности, создающие первичные радиальные и осевые биения ведущего и ведомого колес элементарной кинематической пары соответственно.

Так как значения  $e_i$  и  $e_j$  устанавливают по рабочим чертежам и другой технической документации, то на этом этапе проектирования принимают  $e_i = e_j = 0$ .

В соответствии с вышеизложенным максимальная кинематическая погрешность проектируемого редуктора определяется как

$$\Delta\varphi_{i0\Sigma} = \xi_1 \Delta\varphi_{i\max 1} + \xi_2 \Delta\varphi_{i\max 2} + \dots + \xi_n \Delta\varphi_{i\max n}.$$

Для кинематических цепей, состоящих из  $n$  ступеней, значение люфтовой погрешности  $\Delta\varphi_{n\Sigma}$ , приведенной к выходному валу, рассчитывается из соотношения

$$\Delta\varphi_{n\Sigma} = \sum_{j=1}^n \xi_j \Delta\varphi_{nj}, \quad \Delta\varphi_{nj} = 6,88 \frac{j_i}{mZ_2},$$

где  $\Delta\varphi_{ij}$  — значение погрешности мертвого хода  $j$ -й элементарной передачи.

Минимальное значение бокового зазора  $j_i$  вычисляют по формуле

$$j_{i \min} = \frac{j_{\min}}{\cos \alpha \cos \beta},$$

где  $j_{i \min}$  — минимальное значение гарантированного бокового зазора соответствующей передачи (для цилиндрических передач), выбирают по ГОСТ 9178–72;  $\alpha$  — угол профиля исходного контура;  $\beta$  — угол наклона боковой стороны профиля (для прямозубых цилиндрических колес  $\beta = 0$ ). Максимальное значение  $j_i$  для цилиндрических передач определяется из выражения

$$j_{i \max} = 0,7(E_{HS1} + E_{HS2}) + \sqrt{0,5(T_{H1}^2 + T_{H2}^2) + 2(f_a)^2 + \Delta p_1^2 + \Delta p_2^2},$$

где  $E_{HS1}$  и  $E_{HS2}$  — наименьшее смещение исходного контура шестерни и колеса;  $f_a$  — допуск на отклонение межосевого расстояния передачи;  $\Delta p_1$  и  $\Delta p_2$  — радиальные зазоры в опорах шестерни и колеса соответственно (на этапе предварительного проектирования  $\Delta p_1$  и  $\Delta p_2 = 0$ ). Значения параметров  $E_{HS}$ ,  $T_H$ ,  $f_a$  выбирают из таблицы ГОСТ 9178–72.

Максимальную погрешность мертвого хода проектируемого редуктора согласно вышеизложенному рассчитывают как

$$\Delta\varphi_{л\Sigma} = \xi_1 \Delta\varphi_{л\max 1} + \xi_2 \Delta\varphi_{л\max 2} + \dots + \xi_n \Delta\varphi_{л\max n}.$$

Вычислив составляющие угловой погрешности положения выходного вала проектируемого редуктора относительно номинального  $\Delta\Sigma$ , проверяют условие  $\Delta\Sigma = \{\Delta\varphi_{i0\Sigma} + \Delta\varphi_{л\Sigma}\} \leq [\Delta\varphi]$ .

В случае невыполнения условия угловую погрешность  $\Delta\Sigma$  можно скорректировать следующим образом: повысить степень точности изготовления зубчатых колес; увеличить диаметры валов; изменить температурный режим эксплуатации редуктора; уменьшить боковой зазор в сопряжении зубчатых колес (в том числе применить люфтовыбирающие колеса, регулируемое межцентровое расстояние и др.); выбрать подшипники с меньшим зазором.

Целесообразность реализации какого-либо из перечисленных способов корректировки или их комбинации определяют при анализе результатов расчета составляющих угловой погрешности  $\Delta\Sigma$ .

#### 4.5. Оценка приведенного момента инерции редуктора. Проверка двигателя по моменту. Определение быстродействия привода

Приведенные выше расчеты позволили отработать конструкцию привода с определением геометрических размеров всех ее элементов, выбором подшипников, типа корпуса, редуктора и т. д. Данное обстоятельство, в свою очередь, дает возможность провести окончательную проверку правильности выбора двигателя спроектированного ЭМП.

