

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

—♦—
Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н. Э. Баумана

И. А. МИХАЛЕВ

**ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЙ РУЛЕВОЙ
ПРИВОД АВТОПИЛОТА**

Учебное пособие
по курсам

«Проектирование автопилотов»,
«Конструкции автопилотов и расчет их элементов»

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана

И.А.МИХАЛЕВ

Утверждено
редсоветом МВТУ
как учебное пособие

ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЙ РУЛЕВОЙ ПРИВОД АВТОПИЛОТА

Учебное пособие
по курсам

"Проектирование автопилотов",
"Конструкции автопилотов и расчет их элементов"

Под редакцией А.К.Чеусыпина

Данное учебное пособие "Электромеханический рулевой привод автопилота" издается в соответствии с учебным планом. Рассмотрено и одобрено кафедрой П-4 04.10.78 г. Методической комиссией факультета П и Учебно-методическим управлением.

Рецензент д.т.н. проф. П.В.Сыроватченко

Иван Александрович Михалев
Электромеханический рулевой привод автопилота
Учебное пособие

Редактор В.М.Царев

Корректор Л.И.Малютина

Заказ 1485 Объем 4,75 п.л. (4,6 уч.-изд.л.) Тираж 300 экз.
Л-72510 от 8/ХП-78 г. Цена 18 к. Плен 1978 г., п. 4

Ротапринт МВТУ. 107005, Москва, Б-5, 2-я Бауманская, 5.

Под проектированием какого-либо прибора или системы следует понимать процесс инженерно-исследовательской, конструкторской и технологической деятельности, направленной на создание в конечном итоге всей технической документации, по которой возможно с применением современных средств технологии производства изготовить образцы изделия, отвечающие заданным техническим, экономическим и эксплуатационным требованиям.

Таким образом, проектирование включает в себе комплекс различных по своему характеру инженерных работ, взаимно между собой связанных и направленных на достижение единой цели — создание изделия в соответствии с тактико-техническими требованиями.

Тактико-технические требования являются основными исходными условиями, которым должно удовлетворять проектируемое изделие. Они определяют:

- назначение прибора или системы (объект, на котором должны работать прибор или система, и режимы работы самого объекта, на которых используются прибор или система);
- выполнение функции прибором или системой и связь их с другим оборудованием объекта;
- точность выполняемых функций;
- эксплуатационные условия работы прибора или системы (климатические условия — температура, влажность, давление окружающей среды; механические воздействия — линейные, вибрационные и ударные перегрузки; влияние электрических и магнитных полей, радиация и т.д.);
- срок службы (рабочий ресурс);
- контролеспособность (способность прибора или системы быть проверенными дистанционно, без снятия с места установки как в процессе предстартовой его работы, так и в рабочем режиме для объективной оценки его работоспособности); характеризуется степенью автоматизации объективного контроля работоспособности;
- технологичность обслуживания (характеризуется степенью приспособленности прибора или системы к быстрому техническому обслуживанию и ремонту).

Процесс проектирования прибора или системы содержит ряд задач исследовательского, расчетно-конструкторского, технологического и экономического характера, решения которых взаимосвязаны и поэтому практически оптимальное решение каждой из

этих задач приходится находить путем компромисса, определяя и сопоставляя оценку каждой частной задачи и ее решения с направлением и результатами решения сопутствующих задач. В связи с этим очень важным оказывается определение метода и последовательности проектных работ, в которых начальные (поисковые) исследования и расчеты и предварительные результаты должны предопределять дальнейший ход развития процесса проектирования изделия, с последующим уточнением получаемых результатов. Это возможно при условии, что исходная идеализированная структурная, а затем и принципиальная схемы содержат основные характерные параметры, определяющие связь последующих деталей схемных и конструктивных разработок. Иными словами, каждая предшествующая расчетная схема — аналог — должна нести в себе информацию о параметрах, по которым можно было бы в дальнейшем развитии расчетных работ определять характеристики элементов этой схемы, необходимые для их конструктивного воплощения.

