

Московский государственный технический университет
имени Н.Э. Баумана

Методические указания

**В.Н. Пивоваров, Е.В. Матвеевко,
В.А. Жаров**

**РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ
ЭЛЕМЕНТОВ ПРИБОРНЫХ
МЕХАНИЗМОВ**

Издательство МГТУ имени Н.Э. Баумана

МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
им. Н.Э. БАУМАНА

В.Н. Пивоваров, Е.В. Матвеевко,
В.А. Жаров

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИБОРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

*Методические указания по выполнению домашних заданий
по курсу «Прикладная механика»*

Под редакцией *И.С. Потаницева*

Москва

Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
2003

УДК 681.3-1/-9+62.1.8
ББК 32.96-04:965.3

П32

Рецензенты: Ю.А. Мишин, В.М. Недашковский

Пивоваров В.Н., Матвеев Е.В., Жаров В.А.

Расчет и конструирование элементов приборных механизмов:
Методические указания по выполнению домашних заданий по
курсу «Прикладная механика» / Под ред. И.С. Потапова. — М.:
Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. — 40 с.: ил.

ISBN 5-7038-2338-2

Приведены методические указания по выполнению трех домашних заданий с поясняющими примерами. Даны основные положения статьи, необходимые сведения по теории прочности материалов, принципы конструирования деталей и сборочных единиц.

Для студентов 2-го курса, обучающихся по специальностям «Компьютерные системы и сети», «Информационная безопасность», «Прикладная математика».

Ил. 14. Библиогр. 7 назв.

УДК 681.3-1/-9+62.1.8
ББК 32.96-04:965.3

Владимир Николаевич Пивоваров
Елена Владимировна Матвеевко
Виктор Анатольевич Жаров

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИБОРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Методические указания

Редактор С.А. Серебрякова
Корректор Г.С. Беляева

Подписано в печать 17.09.03. Формат 60×84/16. Бумага офсетная.
Печ. л. 2,5. Усл. печ. л. 2,32. Уч.-изд. л. 2,03. Тираж 150 экз.
Изд. № 11. Заказ

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

ISBN 5-7038-2338-2

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003

ВВЕДЕНИЕ

Курс «Прикладная механика» (ПМ) для немеханических специальностей МГТУ им. Н.Э. Баумана дает студентам общее представление о проектировании механических и электромеханических элементов приборов и развивает у них навыки выполнения основных видов расчетов, сопровождающих процесс проектирования. К таким расчетам относятся прежде всего расчеты на прочность, жесткость, точность, силовой анализ конструкций и механизмов. Кроме того, важное место занимают вопросы обоснования и выбора геометрической формы деталей, из которых состоит проектируемое устройство, а также геометрическая компоновка этого устройства.

Цикл из трех домашних заданий, являющийся практической частью курса, включает задачи, посвященные расчетам на прочность и жесткость (первое и второе домашние задания), а также задачу по разработке эскизного проекта электромеханического привода. В процессе решения последней студенты изучают процедуры выбора и обоснования формы и размеров деталей привода, выполняют компоновку (размещение в пространстве) деталей в единое устройство, проводят анализ необходимой точности исполнения размеров деталей и сборочных единиц.

Основные расчеты третьего задания выполняются с помощью специальной программы на ЭВМ, причем понимание сути этих расчетов достигается на базе знаний, усвоенных при выполнении первых двух заданий. Таким образом происходит объединение всех приобретенных знаний и навыков в единую систему, являющуюся основой процесса проектирования конструкции приборного устройства.

Момент пары изображается вектором M , перпендикулярным к плоскости пары и направленным от плоскости в ту сторону, при наблюдении с которой кажется, что плечо пары под воздействием сил вращается против хода часовой стрелки.

По отношению к векторам моментов M_1, \dots, M_n с направлениями, пересекающимися в одной точке, действуют такие же правила сложения, какие были рассмотрены для сил.

При решении задач о воздействии на тело общей системы сил важное значение имеют понятия моментов сил относительно центра O и оси. Моментом $M_O(F)$ силы F относительно точки O называют векторную величину, равную векторному произведению

$$M_O(F) = r \times F.$$

Моментом $M_x(F)$ силы F относительно оси Ox называют проекцию вектора $M_O(F)$ на ось Ox или, что то же, момент от проекции силы F на плоскость Oyz относительно точки O .

Для оценки действия на тело общей системы сил необходимо преобразовать ее так, чтобы возможным стало применение рассмотренных выше правил сложения сил и моментов. Преобразование общей системы сил, приложенных к одному телу, основано на параллельном переносе векторов этих сил к одной и той же точке тела. Перенос осуществляется по правилу Штейнера: действие силы F_i на твердое тело не изменяется, если точка ее приложения переносится в точку O и одновременно к телу прикладывается момент, равный моменту $M_O(F_i)$ этой силы относительно точки O .

Если указанный выше перенос к одному и тому же центру O выполнить для всех сил F_i данной системы, присоединяя каждый раз моменты $M_O(F_i)$, а затем сложить, соответственно, все перенесенные силы и все присоединенные моменты, то в результате данную исходную систему сил можно будет заменить одной равнодействующей R , приложенной в точке O , и одним равнодействующим моментом M относительно той же точки:

$$R = \sum_{i=1}^n F_i; \quad M_O = \sum_{i=1}^n M_O(F_i).$$

1. РАВНОВЕСИЕ СИСТЕМЫ СИЛ

Силовой анализ конструкций и механизмов в прикладной механике базируется на законах статического равновесия тел под воздействием приложенных к ним сил и законах преобразования сил, действующих на твердые тела. Такой анализ присутствует в каждом из трех домашних заданий, поэтому целесообразно вспомнить основные понятия и уравнения статики, приведенные ниже.

Сила — мера механического воздействия одного тела на другое. Она является векторной величиной и определяется числовым значением, направлением и точкой приложения (далее векторы выделены жирным шрифтом). Действие силы на твердое тело не изменится, если перенести силу из точки приложения по линии ее действия в любую другую точку.

Равнодействующая R двух пересекающихся по направлению сил F_1 и F_2 приложена в точке их пересечения и изображается диагональ параллелограмма, построенного на векторах сил как на сторонах. Вычислять равнодействующую зачастую удобнее через проекции составляющих сил на координатные оси Ox :

$$R_x = \sum_{i=1}^2 F_{ix}, \quad R_y = \sum_{i=1}^2 F_{iy}, \quad R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}.$$

Указанные действия можно применять для любого числа сил, линии действия которых пересекаются в одной точке.

Линии действия сил на тело могут быть параллельны. Особо важен случай, когда такие силы равны по величине F и противоположно направлены. Такую систему сил называют парой сил. Она может быть заменена моментом

$$M = r F,$$

где r — расстояние между направлениями сил.

Естественно, указанное суммирование можно осуществлять и по отношению к проекциям сил и моментов на координатные оси $Oxuz$.

Если среди исходных силовых воздействий на твердое тело помимо сил имеются моменты M_k , то их включают в сумму моментов без всякого приведения, так как воздействие момента на твердое тело не зависит от точки приложения его вектора.

Тело, на которое действует плоская система сил (в такой системе векторы всех сил лежат в одной плоскости, а векторы моментов ей перпендикулярны), может перемещаться и вращаться в плоскости действия сил. Для того чтобы тело оставалось в покое, необходимо, как известно (первый закон Ньютона), отсутствие действующих на него сил и моментов. Или, другими словами, для равновесия твердого тела, находящегося под воздействием системы сил и моментов, необходимо и достаточно, чтобы равнодействующие всех сил и всех моментов равнялись нулю. Если иметь в виду вычисление равнодействующих через проекции составляющих сил и моментов на оси декартовой системы координат $Oxuz$, то можно сказать, что для равновесия твердого тела в плоскости необходимо, чтобы сумма проекций всех сил на оси произвольно выбранной системы координат $Oxuz$ и сумма всех моментов относительно произвольной точки тела O равнялись нулю:

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0; \quad \sum_{i=1}^n F_{iy} = 0; \quad \sum_{i=1}^n M_O(F_i) = 0.$$

Для пространственной системы сил и моментов таких условий шесть:

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0; \quad \sum_{i=1}^n F_{iy} = 0; \quad \sum_{i=1}^n F_{iz} = 0;$$

$$\sum_{i=1}^n M_x(F_i) = 0; \quad \sum_{i=1}^n M_y(F_i) = 0; \quad \sum_{i=1}^n M_z(F_i) = 0.$$

Если в исходной системе силовых воздействий на тело присутствуют моменты, то, как уже отмечалось, их проекции входят в суммы проекций моментов без приведения.

2. ПОСТРОЕНИЕ ЭПЮР ВНУТРЕННИХ СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ

2.1. Расчетные схемы

При исследовании конструкций на прочность и жесткость сначала переходят от реальной конструкции к расчетной схеме — абстрагированному от свойств, не связанных с прочностью, графическому изображению конструкции [1]. Подавляющее число приборных конструкций, подлежащих расчетам на прочность и жесткость, состоит из элементов, у которых один размер (длина) существенно превосходит два других: стойки, растяжки, валики, оси, пружины, элементы кронштейнов и несущих каркасов корпусов и т. д. Такие элементы называют стержнями и изображают на расчетных схемах в виде линии, которая может иметь любую форму в плоскости или пространстве.