Проверку двигателя по моменту с учетом статических и динамических нагрузок проводят, используя уравнение движения привода

$$[(I_p + I_{p.пр}) \eta i_p^2 + I_n] \epsilon_n = \eta i_p M_{дв} - M_c,$$

где  $I_p$  — момент инерции вращающихся частей двигателя и деталей, посаженных непосредственно на вал двигателя;  $I_{p.пр}$  — приведенный к валу двигателя момент инерции редуктора;  $I_n$  — момент инерции нагрузки на выходе редуктора;  $\eta$  — КПД редуктора;  $i_p$  — передаточное отношение редуктора;  $M_{дв}$  — требуемый момент двигателя;  $M_c$  — статический момент нагрузки на входе редуктора;  $\epsilon_n$  — ускорение выходного вала (нагрузки).

Для рассматриваемого примера требуемый момент на валу двигателя

$$M_{дв} = \left( I_p + I_{p.пр} + \frac{I_n}{\eta_0 i_p^2} \right) \epsilon_{i0} + \frac{M_n}{\eta_0 i_p}; \quad \eta_0 = \prod_{i=1}^n \eta_{i,пер} \cdot \eta_{подш},$$

где  $i_p = i_{i,N}^*$ ;  $M_n = M_c$  (см. параграф 4.1);  $\eta_{i,пер}$  — КПД элементарной цилиндрической передачи на  $i$ -й ступени;  $\eta_{подш}$  — КПД одной пары подшипников, на которых установлены валы или оси.

\* Номера валов принято обозначать римскими цифрами.

Для цилиндрических прямозубых передач внешнего зацепления при окружной силе  $F = F_t < 30$  Н (см. рис.6) [7]:

$$\eta_{\text{ц}} = 1 - \pi f \varepsilon_{\text{ц}} \left( \frac{1}{Z_1} - \frac{1}{Z_2} \right),$$

где  $f$  — коэффициент трения (0,06 для колес из закаленной стали, 0,07...0,1 — из бронзы, 0,13...0,15 — из алюминиевого сплава, 0,15 — из текстолита). При  $F \geq 30$  Н коэффициент  $C = 1$ .

Уточненное значение КПД одной пары подшипников, на которых установлены вал или ось, определяют из соотношения

$$\eta = \frac{M_j - M_{\text{подш}}}{M_j},$$

где  $M_j$  — крутящий момент на данном валу или оси (см. рис. 6);  $M_{\text{подш}}$  — значение момента трения в опорах данного вала или оси.

Последовательность выполнения расчета  $M_j$  и  $M_{\text{подш}}$  для выбранных опор изложена в параграфах 3.2, 4.1.

Момент инерции редуктора приводят к его входному валу:

$$I_{\text{р.пр}} = I_1 + I_{\text{см}} + \frac{I_2 + I_3}{i_{1,II}^2} + \frac{I_4 + I_5}{i_{1,III}^2} + \dots + \frac{I_{2n-2} + I_{2n-1} + I_{\text{прм}}}{i_{1,N-1}^2} + \frac{I_{2n}}{i_{1,N}^2},$$

где  $I_1, I_2, \dots, I_{2n}$  — моменты инерции шестерен и колес, установленных на валах или осях редуктора (см. рис. 5);  $I_{\text{см}}, I_{\text{прм}}$  — моменты инерции соединительной и предохранительной муфт, установленных соответственно на I и N – 1 валах редуктора (если первая шестерня редуктора монтируется на валу двигателя, то  $I_{\text{см}} = 0$ );  $i_1, i_{II}, \dots, i_{1,N}$  — передаточные отношения между валами.

Отдельные шестерни и зубчатые колеса, а также полумуфты представляют комбинацию цилиндров и дисков. Моменты инерции таких геометрических тел (звеньев) рассчитывают по формуле

$$I = \frac{\pi \rho b d^4}{32},$$

где  $d$  — диаметр звена, мм;  $b$  — его толщина, мм;  $\rho$  — плотность материала звена, г/мм<sup>3</sup>.

Геометрические размеры колес и шестерен  $d$  и  $b$  представлены в таблице и на рис. 6. Результаты расчета моментов инерции зубчатых колес и муфт желательнее обобщить в таблице на случай возможной корректировки величины  $I_{\text{р.пр}}$  по результатам ее составляющих. Для расчета момента инерции нагрузки на выходе редуктора, т. е. сложной конструкции узла ОЭ при ее ориентации в пространстве в выбранной системе координат  $xu$  (см. рис. 3), можно воспользоваться методикой работ [3, 4, 8].