Автопилот представляет собой сложную систему приборов и агрегатов, в которой каждый предназначен для выполнения определенных функций (измерения, преобразования, вычисления, усиления и т.д.). В то же время каждый прибор или агрегат должен отвечать определенным требованиям — заданной точности, быстродействию, габаритам, массе, прочности, работоспособности и т.д. Естественно также, что каждый из них в первую очередь должен удовлетворять условиям выполнения задач, возлагаемых на автопилот в целом. В связи с этим проектирование и расчет параметров прибора или агрегата, входящих в состав автопилота, и разработка их конструкции неотделимы от определения принципа построения и исходной структуры автопилота. По этим причинам проектирование отдельных приборов и агрегатов автопилота тесно связано с исходной структурной схемой каналов автопилота, принципами ее функционирования и общими статическими и динамическими характеристиками автопилота. Одним из важных и сложных этапов в процессе разработки автопилота является проектирование рулевого привода автопилота и расчет его элементов. Рулевой привод по существу определяет статические и динамические характеристики автопилота. В отличие от остальных элементов автопилота рулевой привод является силовым устройством, преобразующим управляющие сигналы в движение органов управления ЛА. Определение оптимальных характеристик рулевого привода, отвечающих условиям заданного качества и точности работы автопилота, является решающим для выполнения задач,

возлагаемых на автопилот.

Настоящее учебное пособие ставит своей целью изложение теоретических основ и практических методов проектирования и расчета основных элементов рулевого привода - двигателя и редуктора рулевой машины с определением характеристик, необходимых для разработки их конструкции.

Данное пособие написано в соответствии с курсами "Проектирование автопилотов" и "Конструкции автопилотов и расчет их элементов", и может служить руководством для курсового и дипломного проектирования.

ГЛАВА I. РУЛЕВОЙ ПРИВОД АВТОПИЛОТА

Рулевой привод в системе автопилота является устройством, преобразующим формируемые в каналах автопилота управляющие сигналы в механическое перемещение органов управления (рулей) летательного аппарата (ЛА).

Так как заданные движения ЛА в пространстве (как траекторное движение, так и угловые движения) определяются воздействием отклоняемых рулевым приводом органов управления ЛА в соответствии с законом изменения управляющего сигнала, формируемого в канале автопилота и поступающего на рулевой привод, то очевидно, что качество и точность автоматического управления движением ЛА существенным образом зависит от статических и динамических характеристик рулевого привода и его элементов.

Рулевой привод в системе автопилота независимо от принципа построения элементов, входящих в него, состоит из (рис. I.1): 1) исполнительного механизма, или рулевой машины (РМ), преобразующей управляющий сигнал мощности в механическую энергию перемещения органов управления ЛА; 2) усилителя мощности (УМ) управляющего сигнала; 3) датчиков обратной связи (ДОС), согласующих движение рулевой машины (рулей) с входным управляющим сигналом автопилота по выбранному закону управления движением руля ЛА; 4) корректирующих цепей $K_{Ц1}$, $K_{Ц2}$, определяющих желаемую динамическую характеристику рулевого привода.

Структурная и принципиальная схемы, тип элементов и конструкция рулевого привода определяются следующими основными факторами: 1) заданным характером переходного процесса стабилизации и управления конкретного ЛА (его статическими и ди-

намическими характеристиками на заданных режимах полета); 2) схемой управления рулями ЛА; 3) величиной и характером нагрузок на органах управления (аэродинамические, инерционные и т.п.); 4) заданным (располагаемым) видом энергии на борту ЛА; 5) условиями эксплуатации; 6) сроком службы (рабочим ресурсом и степенью надежности автопилота).