Все перечисленные элементы каким-то образом связаны между собой или с корпусом: винтами, сваркой, заклепками, с помощью соединений, допускающих относительную подвижность соединяемых элементов — подшипников, направляющих пазов или отверстий, просто контактом поверхностей элементов и т. п. Связи ограничивают свободу перемещений стержня по каким-то направлениям. Ограничение проявляется в виде силового противодействия связи (третий закон Ньютона) возможному перемещению стержня в этих направлениях. Такие силовые противодействия называют реакциями связей.

В расчетных схемах, предназначенных для анализа прочности, число связей должно быть таким, чтобы стержень оставался неподвижным. Например, неподвижность плоской конструкции (ось стержня располагается в одной плоскости) обеспечивается запретом перемещений по осям Ox , Oy , лежащим в плоскости стержня, и поворота вокруг оси Oz . Примеры стержневых конструкций и наложенных на них связей, а также соответствующих им условных обозначений, используемых в расчетных схемах, показаны на рис. 1.

На рис. 1 изображены варианты жесткого крепления стержня к стенке корпуса — винтами (рис. 1, а), сваркой (рис. 1, б), гайкой

(рис. 1, в), расчетная схема (рис. 1, г), одинаковая в данном случае для всех приведенных вариантов, и расчетная схема, в которой условное обозначение жесткой заделки заменено соответствующими ей реакциями (рис. 1, д). На рис. 2, а изображен стержень, опирающийся на две цилиндрические подкладки; при этом левая опора препятствует смещению стержня вдоль его продольной оси. На рис. 2, б и в представлены соответствующие данной стержневой конструкции расчетные схемы с условными обозначениями связей и реакциями связей соответственно.

На рис. 3 представлены конструкция и расчетные схемы для валика с опорами в виде двух отверстий, взаимодействующих со стержнем

Внешние силы от элементов, взаимодействующих со стержнем (в том числе и реакции связей), передаются на стержень через контактные площадки. Если размеры контактных площадок малы по сравнению с размерами стержней, то считают, что силы приложены в точке (центре контактной площадки); такие силы называются сосредоточенными. В противном случае силы называются распределенными.

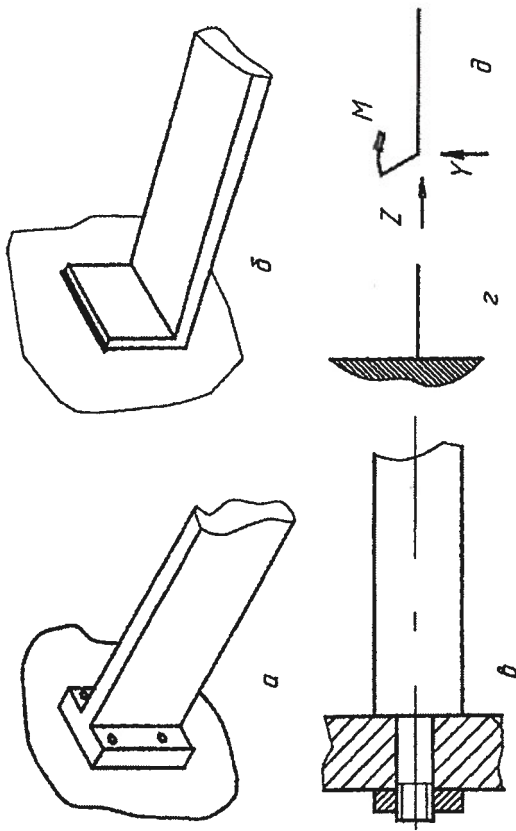


Рис. 1

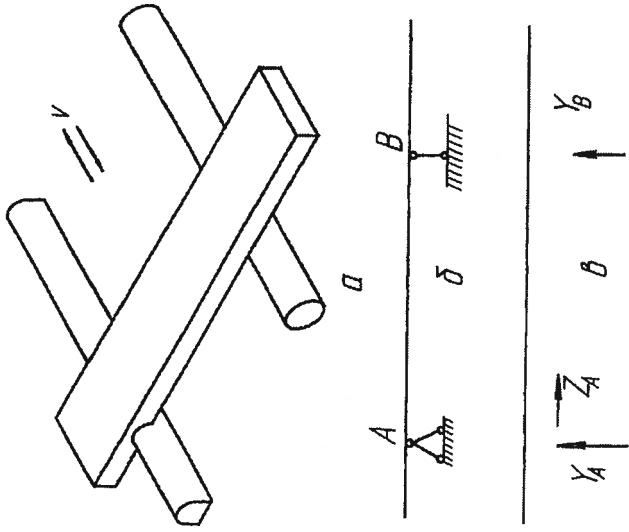


Рис. 2

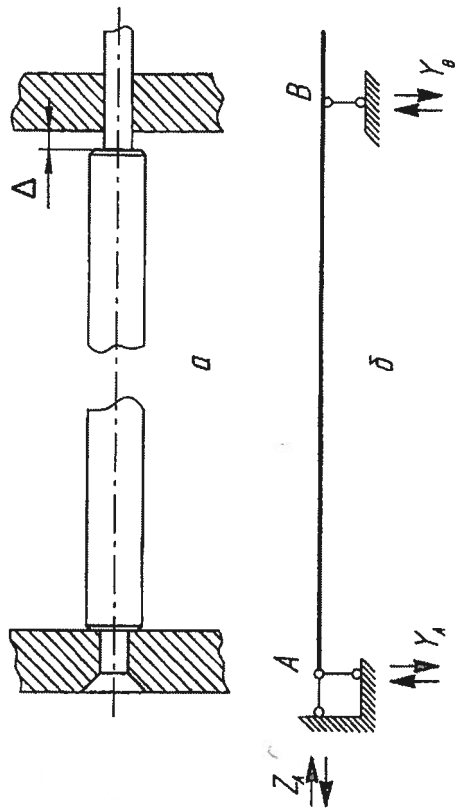


Рис. 3

2.2. Внутренние силовые факторы. Метод сечений

Стержневая конструкция под воздействием системы внешних сил и моментов деформируется до тех пор, пока внутренние силы, возникающие между частями материала детали при ее деформации, не уравновесят действие внешних силовых факторов. После этого весь стержень, а вместе с ним любая его часть будут находиться в равновесии. Мысленно разделим такой стержень произвольным сечением на две части. Поскольку каждая из частей находится в равновесии, то получается, что внешние силы и моменты, действующие на одну часть, уравновешиваются внутренними силами и моментами, действующими в сечении со стороны другой части, и наоборот. При анализе прочности внутренние силы, действующие в сечении, удобно представлять их равнодействующей Q , точка приложения которой переносится в центр сечения, и моментом M , который создает эта равнодействующая относительно центра сечения.

Проекции Q_x, Q_y, Q_z равнодействующей Q и проекции M_x, M_y, M_z момента M на оси Ox, Oy, Oz связанной с сечением системы координат принято называть внутренними силовыми факторами (ВСФ). Графики, отражающие функциональную зависимость значений отдельно взятого ВСФ от координаты расположения сечения на продольной оси стержня, называют эпорами ВСФ. Процесс анализа прочности и жесткости всегда сопровождается этапом построения эпюр ВСФ. Почему?

В обиходе, говоря о потере изделия прочностью или жесткости, мы применяем выражения типа: сломался зуб, лопнула струна, порвался трос, срезался винт, сломалась ось или растянулся ремень, ослабла пружина, провисла балка, прогнулся валик и т. п. Тем самым явления потери прочности мы относим ко всему изделию. На самом деле разрушается материал, из которого изготовлена та или иная деталь, и более того, материал разрушается в тех зонах толщи детали, в которых нагрузка на материал достигает предельных для данного материала значений. Таким образом, получается, что для того, чтобы делать обоснованные суждения о прочности, нужно уметь находить зоны или точки в толще детали, в которых силовое воздействие на материал оказывается наибольшим. А это легко сделать, зная силовые воздействия во всех точ-

ках детали или, по крайней мере, во всех характерных зонах или сечениях — именно это и отображают эпюры ВСФ. С их помощью легко установить сечения с наибольшими значениями ВСФ.

Для определения значений ВСФ в сечениях и построения их эпюр широко применяется метод сечений, который базируется на понимании того, что в мысленно рассеченной на две части конструкции внутренние силы в сечении уравновешивают действие внешних сил и моментов, приложенных к любой из двух частей. Согласно этому методу для определения ВСФ в каком-то сечении выполняют следующие действия:

- весь стержень разбивают этим сечением на две части и для анализа выбирают одну из них;
- к выделенной части прикладывают все те внешние силы и моменты, которые действовали на нее в исходной расчетной схеме (сюда входят и реакции связей, которые должны быть рассчитаны до определения ВСФ);
- к центру сечения прикладывают неизвестные пока ВСФ, причем их направление вначале выбирают произвольно;
- записывают уравнения статического равновесия выделенной части под воздействием внешних сил и ВСФ;
- уравнения равновесия решают относительно ВСФ; отрицательный знак какого-то результата говорит о том, что первоначально выбранное направление соответствующего ВСФ нужно изменить на обратное.

Для построения эпюр рассматривают несколько сечений вдоль оси стержня.