Условие правильного выбора двигателя для заданного режима работы ЭМП определяется соотношением  $M_{\text{пдв}} \geq M_{\text{нпр}}$ . Если условие не выполняется, то необходимо выбрать двигатель из той же серии, имеющий ту же частоту вращения, но с большими значениями, обеспечивающими работу привода.

Для определения готовности спроектированного ЭМП к работе осуществляют его проверочный расчет на быстродействие. Если считать, что разгон привода заканчивается, когда частота его вращения достигает 0,95 от номинальной, то время разгона  $t_p = 3B$ , где

$$B = \frac{I_{\text{пр}} \omega_{\text{ц}}}{M_{\text{п}} - M_{\text{нпр}}} \text{ — электромеханическая постоянная; } I_{\text{пр}} \text{ — приве-}$$

денный к валу двигателя момент инерции всего привода с учетом

момента инерции нагрузки, кг·м<sup>2</sup>;  $\omega_{\text{дв}} = \frac{\pi n_{\text{дв}}}{30}$  — номинальная час-

тота вращения двигателя, с<sup>-1</sup>;  $M_{\text{п}}, M_{\text{н}}$  — пусковой и номинальный момент двигателя, Н·м. Для рассматриваемого примера

$$I_{\text{пр}} = I_{\text{р.пр}} + \frac{I_{\text{ц}}}{i_{1-N}^2}.$$

Если время разгона оговорено в ТЗ на проект, то проверяют условие  $M_{\text{пдв}} \geq M_{\text{нпр}}$ . В случае невыполнения этого условия для увеличения быстродействия привода в первую очередь необходимо выполнять колеса из более легкого материала, а в зубчатых колесах предусмотреть отверстия облегчения.

## ПРИЛОЖЕНИЕ

МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
им. Н.Э. БАУМАНА  
Кафедра «Элементы приборных устройств»

**ЗАДАНИЕ**  
на курсовой проект  
по курсу «Проектирование оптико-электронных приборов»

Студент \_\_\_\_\_ Группа \_\_\_\_\_  
Руководитель \_\_\_\_\_

Тема проекта: Механизм вертикального обзора

### ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ

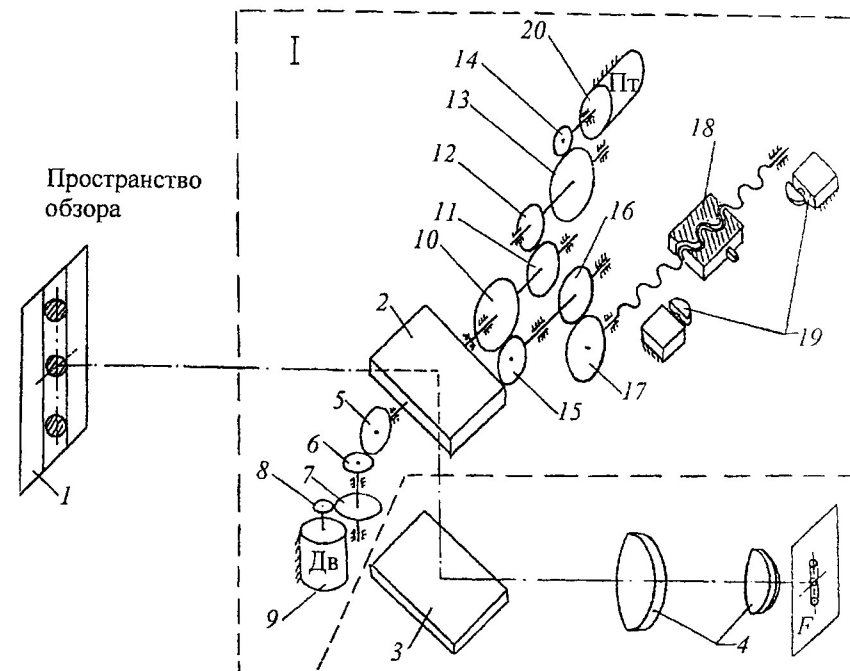
Спроектировать привод механизма вертикального обзора сканирующей оптической системы оптико-электронного прибора.