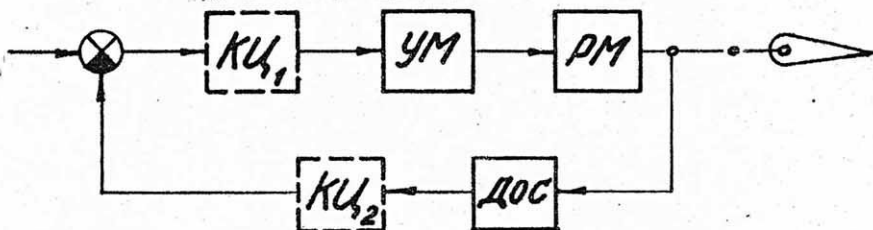


Рис. I.I. Определение структуры рулевого привода

Таким образом, в зависимости от конкретных условий назначения автопилота, выполняемых им функций, определяемых назначением и летными характеристиками ЛА, автопилот и входящий в его состав рулевой привод могут иметь различное схемное и конструктивное выполнение.

Перечисленные выше факторы, определяющие схему и конструкцию рулевого привода, в основном и определили наиболее распространенные типы рулевых приводов, которые можно классифицировать по виду используемой энергии управления и виду энергии, преобразуемой в рулевой машине в механическую энергию перемещения рулей ЛА. Их можно охарактеризовать кратко следующими видами.

I. Среди различных видов рулевых приводов автопилотов широко распространение получил электрический. Он характеризуется тем, что все процессы усиления и преобразования сигналов осуществляются электрическим путем. Рулевая машина такого типа рулевого привода представляет собой электромеханическое устройство. В качестве исполнительного двигателя применяются двигатели постоянного тока (преимущественно с независимым возбуждением) и двигатели переменного тока (преимущественно двухфазные, асинхронные, с амплитудным и конденсаторным управлением). Другой разновидностью электрического рулевого привода, получившего в последнее время широкое развитие, является рулевой привод с электродвигателем (или двигателем на

другом виде энергии) непрерывного одностороннего вращения. Управление скоростью и направлением вращения выходного вала в таком рулевом приводе осуществляется посредством блока управляемых муфт (магнитопорошковых, гистерезисных, асинхронных, фрикционных).

2. Электрогидравлический рулевой привод, в котором управляющим входным сигналом является обычно сигнал постоянного тока, преобразуемый в механическое перемещение гидравлического клапана, управляющего либо непосредственно, либо через гидравлический усилитель распределением энергии давления рабочей жидкости в гидравлический двигатель. Гидравлический двигатель преобразует энергию высокого давления жидкости в механическую энергию перемещения рулей ЛА.

3. Электропневматический рулевой привод, где электрический сигнал управления приводом преобразуется в механическое перемещение клапана, управляющего величиной энергии давления сжатого газа (воздуха, азота или другого нейтрального газа), поступающего в качестве рабочего тела в пневматический двигатель, перемещающий органы управления ЛА.

4. Рулевой привод на горячем газе, где входной электрический сигнал управления преобразуется в электрогазовом усилителе в механическое перемещение клапана, управляющего распределением энергии давления горячего газа, которая преобразуется газовой рулевой машиной в механическое перемещение рулей ЛА.

В настоящее время в указанных основных видах рулевых приводов, в качестве предварительных усилителей управляющего сигнала, а в электрических приводах и в качестве усилителей мощности, применяются полупроводниковые усилительные и преобразующие устройства.

По принципу управления исполнительным двигателем в рулевом приводе любого из приведенных типов следует отметить наиболее распространенные и перспективные в своем развитии виды:

- 1) рулевой привод с непрерывным линейным управлением;
- 2) рулевой привод с релейным управлением;
- 3) рулевой привод с импульсным управлением (преимущественно с широтно-импульсной модуляцией).

Одной из важных и сложных задач, возникающих при проектировании рулевого привода, является определение потребной мощности

рулевого привода и его статических и динамических характеристик, на основе которых устанавливаются исходные данные и технические требования для разработки конструкции элементов рулевого привода (двигателя, рулевой машины, усилителя).