2.3. Методические указания по выполнению домашнего задания № 1

Пример 1. Многие стержневые элементы приборов и механизмов построены по следующей схеме: один конец стержня жестко закреплен, а другой свободен; форма оси стержня и нагрузки на него могут быть самыми различными. В таких случаях говорят, что стержень закреплен по консольной схеме (несущие кронштейны для установки мониторов, видеокамер, разных электронных блоков и т. п., несущие пластины электрических контактов, зубья зубчатых колес, рычаги кнопок, опорные концы валов (шпанды) и т. д.).

В качестве примера рассмотрим кронштейн (рис. 4, а), площадка II которого предназначена для установки блоков весом F . Расчетная схема для данного кронштейна представлена на рис. 4, б. Используя метод сечений, построим эпюры ВСФ.

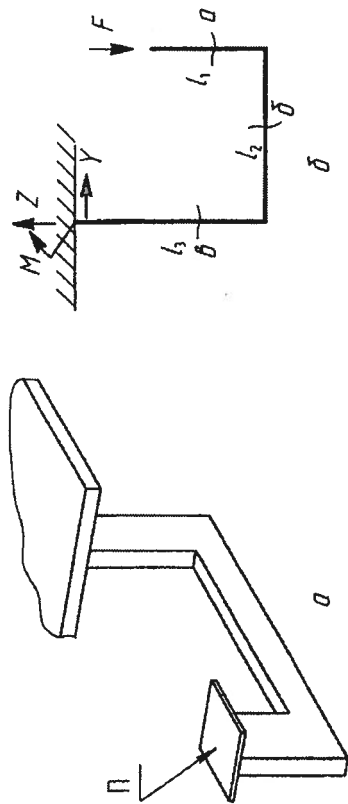


Рис. 4

В конструкции можно явно выделить три участка с длинами l_1 , l_2 , l_3 . Разделим сначала всю конструкцию на две части сечением a , расположенным на первом участке на расстоянии z от свободного конца (рис. 4, б; 5, а).

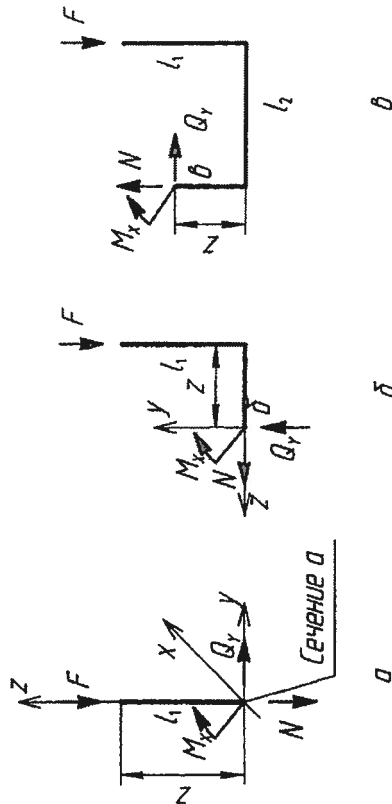


Рис. 5

Левая часть конструкции явно сложнее и содержит связи в заделке, реакции которых пока не известны. Правая часть связей не имеет и является более простой, поэтому рассмотрим равновесие правой части. Приложим к ней все те внешние силы, которые действовали на нее до разделения, а в сечении приложим пока не известные уравновешивающие ВСФ. В данном случае на отсеченную часть действует сила F и предполагается, что в сечении могут присутствовать три (поскольку конструкция плоская) ВСФ: N — продольная сила, Q_y — поперечная сила, M_x — изгибающий момент. Рассмотрим условия равновесия. Равновесие моментов

$$\sum_{i=1}^n M_x = M_x(N) + M_x(F) + M_x(Q_y) + M_x = 0.$$

В данном случае линии действия сил N , F , Q_y проходят через центр сечения, т. е. пересекают ось Ox , и в результате эти силы моментов относительно оси Ox не создают. Таким образом, получается, что $M_x = 0$. Условие равновесия проекций сил на ось Oy

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = Q_y = 0.$$

Так как силы N и F проекций на ось Oy не имеют, получается, что $Q_y = 0$. Условие равновесия проекций сил на ось Oz

$$\sum_{i=1}^n F_{iz} = -F - N = 0, \text{ откуда } N = -F.$$

Знак «минус» перед результатом говорит о том, что направление силы N в действительности обратно тому, которое первоначально изображено на схеме. Кстати, благодаря этому свойству нет необходимости угадывать правильное направление ВСФ при первоначальном нанесении их на схему.

Координата z расположения сечения в полученные результаты не входит, т. е. они верны для любого сечения на первом участке. Этот вывод позволяет построить эпюру продольной силы N для первого участка. Здесь нужно определиться со знаками на графике эпюры. Принято считать, что если продольная сила направлена к рассматриваемому сечению (сжатие), то она отрицательна, если от сечения (растяжение), то положительна. Для наглядности можно в

начале эпюры поставить знаки для направленных графика. Результат представлен на рис. 6, а.

Теперь переходим ко второму участку. Произвольным сечением b снова разбиваем всю конструкцию на две части и рассматриваем равновесие правой части. Ее схема с внешними силами и ВСФ в сечении b представлена на рис. 5, б. Используем те же условия равновесия:

$$\sum_{i=1}^n M_{ix} = -M_x - Fz = 0; \quad M_x = -Fz;$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = Q_y - F = 0; \quad Q_y = F;$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iz} = N = 0; \quad N = 0.$$

Из результатов видно, что значения M линейно зависят от координаты расположения сечения на оси Oz (замечание о знаке см. выше). Для построения графика линейной функции достаточно вычислить ее значения в двух точках. Здесь это удобнее сделать при $z = 0$, $M_x(0) = 0$ и при $z = l_2$, $M_x(l_2) = -Fl_2$. О знаках на графиках эпюр изгибающих моментов действует следующее соглашение: момент считается положительным, если вогнутая сторона направленного стержня расположена со стороны положительного направления оси координат Oy , лежащей в плоскости изгиба. Благодаря такому правилу эпюра изгибающего момента всегда располагается на сжатой стороне стержня, т. е. откладывается в сторону вогнутости изогнутой линии стержня. Эпюра $M_x(z)$ представлена на рис. 6, а.

Значения поперечной силы Q_y на втором участке не зависят от координаты z , т. е. она постоянна на всей длине участка. По отношению к знакам эпюр поперечных сил удобно применять следующее правило: поперечные силы считаются положительными, если их векторы стремятся вращать часть рассеченного стержня по ходу часовой стрелки. В рассматриваемом сечении второго участка сила Q_y как раз и направлена так, что стремится вращать левую отсеченную часть по ходу часовой стрелки. Эпюра Q_y представлена на рис. 6, б.

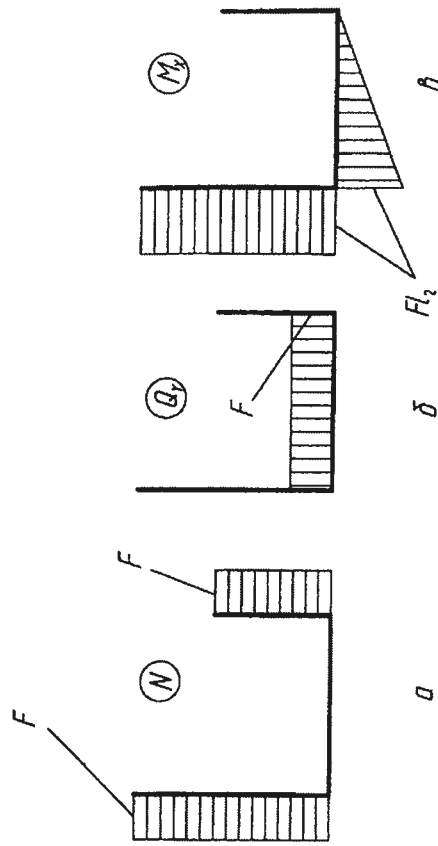


Рис. 6

Для сечения b на третьем участке (рис. 5, в) решение уравнений равновесия дает следующие результаты:

$$\sum_{i=1}^n M_{ix} = -M_x - Fl_2 = 0; \quad M_x = -Fl_2;$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = Q_y = 0; \quad Q_y = 0;$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iz} = N - F = 0; \quad N = F.$$

Учитывая знаки результатов (а они, напомним, уточняют первоначальный выбор направлений ВСФ) и правила выбора знаков на эпюрах, строим эпюры для третьего участка (см. рис. 6).

При решении данной задачи можно было избрать другой порядок анализа участков. Например, можно было бы двигаться от закрепления к свободному концу. Но в этом случае сначала надо было бы определить реакции связей в заделке. Находятся они всегда из условий равновесия для всей конструкции. В данном случае реакции M, Z, Y (рис. 4, б) определялись бы так:

$$\sum_{i=1}^n M_{i0} = M - Fl_2 = 0; \quad M = Fl_2;$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iz} = Z - F = 0; \quad Z = F;$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = Y = 0; \quad Y = 0.$$

В общем случае построению эпюр ВСФ всегда предшествует этап определения реакций связей.

Пример 2. Для стержневой конструкции с расчетной схемой, представленной на рис. 7, а, построить эпюры ВСФ. Равномерно распределенная на участках стержня нагрузка имеет плотность $q = 1 \text{ Н/мм}$, сосредоточенная сила $F = 5 \text{ Н}$.