### ВВЕДЕНИЕ

Механизм вертикального обзора сканирующей оптической системы предназначен для оптико-электронных пеленгационных приборов и тренажерных комплексов различного целевого назначения.

В данном техническом задании требуется разработать механизм построчного сканирования с использованием зеркала, установленного перед объективом прибора. Согласно схеме, представленной на рисунке, излучение из пространства обзора 1 через элементы 2 и 3 (зеркала) попадает в фокальную плоскость объектива 4, где формируется изображение наблюдаемых предметов в пределах поля зрения оптической системы.

Построчное сканирование по вертикали осуществляется с помощью вращения зеркала 2 вокруг горизонтальной оси его симметрии. Оно проводится с пульта оператора включением реверсивного двигателя через зубчатую передачу. Конструктивная компоновка механизма вертикального обзора 1 может быть выполнена по схеме, представленной на рисунке.



Примерная кинематическая схема конструкции проектируемого сканирующего привода

В зависимости от данных ТЗ движение от двигателя 9 к зеркалу 2 может осуществляться через зубчатые элементы 5–6–7–8.

Для изменения направления движения зеркала 2 при достижении им крайних положений по углу поворота используется винтовая передача через кинематическую цепь зубчатых колес 10–15–16–17.

Гайка 18 винтовой передачи посредством толкателя осуществляет переключение концевых выключателей 19, т. е. реверс двигателя 9. При выключении прибора с пульта оператора зеркало 2 должно занять исходное положение, обозначенное на рисунке. Это происходит при нулевом значении напряжения, снимаемого с потенциометра 20, вращение токоприемника которого осуществляется через зубчатые колеса 11–12–13–14. Варианты технических параметров даны в таблице.

№ п/п	Данные технического задания	Варианты							
		1	2	3	4	5	6	7	8
1	Номинальная скорость вращения ОЭ $\omega, \text{с}^{-1}$	0,4	0,3	0,5	0,7	0,2	0,8	0,3	0,4
2	Угловое ускорение ОЭ, $\text{с}^{-2}$	0,4	0,3	0,45	0,5	0,15	0,6	0,2	0,3
3	Тип оптического элемента	Плоское зеркало				Прямоугольная призма			
4	Размеры ОЭ $H \times B \times D$ , мм	20× ×50× ×20	300× ×250× ×15	220× ×100× ×10	120× ×60× ×10	45	60	50	70
5	Рабочие углы ОЭ от исходного положения, град.	25	30	20– 25	20	30	15	25	20
6	Точность редуктора, приведенная к выходному валу, не хуже, угл. мин	6	12	15	10	5	10	7	10
7	Параметры электропитания	115 В, 400 Гц				110 В, 400 Гц			

Исполнение привода закрытое, пылезащищенное. Температура и влажность нормальные. Производство единичное или мелкосерийное. Срок службы 2000 ч. Рекомендуется применять исполнительные двигатели. Оптические элементы предполагается изготавливать из стекла К8 (удельная масса 2,52 г/см<sup>3</sup>).

В приводе, выполненном в виде отдельного блока, предусмотреть способы механического крепления к стыкуемым с ним элементам (по рекомендациям консультанта), а также стандартные разъемы для всех входящих в привод электроэлементов. В устрой-

стве должны быть предусмотрены ограничители предельных положений выходного вала и концевые микропереключатели, обеспечивающие дистанционную сигнализацию этих положений.

### ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ

А. Привод должен иметь рациональную, технологичную конструкцию, малую массу, габариты и малый приведенный к валу двигателя момент инерции.

Б. В конструкции должны быть использованы современные качественные материалы и покрытия с учетом их механических характеристик и технологических свойств. Предусмотреть прогрессивные технологические методы изготовления деталей.

### СОДЕРЖАНИЕ ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ПРОЕКТА

1. Схема кинематическая — 0,5 листа формата А1.
2. Чертеж общего вида изделия — 1,0 лист формата А1.
3. Сборочный чертеж изделия — 0,5 листа формата А1.
4. Чертежи сборочных единиц изделия — 1,0 лист формата А1.
5. Рабочие чертежи деталей — 1,5 листа формата А1.

Детали и сборочные единицы для выполнения чертежей назначаются консультантом.

6. Габаритный чертеж — 0,5 листа формата А1.



## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Основы конструирования приборов. Методические указания и технические задания по курсовому проектированию / В.Н. Баранов, А.А. Буцев, А.И. Еремеев и др.; Под ред. В.Н. Баранова. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1998. 80 с.