На примере электрического рулевого привода с управляемым двигателем постоянного тока с независимым возбуждением рассматриваются методы и последовательность определения основных исходных характеристик, необходимых для разработки схем и конструкций элементов рулевого привода – двигателя, редуктора рулевой машины и усилителя.

На рис. 1.2 представлена структурно-функциональная схема канала стабилизации заданного угла крена ЛА, на примере которой и будет в дальнейшем рассмотрена последовательность всего проектировочного расчета.

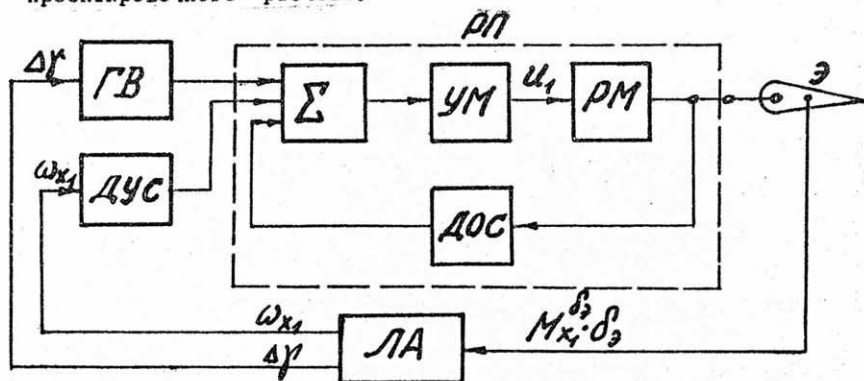


Рис. 1.2. Структура канала крена:
 ГВ – гировертикаль; ДУС – датчик угловой скорости; РП – рулевой привод; Σ – суммирующее устройство; ЛА – летательный аппарат; Э – элероны

В результате синтеза и расчета структурной схемы канала крена автопилота (см. числовой пример) для всех заданных эксплуатационных режимов полета определяются параметры канала (передаточные числа, постоянные времени звеньев и фильтров), в том числе и общие характеристики рулевого привода (постоянная времени, демпфирование). Эти требуемые характеристики являются основными исходными условиями для проектирования элементов рулевого привода.

Рассмотрим основные элементы электромеханического рулевого привода (двигатель, рулевою машину, редуктор) и их основ-

ные характеристики и методы расчета.

§ I. Двигатель рулевой машины

Предполагается, что в качестве двигателя выбирается управляемый двигатель постоянного тока с независимым возбуждением (рис. I.3).

Момент двигателя

$$M_g = k_g \Phi i_a, \text{ Н.м.} \quad (\text{I.1})$$

где Φ - магнитный поток возбуждения, Вб;

i_a - ток в обмотке якоря, А;

k_g - коэффициент момента, $\frac{\text{Н.м.}}{\text{А}}$

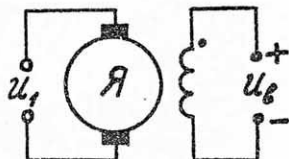


Рис. I.3 К определению уравнений двигателя

Уравнение баланса э.д.с. в обмотке якоря

$$U_1 = i_a R_a + L_a \frac{di_a}{dt} + E, \quad (\text{I.2})$$

где $E = C_e \Phi \omega_g$, В. - противоэлектродвижущая сила индукции в якоре;

C_e - коэффициент, $\frac{\text{В.с.}}{\text{Вб}}$.

ω_g - угловая скорость вращения якоря,

L_a - индуктивность якоря, Г;

R_a - активное сопротивление якоря, Ом.

Механическое уравнение движения якоря

$$J \frac{d\omega_g}{dt} = M_g - M_H, \quad (\text{I.3})$$

где J - момент инерции якоря, Н.м.с²;

M_H - момент внешней нагрузки, Н.м.