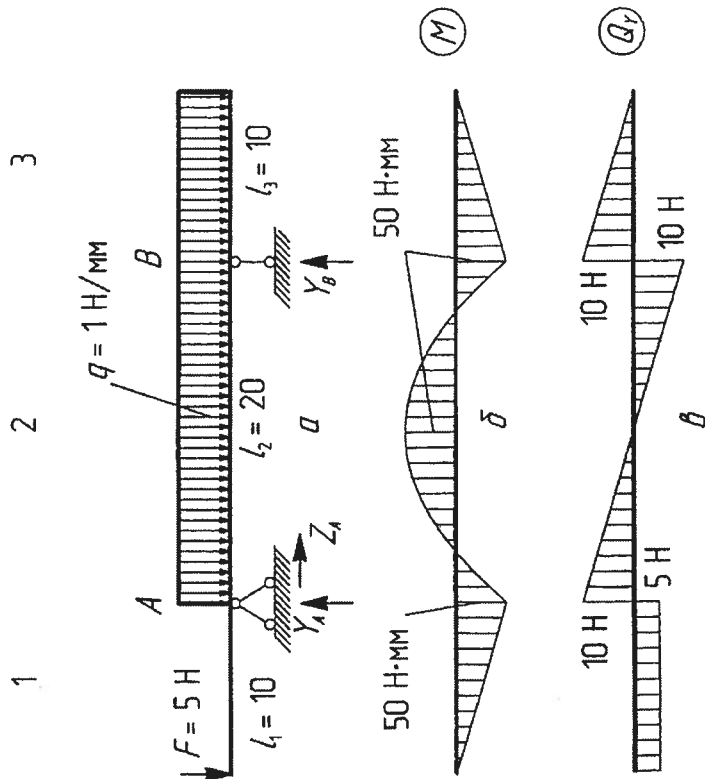


Рис. 7

Решение. 1. Из условий равновесия всей стержневой конструкции определим реакции связей Y_A, Z_A, Y_B :

$$\sum_{i=1}^n M_{iA} = F l_1 - (l_2 q)(l_2 / 2) - (l_3 q)(l_2 + l_3 / 2) + Y_B l_2 = 0.$$

Данная запись показывает, что распределенную нагрузку на участке стержня заменяют равнодействующей, величина которой равна произведению длины участка на плотность нагрузки, а точку приложения равнодействующей считают расположенной в центре участка.

Подставляя цифровые значения и решая относительно Y_B , получаем $Y_B = 20 \text{ Н}$. Условие равновесия проекций сил на ось Oy

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = -F + Y_A - (l_2 + l_3)q + Y_B = 0.$$

Отсюда после подстановок получим $Y_A = 15 \text{ Н}$.

Условие равновесия проекций сил на ось Oz

$$\sum_{i=1}^n F_{iz} = Z_A = 0, \quad Z_A = 0.$$

2. Пронумеровав участки стержня слева направо и применяя метод сечений, построим эпюры ВСФ.

На первом участке сечением a разобьем весь стержень на две части и рассмотрим равновесие левой, более простой, части (рис. 8, а):

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = -F + Q_y = -5 + Q_y, \quad Q_y = 5 \text{ Н};$$

$$\sum_{i=1}^n M_{ix} = Fz - M_x = 5z - M_x = 0, \quad M_x = 5z.$$

При $z = 0$ момент $M_x = 0$, при $z = l_1 = 10 \text{ мм}$ момент $M_x = 50 \text{ Н·мм}$.

В рассматриваемой задаче нет внешних сил, которые имели бы проекции на ось Oz . Поэтому из условий равновесия получается, что по всей длине стержня продольная внутренняя сила $N = 0$. Эпюры Q_y и M_x представлены на рис. 7, а, б.

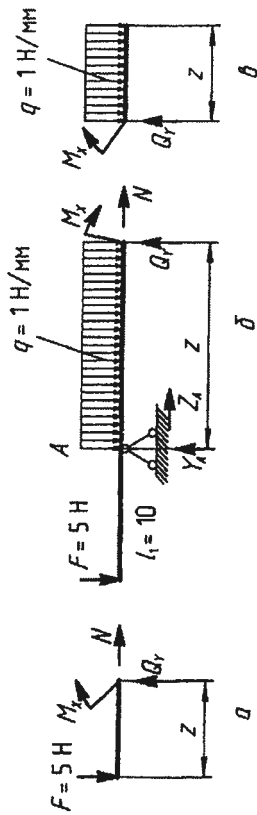


Рис. 8

На втором участке сечением б отделим левую часть и рассмотрим условия равновесия (рис. 8, б):

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = -F + Y_A - qz + Q_y = -5 + 15 - qz + Q_y = 0, \quad Q_y = qz - 10.$$

При $z = 0$ сила $Q_y = -10$ Н, при $z = 20$ мм сила $Q_y = 10$ Н. Эпюру строим с учетом приведенных выше правил знаков для поперечных сил (см. рис. 7, а, б).

Условие равновесия моментов относительно оси Ox

$$\sum_{i=1}^n M_{ix} = F(10 + z) - Y_A z + qz \frac{z}{2} - M_x = 0, \quad M_x = q \frac{z^2}{2} - 10z + 50.$$

Полученное выражение является уравнением параболы со смещенной вершиной. Координату вершины (координату экстремума) удобнее всего находить, используя условие экстремума функции и известное свойство ВСФ

$$\frac{dM}{dz} = Q_y,$$

согласно которым экстремум эпюры моментов будет при том значении z , при котором $Q_y = 0$. А это значение z легко найти из эпюры Q_y . В данном случае это $z = 10$ мм. Тогда при $z = 0$ момент $M_x = 50$ Н·мм, при $z = 10$ мм момент $M_x = 0$, при $z = 20$ мм момент $M_x = 50$ Н·мм. С учетом правила знаков для эпюр изгибающих моментов получаем эпюру, представленную на рис. 7. Вообще же на участках равномерно распределенной нагрузки парабола эпю-

ры изгибающего момента направлена всегда выпуклостью навстречу распределенной нагрузке.

На третьем участке сечением в отделим правую часть (рис. 8, в) и рассматриваем условия ее равновесия:

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = -qz + Q_y = -1 \cdot z + Q_y = 0, \quad Q_y = z;$$

$$\sum_{i=1}^n M_{ix} = -M_x - qz \frac{z}{2} = 0, \quad M_x = -q \frac{z^2}{2}.$$

При $z = 0$ момент $M_x = 0$ (вершина параболы), при $z = 10$ мм момент $M_x = -50$ Н·мм, т. е. направление момента обратно изображенному и сжатые волокна у стержня оказываются снизу. Эпюры построены на рис. 7.

В домашнем задании № 1 для заданных расчетных схем требуется построить эпюры внутренних силовых факторов. Варианты заданий студенты получают у преподавателя.

Расчетные схемы первого домашнего задания являются плоскими, т. е. сами схемы конструкций и действующие на них силы лежат в одной плоскости. В этом случае для решений достаточно использовать уравнения равновесия в плоскости.

Указание по оформлению. Расчетная часть задания должна оформляться так, как это сделано в примерах 1, 2 — все промежуточные схемы и расчеты должны быть полностью представлены в отчете. Расчетные схемы и эпюры выполняются в одном масштабе, эпюры располагают под расчетной схемой (см. рис. 7). Все задания оформляют на листах формата А4 с одной стороны.

3. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ И ЖЕСТКОСТЬ ВАЛА МЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

3.1. Основные понятия расчета на прочность по допускаемым напряжениям

Наиболее распространенным методом расчета деталей на прочность является расчет по напряжениям: на основе анализа конструкции выявляют ту точку в теле, где возникают наибольшие напряжения, найденное значение напряжения в этой точке сопоставляют с

предельным напряжением для материала конструкции, полученным на основе предварительных лабораторных испытаний.

По понятным причинам максимальные действующие напряжения не должны приближаться к предельному значению. Поэтому для них устанавливается ограничение в виде допускаемого напряжения, которое составляет часть предельного:

$$[\sigma] = \sigma_{\text{пред}} / n,$$

где n — коэффициент запаса, указывающий, во сколько раз допускаемое напряжение должно быть меньше предельного $\sigma_{\text{пред}}$. Тогда условие прочности детали в расчетном сечении можно выразить следующей формулой:

$$\sigma_p \leq [\sigma],$$

т. е. максимальные действующие или расчетные напряжения σ_p не должны быть больше допускаемых.

В качестве предельного для пластичных материалов берут σ_t — предел текучести — напряжение, при котором начинается пластическая деформация материала.

Для хрупких материалов берут σ_b — предел прочности — напряжение, при котором начинается разрушение материала (появляются трещины).

При длительных переменных нагрузках берут σ_{-1} — предел выносливости — напряжение, при котором образец выдерживает большое число изменений знака этого напряжения, не разрушаясь (это число называют базой испытаний).

Введение в расчет коэффициента запаса прочности связано с невозможностью точного учета многочисленных факторов, влияющих на прочность и надежность. Это и приближенность выбора расчетной схемы нагруженной конструкции, и отклонения механических свойств материалов и технологии обработки от нормативных, и многое другое.

Для расчета максимальных действующих напряжений в сечениях стержня используют следующие формулы:

при растяжении

$$\sigma_p = N / A,$$

где N — продольная сила, A — площадь поперечного сечения;

при изгибе

$$\sigma_p = M_{\text{из}} / W_{\text{из}},$$

где $M_{\text{из}}$ — изгибающий момент в сечении, $W_{\text{из}}$ — момент сопротивления сечения изгибу;

при кручении

$$\tau_p = M_{\text{кр}} / W_{\text{кр}},$$

где $M_{\text{кр}}$ — крутящий момент в сечении, $W_{\text{кр}}$ — момент сопротивления поперечного сечения кручению.