2. Конструирование приборов: В 2 кн. Кн. 2 / Под ред. В. Краузе; Пер. с нем. В.Н. Пальянова; Под ред. О.Ф. Тищенко. М.: Машиностроение, 1987. 376 с.

3. Плотников В.С., Варфоломеев Д.И., Пустовалов В.Е. Расчеты и конструирование оптико-механических приборов. М.: Машиностроение, 1980. 256 с.

4. Панов В.А., Кругер М.Я., Кулагин В.В. Справочник конструктора оптико-механических приборов / Под ред. В.А. Панова. М.: Машиностроение, 1980. 742 с.

5. Атлас конструкций элементов приборных устройств: Учеб. пособие для студентов приборостроительных вузов / А.А. Буцев, А.И. Еремеев, Ю.И. Кокорев и др.; Под ред. О.Ф. Тищенко. М.: Машиностроение, 1982. 166 с.

6. Справочник конструкций точного приборостроения / Г.А. Веркович, Е.Н. Головенкин, В.А. Голубков и др.; Под ред. К.Н. Явленского, Б.П. Тимофеева, Е.Е. Чадаевой. Л.: Машиностроение, 1989. 792 с.

7. Элементы приборных устройств. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для вузов. В 2 ч: Ч. 1 / Н.П. Нестерова, А.П. Коваленко, О.Ф. Тищенко и др.; Под ред. О.Ф. Тищенко. М.: Высш. шк., 1978. 328 с.

8. Элементы приборных устройств. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для вузов. В 2 ч: Ч. 2 / Н.П. Нестерова, А.П. Кова-

ленко, О.Ф. Тищенко и др.; Под ред. О.Ф. Тищенко. М.: Высш. шк., 1978. 263 с.

9. Марков Н.Н., Осипов В.В., Шабалина М.Б. Нормирование точности в машиностроении: Учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов / Под ред. Ю.М. Соломенцева. 2-е изд., испр. и доп. М.: Высш. шк.; Издат. центр «Академия», 2001. 335 с.

10. Краткий справочник для инженеров и студентов: Высшая математика. Физика. Теоретическая механика. Сопротивление материалов / А.Д. Полянин, В.Д. Полянин, В.А. Попов и др. М.: Международная программа образования, 1996. 432 с.

11. ГОСТ 9178–72. Передачи зубчатые цилиндрические мелко-модульные, допуски. М.: Изд-во стандартов, 1972. 18 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение .....	3
1. Задачи и основные этапы курсового проектирования.....	3
2. Разработка структурной схемы и эскиза конструктивной компоновки создаваемой конструкции .....	8
3. Определение силовой и динамической нагрузки на выходе редуктора проектируемой конструкции.....	12
3.1. Составление расчетной схемы узла ОЭ. Определение силы тяжести элементов его конструкции и координат точки ее приложения.....	12
3.2. Выбор опор узла ОЭ и определение момента трения в них. Расчет вала узла ОЭ на прочность.....	14
4. Кинематический расчет проектируемой конструкции.....	22
4.1. Предварительный выбор двигателя и кинематический расчет редуктора .....	22
4.2. Силовой расчет редуктора .....	25
4.3. Геометрический расчет редуктора. Расчет его валов и подшипников опорных узлов.....	28
4.4. Расчет редуктора на точность.....	32
4.5. Оценка приведенного момента инерции редуктора. Проверка двигателя по моменту. Определение быстродействия привода.....	37
Приложение .....	40
Список литературы.....	44

**Валерий Михайлович Пономарев**  
**Зинаида Георгиевна Капитанова**  
**Александр Алексеевич Буцев**

## **ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОПТИКО-ЭЛЕКТРОННЫХ ПРИБОРОВ (ПРАКТИЧЕСКОЕ РУКОВОДСТВО)**

Редактор *С.А. Серебрякова*  
Корректор *Л.И. Малютина*

Подписано в печать 25.01.03. Формат 60×84/16. Бумага офсетная.  
Печ. л. 3,0. Усл. печ. л. 2,73. Уч.-изд. л. 2,55. Тираж 300 экз.  
Изд. № 12. Заказ .

Издательство МГТУ имени Н.Э. Баумана.  
105005, Москва, 2-я Бауманская, 5.