Обозначая $k_E = C_e \Phi$ - коэффициент противо - э.д.с., В.с.;

$k_g = k_g \Phi$ - коэффициент момента двигателя по току в якоре, $\frac{\text{Н.м.}}{\text{А}}$, из уравнений (I.1), (I.2) и (I.3) получаем систему уравнений

$$L_a \frac{di_a}{dt} + R_a i_a + k_E \omega_g = U_1, \quad (\text{I.4})$$

$$-k_g i_a + J \frac{d\omega_g}{dt} = -M_H.$$

Обозначая через \mathcal{D} - линейный оператор дифференцирования, получим

$$\begin{aligned} (L_a \mathcal{D} + R_a) i_a + k_E \omega_g &= U_1, \\ -k_g i_a + J \mathcal{D} \omega_g &= -M_H, \end{aligned} \quad (\text{I.5})$$

или, вводя обозначения $T_A = \frac{L_A}{R_A}$ - электромагнитная постоянная времени цепи якоря двигателя, с; $T_g = \frac{J_g R_A}{K_i K_E}$ - электромеханическая постоянная времени двигателя, с, представим систему уравнений (I.5) в виде

$$(T_g T_A D^2 + T_g D + 1) i_A = T_g D \frac{U_1}{R_A} + \frac{M_H}{K_i} \quad (I.6)$$

либо в виде

$$(T_g T_A D^2 + T_g D + 1) \omega_g = \frac{U_1}{K_E} - \frac{M_H R_A}{K_i K_E} (T_g D + 1). \quad (I.7)$$

Рассмотрим собственные свойства двигателя, полагая $M_H = 0$, по уравнению (I.7)

$$(T_g T_A D^2 + T_g D + 1) \omega_g = \frac{U_1}{K_E}. \quad (I.8)$$

Характеристическое уравнение $T_g T_A x^2 + T_g x + 1 = 0$ имеет следующие корни: $x_1, x_2 = -\frac{1}{2T_g} \pm \frac{1}{2T_g} \sqrt{1 - \frac{4T_A}{T_g}}$;

при $T_g = 4T_A$ корни становятся кратными. Практически для двигателей рассматриваемого типа в диапазоне мощностей $N_g = (5+300)$ Вт постоянные времени T_A и T_g имеют значения $T_g \approx (0,02 \div 0,10)$ с, $T_A \approx (0,002 \div 0,008)$ с. Откуда, если в среднем считать, что $T_A \approx 0,1 T_g$, то корни

$$x_1, x_2 = -\frac{1}{2T_g} \pm \frac{1}{2T_g} \sqrt{1 - \frac{0,4T_A}{T_g}} = -\frac{5}{T_g} \pm \frac{3,85}{T_g}; \quad \text{или}$$

$$x_1 = -\frac{1,15}{T_g}; \quad x_2 = -\frac{8,85}{T_g};$$

если положить в худшем случае $T_g = 0,1$ с, то $x_1 = -11,5 \frac{1}{с}$, $x_2 = -88,5 \frac{1}{с}$. С другой стороны, если пренебречь в уравнении (I.8) членом $T_g T_A D^2$, то остается $(T_g D + 1) = 0$ и

$x = -\frac{1}{T_g} \approx -10 \frac{1}{с}$, т.е. переходный процесс по скорости ω_g в двигателе определяется в основном величиной электромеханической постоянной времени T_g , а влиянием индуктивности якоря практически можно пренебречь. В этом случае исходные уравнения движения управляемого через якорь двигателя [уравнения (I.5)] будут

$$\begin{aligned} R_A i_A + K_E \omega_g &= U_1, \\ -K_i i_A + J_g D \omega_g &= -M_H. \end{aligned} \quad (I.9)$$

Далее, полагая $U_1 = const$, $M_H = const$, получим для установившегося режима работы двигателя ($D\omega_g = 0$)

$$i_A = \frac{M_H}{K_i}, \quad \frac{M_H R_A}{K_i} + K_E \omega_g = U_1,$$

или

$$M_H = K_i \frac{U_1}{R_A} - \frac{K_i K_E}{R_A} \omega_g, \quad (I.10)$$

уравнение механических характеристик двигателя, представляющих семейство параллельных наклонных прямых в функции нагрузки M_H , угловой скорости ω_g якоря и управляющего напряжения U_1 на якоре (рис. I.4).