Если рассматриваемый стержень нагружен так, что в его сечениях возникает только один вид напряжений — нормальные σ или касательные τ , — такое напряженное состояние называют простым, а значения σ или τ используют в критериях $\sigma_p \leq [\sigma]$ или $\tau_p \leq [\tau]$ для суждений о прочности.

Если же в сечениях стержня одновременно действуют напряжения и нормальные σ , и касательные τ (такое напряженное состояние относится к сложным), то их воздействие сводят к так называемому эквивалентному напряжению $\sigma_{\text{экв}}$, являющемуся характеристикой сложного напряженного состояния. Необходимость введения такой характеристики и ее смысл вкратце можно пояснить так.

Для оценки запаса прочности при сложном напряженном состоянии было бы логично создать испытываемый образец из того же материала и нагружить так же, как и в действующей конструкции, а затем все параметры нагружения пропорционально увеличивать до разрушения образца. Полученный коэффициент увеличения будет коэффициентом запаса в наблюдаемом состоянии. Каждый новый вид нагружения будет требовать проведения новых испытаний по описанной схеме. Учитывая невозможное число вариантов нагружения конструкций, нетрудно понять нереальность описанного подхода.

Однако описанная схема определения коэффициента запаса позволяет сравнивать различные напряженные состояния. Так, два различных напряженных состояния, имеющих одно и то же значение коэффициента запаса, считают равноопасными. Учитывая это, логично среди всех возможных напряженных состояний, равноопасных наблюдаемому, найти такое, для которого существуют

простые схемы испытания образцов на прочность. Такими являются испытания на растяжение и сжатие. Поэтому и было принято решение при расчетах на прочность заданное сложное напряженное состояние заменять относительным растяжением, равнопрочным или равноопасным заданному напряженному состоянию.

Такое состояние называют эквивалентным напряженным состоянием, а соответствующее ему напряжение $\sigma_{экв}$ растяжения-сжатия — эквивалентным напряжением $\sigma_{экв}$. Тогда действительный коэффициент запаса равен

$$n_d = \sigma_{пред} / \sigma_{экв},$$

а критерий прочности принимает вид

$$\sigma_{экв} \leq [\sigma].$$

Проблему перехода от наблюдаемого сложного напряженного состояния к эквивалентному рассматривают в теории сложного напряженного состояния. При этом используют различные гипотезы причин разрушения материалов. Для случая, наиболее часто встречающегося в практике расчетов стержневых конструкций, когда в сечениях стержней одновременно действуют нормальные σ и касательные τ напряжения (это состояние наблюдается при одновременном действии изгибающих и крутящих моментов), получены следующие результаты и рекомендации.

В соответствии с гипотезой наибольших касательных напряжений предполагают, что пластические деформации в металле возникают, когда касательные напряжения достигают некоторого максимального для данного материала значения. Два напряженных состояния являются равнопрочными, если максимальные касательные напряжения для них одинаковы.

В случае напряженного состояния, которое возникает при совместном действии кручения и изгиба,

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}.$$

В гипотезе удельной потенциальной энергии изменения формы предполагается, что деформация формы наступает тогда, когда удельная потенциальная энергия, накапливаемая деформируемым

элементом, достигает предельного для данного материала значения. Два напряженных состояния остаются равнопрочными, если удельная потенциальная энергия изменения формы для них одинакова.

Для рассматриваемого частного случая напряженного состояния

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}.$$

В теории предельных напряженных состояний Мора предельное состояние для наблюдаемого напряженного состояния сравнивается с предельными состояниями, полученными при испытаниях образцов материала на растяжение, сжатие, кручение и при других видах нагружения.

Для рассматриваемого напряженного состояния

$$\sigma_{экв} = \frac{1-k}{2}\sigma + \frac{1+k}{2}\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}, \quad k = \frac{\sigma_{пр}}{\sigma_{кр}}$$

где k — отношение предельных напряжений текучести при растяжении и сжатия. При $k = 1$ формула совпадает с формулой гипотезы наибольших касательных напряжений.

3.2. Принципы расчета по допускаемым деформациям

Из сведений, изложенных в параграфе 3.1, следует, что в правильно спроектированных конструкциях действующие нагрузки практически никогда не создают разрушающих напряжений. Однако деформации существуют и при меньших нагрузках, и они могут заметно сказываться на качестве работы тех или иных деталей. Например, при прогибе вала, на котором находятся колеса передачи, или при упругом скручивании этого вала нарушается точность передачи углов поворота колес; при этом до разрушения вала еще очень далеко. Поэтому для многих конструкций исходя из их функционального назначения заранее устанавливают максимально допустимые перемещения (допускаемые деформации) отдельных точек или сечений конструкции. Эти перемещения указывают в техническом задании.

Расчет по допускаемым деформациям называют расчетом на жесткость. Критерий расчета $\Delta\varphi \leq [\Delta\varphi]$ — для кручения, $\Delta l \leq [\Delta l]$ —

для растяжения, $\Delta f \leq [\Delta f]$ — для изгиба. Таким образом, действительные деформации (угол скручивания $\Delta\phi$, удлинение Δl , прогиб Δy) должны быть меньше допускаемых.

3.3. Методические указания по выполнению домашнего задания № 2

В домашнем задании № 2 по заданной расчетной схеме вала необходимо построить эпюры ВСФ и определить размеры поперечных сечений различных участков вала.

Вал представляет собой вращающийся стержень, предназначенный для поддержания в заданном пространственном расположении вращающихся элементов механизмов — зубчатых колес, шкивов, кулачков и др. Валы участвуют в передаче энергии. В общем случае вал под воздействием сил от закрепленных на нем элементов передач подвергается сложной деформации пространственного изгиба, кручения и сжатия или растяжения.

В качестве примера определения сил и крутящих моментов, действующих на вал, рассмотрим кинематическую схему некоторого механизма, включающего рассчитываемый вал. Пусть для приведения в движение некоторой нагрузки был разработан двухступенчатый редуктор, кинематическая схема которого приведена на рис. 9, где z_1, \dots, z_4 — зубчатые колеса передачи. Определены вращающие моменты, которые действуют на каждом валу, диаметры зубчатых колес и расстояния между колесами и опорами. Нужно рассчитать например, диаметр, вал второго вала.

На рассматриваемом валу закреплены колеса z_2 и z_3 . Крутящий момент передается с ведущего колеса z_1 , установленного на первом валу, на ведомое колесо z_2 второго вала. Далее по валу он передается к ведущему колесу z_3 второй ступени, а с него — на ведомое колесо z_4 , установленное на третьем валу. Схема передачи сил на колеса второго вала представлена на эскизе плана редуктора (рис. 10).

Здесь учтено то, что силу F_n , действующую между зубьями колес, обычно представляют тремя составляющими: окружной F_t , радиальной F_r , осевой F_a , которые являются проекциями силы F_n на общую касательную к окружностям колес в точке касания зубья-

ев, на радиус колеса в этой точке и на ось вала соответственно. Осевая сила присуща, например, косозубым, коническим и червячным передачам. Упрощенная кинематическая схема второго вала, выделенного из механизма, с приложенными к колесам силами, в предположении, что вторая передача — косозубая, приведена на рис. 11.

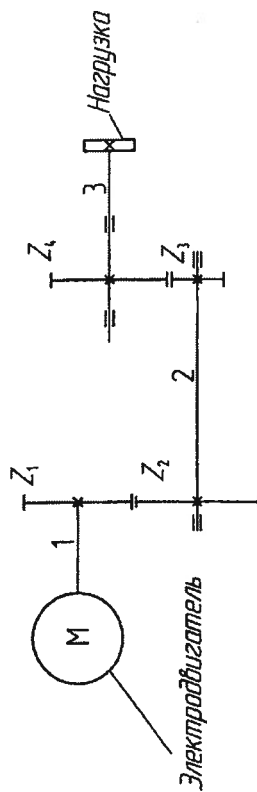


Рис. 9

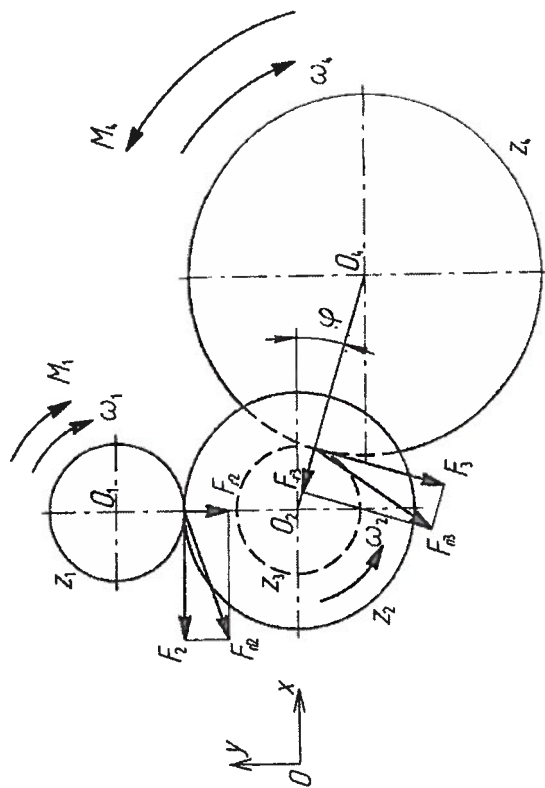


Рис. 10

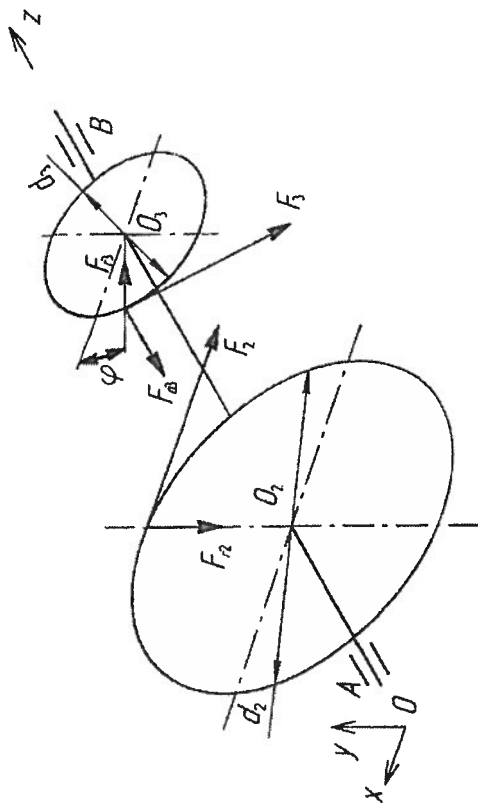


Рис. 11

Любой расчет начинают с составления расчетной схемы и построения эпюр [1, 2]. При составлении расчетной схемы вал обычно представляют как балку, лежащую на шарнирных опорах и подверженную изгибу и кручению от заданных нагрузок. Опору, воспринимающую радиальные и осевые нагрузки, считают шарнирно неподвижной, а воспринимающую только радиальные нагрузки — шарнирно подвижной. Опорные реакции представляют в виде сосредоточенных сил, приложенных в середине ширины подшипника. Собственный вес вала и смонтированных на нем деталей обычно не учитывают. За расчетные нагрузки принимают приведенные к оси вала силы, действующие на детали, которые находятся на вале (шестерни, червяки, зубчатые и червячные колеса, шкивы, кулачки, рычаги и т. п.). По составленной расчетной схеме определяют опорные реакции, пользуясь уравнениями статики. Если нагрузки, действующие на вал, не лежат в одной плоскости, то их раскладывают по двум взаимно перпендикулярным плоскостям, определяют в этих плоскостях реакции опор и изгибающие моменты, а затем находят результирующие опорные реакции и изгибающие моменты как геометрическую сумму составляющих.

В рассматриваемом примере силы, действующие на колеса, находятся в разных плоскостях. Поэтому расчеты действующих сил и реакций опор целесообразно выполнять в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Проецируя силы на плоскости Oxz и Oyz , получим:

в вертикальной плоскости

$$F_2^y = -F_2; \quad F_3^y = F_3 \sin \varphi - F_3 \cos \varphi;$$

в горизонтальной плоскости

$$F_2^x = -F_2; \quad F_3^x = -F_3 \cos \varphi - F_3 \sin \varphi.$$

Силам F_2, F_3 с точками приложения, перенесенными на ось вала, соответствует крутящий момент

$$M_{кр} = F_2(d_2/2) = F_3(d_3/2),$$

а силе F_{a3} — изгибающий момент

$$M(F_{a3}) = F_{a3}(d_3/2),$$

с проекциями на плоскости Oyz и Oxz :

$$M_x(F_{a3}) = -M(F_{a3}) \sin \varphi;$$

$$M_y(F_{a3}) = M(F_{a3}) \cos \varphi.$$

Далее определяют опорные реакции X_A, Y_A, Z_A, X_B, Y_B и строят эпюры ВСФ для каждой из плоскостей так, как это было сделано в примере 2 п. 2.2. Возможный вид эпюр представлен на рис. 12.

По эпюрам устанавливают, что наиболее нагруженным является сечение, соответствующее точке O_3 . В нем действуют изгибающие моменты относительно осей Oy и Ox и крутящий момент относительно оси Oz . Если сечение вала круглое, то изгибающие моменты можно геометрически складывать:

$$M_n = \sqrt{M_x^2(F_{a3}) + M_y^2(F_{a3})}.$$

Затем находят наибольшие нормальное и касательное напряжения, действующие в этом сечении:

$$\sigma = M_n / 0,1d^3; \quad \tau = M_{кр} / 0,2d^3.$$

Из формулы для эквивалентного напряжения получаем формулу для определения диаметра вала

$$d \geq \sqrt[3]{M_{\text{пр}} / 0,1[\sigma]},$$

где

$$M_{\text{пр}} = \sqrt{M_n^2 + M_{\text{кр}}^2}$$

— приведенный момент, Н·мм.

При расчете на жесткость для уменьшения упругого скручивания валов (упругий мертвый ход) в точных механизмах крутильную жесткость валов определяют согласно условию

$$\Delta\varphi_{\text{расч}} \leq [\Delta\varphi],$$

где $[\Delta\varphi]$ — допустимая величина угла закручивания вала на рабочей длине $l_{\text{раб}}$ (в данном примере это l_3).

Тогда диаметр вала на рабочем участке

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{64 M_{\text{кр}} l_{\text{раб}}}{\pi G [\Delta\varphi]}}.$$

Из двух значений диаметра, рассчитанных по условиям прочности и жесткости, выбирают большее и округляют до ближайшего стандартного значения.

Далее вычерчивают эскиз вала с вариантом опор скольжения или качения.

4. РАЗРАБОТКА ЭСКИЗНОГО ПРОЕКТА ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА

4.1. Проектирование и конструирование приборов

Этапы проектирования. Современные стандарты устанавливают следующие этапы проектирования технических изделий: 1) техническое задание (ТЗ); 2) техническое предложение; 3) эскизный проект; 4) технический проект; 5) рабочий проект.

Техническое задание содержит, по сути, описание еще не существующего изделия и, кроме того, различные условия его изготовления, испытаний, приемки.

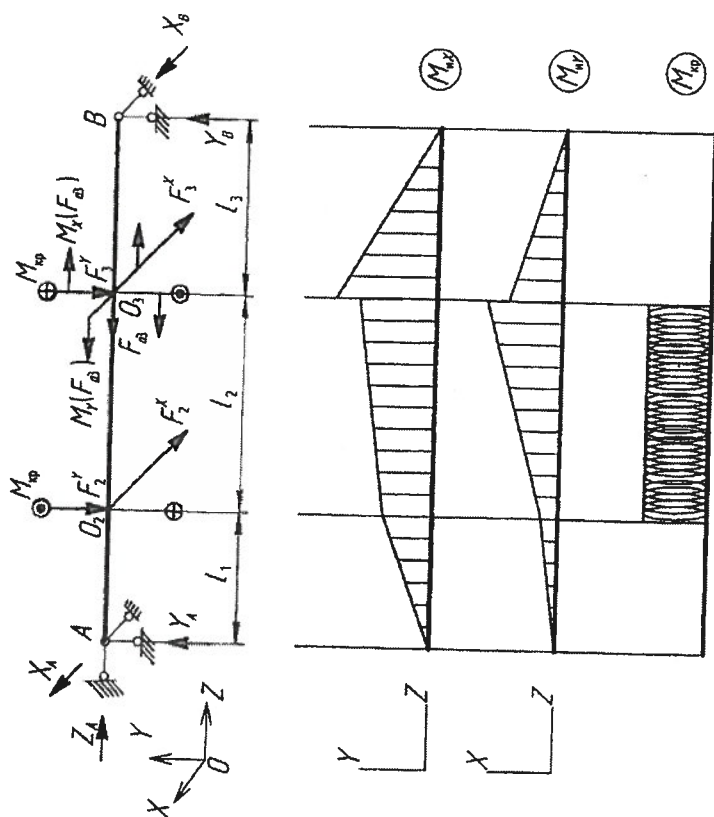


Рис. 12

Выбрав материал (для валов это, как правило, сталь), из которого будет сделан вал, применяют формулу для определения эквивалентного напряжения:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{M_n}{0,1d^3}\right)^2 + 4\left(\frac{M_{\text{кр}}}{0,2d^3}\right)^2} \leq [\sigma],$$

где $[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{пр}}}{n}$.

Что выбрать в качестве предельного напряжения? Вал подвергается циклическим нагрузкам, поэтому выбираем σ_{-1} .

На стадии разработки технического предложения изучают и анализируют аналоги, устанавливают принципиальную возможность изготовления изделия с заданными в ТЗ параметрами, уточняют ТЗ в целом.

Эскизное проектирование начинают с разработки основных схем прибора и выполнения расчетов, сопутствующих этим схемам. Последовательно составляют функциональную, структурную, принципиальную схемы. Принципиальные схемы механизмов, в том числе и электромеханического привода (ЭМП), называют кинематическими. Пример кинематической схемы привода показан на рис. 9.

На основе разработанных принципиальных схем приступают к разработке эскизов чертежей общих видов изделия. Здесь осуществляют общую геометрическую компоновку — размещение и соединение элементов конструкции в ограниченном пространстве, обеспечивающее правильность ее функционирования. При этом чертежи конструктивных элементов выполняют упрощенно, без подробной проработки. Чертеж общего вида на стадии эскизного проекта отражает наиболее удачный вариант размещения конструктивных элементов в заданном объеме проектируемого изделия.