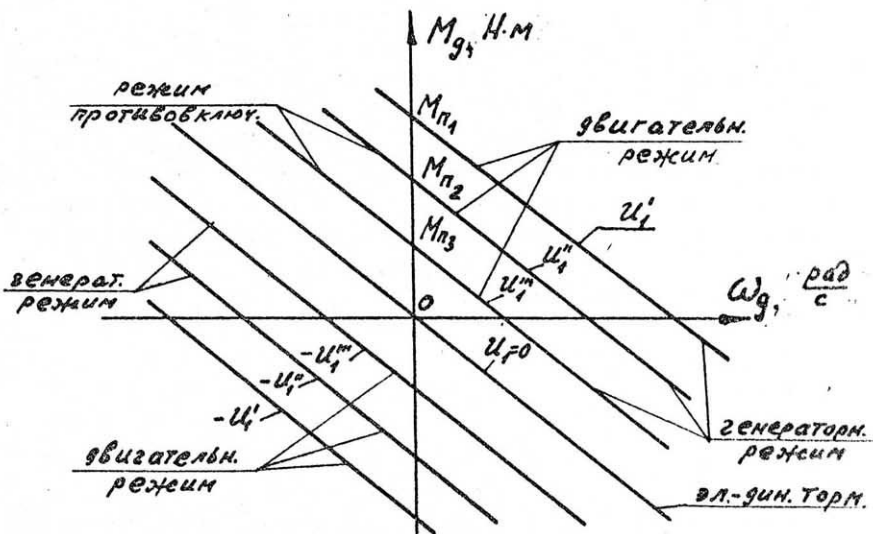


Рис. I.4. Определение механических характеристик двигателя

Из анализа механических характеристик двигателя следует:

1) при $M_H = 0$ (нагрузка отсутствует) и при постоянном напряжении $U_1 = const$ имеем

$$\omega_{yx} = \frac{U_1}{K_E} \quad (I.11)$$

так называемую скорость холостого хода двигателя. Отсюда следует, что в данном случае вращающий момент двигателя ($K_t \frac{U_1}{K_2}$) уравновешивается моментом от противо-э.д.с., возникающей в результате вращения якоря в поле возбуждения двигателя;

2) если при том же $U_1 = const$, $\omega_g = 0$, то момент нагрузки $M_H = K_t \frac{U_1}{R_A}$ — уравновешивается моментом двигателя (тормозной режим двигателя);

3) при всех промежуточных значениях внешней нагрузки M_H при том же значении $U_1 = const$ двигатель, преодолевая нагрузку, вращает якорь со скоростью $\omega_g = \frac{U_1}{K_E} - \frac{M_H R_A}{K_t K_E}$. Из последней формулы видно, что в этом случае по абсолютному значению противо-э.д.с. двигателя меньше напряжения U_1 на

якоря и по знаку противоположна. Таким образом, семейство прямых в первом квадранте графика механических характеристик представляет активный двигательный режим работы двигателя. Равным образом в случае изменения знака внешней нагрузки ($M_H < 0$) и знака управляющего напряжения ($U_1 < 0$) семейство механических характеристик располагается в третьем квадранте графика и представляет тоже двигательный режим работы;

4) другие два квадранта — второй и третий — графика семейства механических характеристик двигателя определяют режимы торможения движения двигателя. Так, например, если при некотором постоянном положительном напряжении $U_1 > 0$ двигатель находится в состоянии статического равновесия с нагрузкой, т.е.