Технический проект отличается от эскизного детальной и окончательной проработкой конструкции изделия и его элементов.

На этапе рабочего проектирования разрабатывают чертежи всех сборочных единиц, деталей, спецификации, монтажные чертежи, а также текстовые документы, необходимые для подготовки и оснащения производства данного изделия.

Часть процесса проектирования, связанную с обработкой информации геометрического характера, называют конструированием. Его результатами являются эскизный, технический и рабочий проекты изделия.

Конструирование приборов. Конструирование прибора подразумевает прежде всего его компоновку. Это творческий и многовариантный процесс. Однако можно указать основные принципы, которые следует учитывать при компоновке любого прибора:

1) обеспечение наименьших габаритов при соблюдении требований ТЗ; 2) рациональное деление приборов на составные части — сборочные единицы и отдельные детали; 3) обеспечение возмож-

ностей для регулировки и сборки отдельных сборочных единиц, узлов и всего прибора в целом; 4) исключение вредного влияния отдельных блоков и элементов на точность работы других элементов и прибора в целом (электромагнитных наводок, вибраций, теплового излучения, бликов, деформаций и т. п.); 5) обеспечение технологичности; 6) учет требований технической эстетики и эргономики; 7) обеспечение удобного осмотра, ремонта, замены элементов в процессе эксплуатации.

Кроме того, следует различать три вида конструирования:

1) техническое конструирование, при котором все подчинено наиболее экономичному решению технической задачи: его основой является техническая компоновка отдельных узлов и деталей в изделии. Этот вид конструирования главным образом касается первых опытных образцов изделия, создаваемых по заданным техническим условиям, когда проверяются принципиальная схема, работоспособность, точность и надежность прибора;

2) эргономическое конструирование, при котором основным требованием является удобство работы с прибором, надежность работы оператора и малая его утомляемость. Основой этого вида конструирования является так называемая эргономическая компоновка, служащая целям эргономической целесообразности, удобству, быстрой и безошибочности обслуживания данного прибора. В полностью автоматизированных приборах вопросы эргономики, естественно, отступают на задний план, подчиняясь вопросам надежности действия автоматических систем, применяемых в приборе;

3) художественное конструирование, цель которого — создание приборов, гармонически сочетающих высокие технические и эстетические качества. В промышленных образцах приборов должны найти отражение стили эпохи, оригинально должны решаться вопросы композиции и компоновки. Композиция представляет собой сочетание внешних форм изделия. Очень важна правильная компоновка элементов конструкции, обеспечивающая современные требования композиции.

Выбор вида конструирования (или преимущество того или иного вида) зависит от характера прибора и стадии конструирования. Так, например, при создании первого экспериментального образца, когда в основном проверяют принципиальную схему ра-

боты прибора, применяют только техническое конструирование. Второй и третий виды конструирования начинают приобретать все большее значение с переходом к конструированию опытной партии и серии приборов.

Конструирование деталей. Конструирование деталей включает: установление формы и размеров деталей, выбор материала, выбор или расчет типов сопряжения или способа связи одной детали с другими. Для решения этих задач нужно знать: требования к деталям по прочности, жесткости, точности, весу, допустимым размерам; условия работы деталей (среда, силовой и скоростной режимы, тепловой режим, уровень вибраций и т. п.); объем производства.

К основным конструктивным элементам и параметрам любой детали относятся: форма поверхностей, размеры, материал, точность размеров (предельные отклонения размеров), качество рабочих поверхностей (шероховатость, волнистость), точность взаимного расположения поверхностей, поверхностное покрытие и др.

Любая поверхность детали может быть отнесена к одному из следующих видов:

- исполнительные поверхности (ИП), при помощи которых деталь выполняет в изделии свое функциональное назначение;
- основные базы (ОБ), при помощи которых определяется положение данной детали в изделии; вспомогательные базы (ВБ), при помощи которых определяется положение присоединяемых деталей относительно данной;
- свободные поверхности (СП), не соприкасающиеся с поверхностями других деталей.

Главным критерием оценки детали в конструкции прибора является точность ее функционирования. Под точностью функционирования детали следует понимать точность расположения ИП относительно ОБ. Задача правильного ориентирования ИП относительно ОБ должна решаться на основе двух принципов: принципа кратчайшей размерной цепи и принципа ограничения поперечных и продольных «вылетов».

Согласно первому принципу между ИП и ОБ должно быть как можно меньше размеров (один или два) и точность их выполнения должна быть достаточно высокой.

Согласно второму принципу для увеличения точности ориентирования ИП относительно ее ОБ или исполнительная поверхность должна располагаться в том же слое пространства, в котором находится ОБ, или должны быть ограничены поперечные и продольные расстояния (вылеты) между ИП и этим слоем (слой в данном контексте — это область пространства, через которую проходят все нормали к ОБ).

Выбор формы деталей — это выбор формы их поверхностей, которые могут быть плоскими, цилиндрическими, коническими, сферическими, фасонными. Основным критерием для выбора формы поверхностей является их технологичность. Наиболее технологичны цилиндрические поверхности, которые могут быть получены в результате непрерывного ротационного процесса. Плоские поверхности менее технологичны, так как их получают с помощью дискретных технологических процессов (фрезерование, строгание, плоское шлифование). Фасонные поверхности нетехнологичны и при обработке резанием их следует избегать. Только при литье, штамповке, прессовании и других методах формования без дополнительной обработки резанием фасонные поверхности могут быть технологичными.

Размеры деталей приборов, как правило, выбирают исходя из конструкции данной детали и силового режима ее работы. При значительных нагрузках основные размеры деталей (диаметры валов, модули зубчатых колес, и т. д.) выбирают из расчета на прочность. В большинстве случаев расчеты деталей приборов на прочность не проводят. Критерием для выбора размеров таких деталей является точность функционирования, так как существует функциональная связь между размерами и точностью. Например, в зубчатых передачах кинематическая погрешность уменьшается с увеличением диаметров ведомых колес. Точность многих конструкций может быть увеличена посредством увеличения базовых размеров деталей. Основные номинальные размеры деталей (диаметры и длины) необходимо округлять до ближайшего нормального размера по СТ СЭВ 514-01.

Следует особо отметить, что конструирование деталей не является полностью самостоятельным этапом при конструировании приборов, а наоборот, во многом зависит от решения задач компоновки прибора. Это процесс пошаговый, с возвратами.

4.2. Методические указания по выполнению домашнего задания № 3

В домашнем задании № 3 следует по исходным данным ТЗ разработать эскиз конструкции ЭМП.

ЭМП преобразуют электрическую энергию в механическую и используются для приведения в движение различных элементов приборов (кассет, дисков, кулачков, кареток, камер наблюдения, объективов, зеркал и т. п.). Структурная схема ЭМП показана на рис. 13. Основными элементами привода являются: 1 — электродвигатель, предназначенный для преобразования электрической энергии в механическую; 2 — редуктор, содержащий одну или несколько передач и предназначенный для транспортирования энергии от двигателя к исполнительному устройству; 3 — исполнительное устройство (потребитель механической энергии, нагрузка); 4 — устройство управления и регулирования.

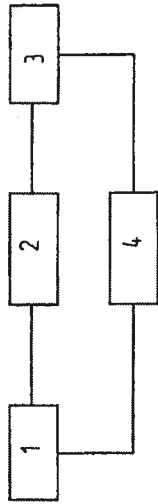


Рис. 13

В ТЗ на проектирование ЭМП обычно приводятся следующие данные: угол поворота выходного вала; угловая скорость выходного вала; угловое ускорение выходного вала; статический момент сил сопротивления на выходном валу; электромеханическая постоянная времени привода; момент инерции нагрузки; допустимый уровень погрешностей в положении выходного вала; габаритные ограничения; тип источника питания и его характеристики. Кроме перечисленных могут быть заданы условия эксплуатации, режимы работы привода, его долговечность и т. п.

Выбор электродвигателя. Первый этап проектирования ЭМП и его передачи заключается в выборе электродвигателя. Основой для выбора служит соотношение баланса мощностей на входе и выходе передачи: входной мощностью является механическая

мощность N_d электродвигателя, Вт, выходной $N_{\text{вых}}$ — та, которая необходима для обеспечения заданного закона движения нагрузки, при этом

$$N_d = \beta N_{\text{вых}} / \eta,$$

где η — коэффициент полезного действия механической передачи; β — коэффициент запаса по мощности.

Мощность $N_{\text{вых}}$ требуемую для обеспечения заданных параметров движения нагрузки, определяют с учетом скорости, ускорения, инерционности нагрузки, статического момента сопротивления, закона изменения момента нагрузки во времени. При неизменной или малоизменяющейся нагрузке

$$N_{\text{вых}} = M_c \omega_n,$$

где M_c — статический момент сил сопротивления нагрузки, Н·м; ω_n — номинальная угловая частота вращения выходного вала редуктора, рад/с.

При значительных угловых ускорениях

$$N_{\text{вых}} = (M_c + J_n \varepsilon) \omega_n,$$

где J_n — момент инерции нагрузки, кг·м²; ε — угловое ускорение нагрузки, рад/с.

Для определения КПД механической передачи на этапе выбора электродвигателя можно воспользоваться рекомендованными усредненными значениями, проверенными многолетним опытом проектирования. Так, если предполагается использование многоступенчатой зубчатой передачи, состоящей из цилиндрических зубчатых колес, то $\eta = 0,75 \dots 0,9$; включение червячной передачи уменьшает КПД до $0,4 \dots 0,6$. Коэффициент запаса выбирается в пределах $1,05 \dots 1,1$, если нет повышенных требований к времени разгона, в противном случае $\beta = 1,2 \dots 2,5$.

Выбирают электродвигатель [3-5] по требуемому значению мощности N_d и с учетом параметров источника питания. Поскольку для первоначального выбора двигателя проводится достаточно простой расчет его мощности, а затем просмотр обширных каталогов, то при курсовом проектировании можно воспользоваться информационной программой MOTOR [6].

Разработка кинематической схемы и эскиза общего вида. На этом этапе определяют общее передаточное отношение ($i_0 = \omega_d / \omega_n$, где ω_d и ω_n — частоты вращения валов двигателя и нагрузки соответственно), выбирают тип передач, определяют число ступеней, распределяют общее передаточное отношение по ступеням, назначают числа зубьев всех колес, рассчитывают по условиям прочности размеры колес и валов, выполняют первые эскизы возможного конструктивного исполнения привода. Перечисленные задачи имеют несколько вариантов решения, и от выбранного варианта часто зависит ход дальнейшего проектирования.

При выполнении домашнего задания получить такие варианты позволяет программа РЛ5-КПР [6]. Она объединяет этапы синтеза кинематической схемы, силовых расчетов, расчетов прочности, геометрических размеров и геометрической компоновки плана простого ступенчатого редуктора. Работа с пакетом РЛ5-КПР ведется в режиме диалога.

С помощью РЛ5-КПР целесообразно выполнить последовательный расчет по нескольким критериям проектирования: минимизации приведенного момента инерции и массы, минимизации габаритов, минимизации погрешностей, и получить для них варианты эскиза плана. После анализа эскизов планов редуктора, полученных с помощью программы, для дальнейшей разработки выбирают один. Эскизный план уточняют, выполняют эскизы разверток механизма, опорных узлов, корпусных элементов и т. д. (разверткой называют ступенчатый разрез редуктора, при котором плоскости разреза проходят последовательно через центры валов на плане редуктора).

Эскизы плана и развертки выполняют на одном листе миллиметровой бумаги формата А2 или с помощью пакетов графики на листе того же формата. Техническое задание, выбор двигателя, протоколы работы с программой РЛ5-КПР составляют содержание пояснительной записки, которую выполняют на листах формата А4. В записку помещают также кинематическую схему привода, выполненную по результатам машинного расчета (примеры см. на рис. 9 и в [7]).

Рекомендации по разработке эскиза общего вида. Основными элементами конструкции привода являются: электродвигатель, корпус, валы, зубчатые колеса, подшипники. После выбора элек-

тродвигателя, разработки кинематической схемы и эскиза общего вида оказываются известными основные геометрические параметры электродвигателя, зубчатых колес, валов, а также кинематическая схема (типа изображенной на рис. 9), отражающая функциональную связь элементов привода, и вариант расположения колес в плане редуктора (пример см. на рис. 10). Разработку эскиза общего вида следует начинать, предварительно ознакомившись с конструкциями подобных устройств в [5, гл. 14; 1, разд. 7] или по другим источникам.

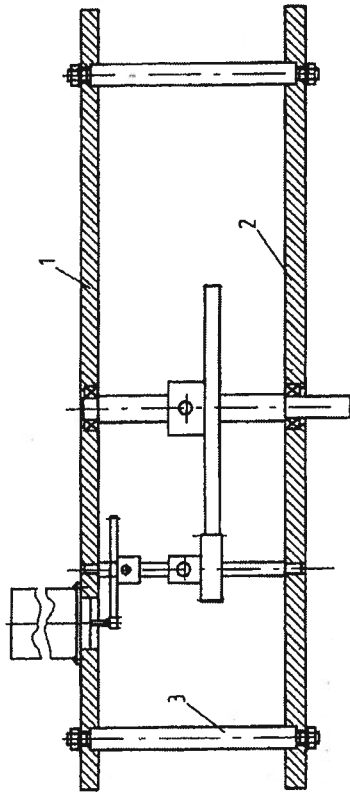


Рис. 14

Корпуса ступенчатых зубчатых и червячных редукторов в прибороостроении изготавливают механической обработкой, литьем или выполняют сборными, состоящими из отдельных плит (пластин), кронштейнов и соединяющих их элементов. Наиболее распространенной конструкцией приборных редукторов является двухплатная, представленная на рис. 14. Основными элементами такого корпуса являются плиты 1 и 2, жестко соединенные между собой стойками 3, которые одновременно точно фиксируют их взаимное положение. Если редуктор работает в условиях возможного загрязнения, то вместо параллельно расположенных плит применяют конструкцию в виде коробки с крышкой, в которой дно коробки и плоскость крышки параллельны. Именно на такие варианты конструкции корпусов ориентирована программа РЛ5-КПР в части, относящейся к компоновке эскиза плана редуктора. Естественно, в

домашнем задании могут использоваться и другие варианты корпусов.

В сборных конструкциях корпусов валы чаще всего устанавливаются в подшипниках скольжения, которыми, как правило, являются втулки из антифрикционного материала (лагульн или бронза), закрепленные в платах из сплавов алюминия или пластмассы. При малых размерах плат их изготовляют непосредственно из антифрикционного материала, а подшипники скольжения выполняют в виде отверстий в платах. При повышенных требованиях к величине потерь на трение валы устанавливаются в корпуса на шарико-подшипниках.

Рекомендуется следующий подход к компоновке развертки механической передачи. В выбранном масштабе вдоль прямой линии (она является как бы внутренней границей сечения одной из плат корпуса) откладывают межосевые расстояния всех ступеней передачи (их значения приведены в таблицах результатов работы программы РЛ5-КПР) и через отмеченные точки перпендикулярно выбранной прямой проводят параллельные линии осей валов. Далее на этих осях в соответствии с кинематической схемой располагают прямоугольники сечений дисков колес плоскостями ступенчатого разреза. Места расположения этих прямоугольников выбирают произвольно, но стремятся получить по возможности меньшие размеры редуктора по высоте. При этом необходимо иметь в виду, что первое колесо располагается, как правило, непосредственно на валу двигателя; минимальные зазоры между подвижными и подвижными деталями, а также между двумя подвижными, не находящимися в зацеплении деталями, должны быть в пределах 0,3...1,0 мм.

После выполнения варианта расположения колес на валах следует обозначить валы с их расчетными диаметрами и провести линию внутренней границы сечения второй платы. Результате описанных действий является по сути габаритный эскиз развертки.

Далее проводят детальную проработку конструкции отдельных элементов этого эскиза: выбирают конструкцию колес [5, § 54; 7, разд. 6], способы закрепления колес на валах [5, § 55; 7], проработывают конструкцию валов и их опор [5, §§52, 56; 7, разд. 3]; проработывают конструкции опор выбирают толщину корпусных деталей [5, §§53, 57; 7, разд. 13] и соединению их между собой.

Затем прорабатывают конструкцию крепления электродвигателя к корпусу (плате). При необходимости здесь же прорабатывают дополнительные виды и разрезы.

При разработке эскизного проекта обязательно следует учитывать трудоемкость сборки и разборки, технологичности форм деталей, широкое использование стандартных изделий, унификацию размеров.

Основная рекомендация, которой следует придерживаться при проектировании привода (впрочем, как и любого другого изделия), состоит в следующем: прежде чем выполнить любое из перечисленных выше действий, следует внимательно ознакомиться с аналогичными конструкциями и их элементами по доступным литературным источникам [5, 7].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Феодосьев В.И.* Сопротивление материалов. М.: Наука, 2001.
2. Расчет и проектирование валов и опор механических передач приборов / Под ред. В.Н. Баранова. М.: Изд-во МГТУ им Н.Э. Баумана, 2000.
3. *Буцев А.А.* Электродвигатели приборных устройств. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999.
4. *Кокорев Ю.А., Жаров В.А., Торгов А.М.* Расчет электромеханического привода. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1995.
5. Элементы приборных устройств. Курсовое проектирование / Под ред. О.Ф. Тищенко. М.: Высш. шк., 1978.
6. *Баранов В.Н., Котов А.Н., Пыжоваров В.Н.* Конструирование и расчет элементов приборов с применением методов автоматизированного проектирования. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1996.
7. Атлас конструктивных элементов приборных устройств / Под ред. О.Ф. Тищенко. М.: Машиностроение, 1982.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
1. Равновесие системы сил	4
2. Построение эпюр внутренних силовых факторов	7
2.1. Расчетные схемы	7
2.2. Внутренние силовые факторы. Метод сечений	10
2.3. Методические указания по выполнению домашнего задания № 1	11
3. Расчет на прочность и жесткость вала механической передачи	19
3.1. Основные понятия расчета на прочность по допускаемым напряжениям	19
3.2. Принципы расчета по допускаемым деформациям	23
3.3. Методические указания по выполнению домашнего задания № 2	24
4. Разработка эскизного проекта электромеханического привода	29
4.1. Проектирование и конструирование приборов	29
4.2. Методические указания по выполнению домашнего задания № 3	34
Список литературы	39