$M_{HO} = k_1 \frac{U_1}{R_A}$ и, следовательно, $\omega_g = 0$, а в некоторый момент времени нагрузка получает положительное приращение $\Delta M_H > 0$,

то она, преодолевая пусковой (статический) момент двигателя M_{HO} , вращает якорь двигателя со скоростью $\omega_g < 0$, т.е. в этом случае возникает противо-э.д.с. якоря, по знаку такая же как и управляющее напряжение U_1 . Следовательно, ток якоря определяется суммой напряжений $U_1 + E_g$. Это так называемый тормозной режим противовключения (семейство прямых в верхней части II квадранта). Другой случай может быть, когда двигатель без нагрузки ($M_H = 0$) при некотором напряжении U_1 в установившемся режиме имел скорость холостого хода $\omega_{gxx} = \frac{U_1}{k_E}$. В некоторый момент времени возникает внешний момент нагрузки по знаку, совпадающий с напряжением вращения якоря. При этом скорость вращения якоря становится большей, чем скорость ω_{gxx} холостого хода двигателя и, следовательно, противо-э.д.с. якоря по абсолютному значению больше, чем напряжение U_1 на якоре, так как ток якоря изменяет свое направление и двигатель обращается в генератор (так называемый генераторный режим). Отсюда следует, что наибольшую механическую мощность двигателя можно ожидать в чисто двигательном режиме. Формулу (I.10) семейства механических характеристик двигателя можно представить как

$$M_H = M_{п} - M_H \frac{\omega_g}{\omega_{gxx}}, \quad (I.12)$$

где $M_{п} = k_1 \frac{U_1}{R_A}$ — пусковой момент двигателя;

$$\frac{M_H}{\omega_{gxx}} = k_1 \frac{U_1}{R_A} \cdot \frac{k_E}{U_1} = \frac{k_1 k_E}{R_A} = \frac{1}{g} \quad (I.13)$$

характеризует наклон механических характеристик и называется жесткостью механической характеристики двигателя.

Из выражения электро механической постоянной времени двигателя $T_g = \frac{J_g R_g}{K_i K_E}$ следует, что чем больше жесткость механической характеристики двигателя, тем выше быстродействие (меньше T_g) двигателя.

Механическая мощность, развиваемая двигателем,

$$N_g = M_g \cdot \omega_g = K_i \frac{U_i}{R_g} \omega_g - \frac{K_i K_E}{R_g} \omega_g^2 \quad (I.14)$$

или на основании (I.12)

$$N_g = M_{гн} \omega_g - \frac{M_{п}}{\omega_{гхх}} \omega_g^2 \quad (I.15)$$

Если $\omega_g = 0$ или $\omega_g = \omega_{гхх}$, то $N_g = 0$, что естественно.

Максимальная отдаваемая в нагрузку мощность двигателя определится из условия

$$\frac{\partial N_g}{\partial \omega_g} = M_{гн} - 2 \frac{M_{п}}{\omega_{гхх}} \omega_g = 0, \quad \text{откуда}$$

$$\omega_{гн} = \frac{\omega_{гхх}}{2} - \text{номинальная угловая скорость двигателя и } M_{гн} = \frac{M_{п}}{2} - \text{номинальный момент двигателя.}$$

Итак,

$$N_{гmax} = M_{гн} \cdot \omega_{гн} \quad (I.16)$$

График механической мощности двигателя, работающего в двигательном режиме при постоянном напряжении $U_i = const$, представляется в виде параболы (I.15) (рис. I.5).

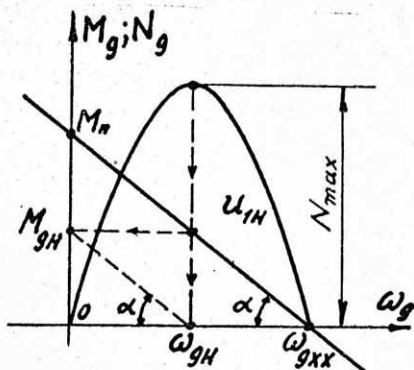


Рис. I.5. Определение механической мощности двигателя. Номинальный режим

§ 2. Рулевая машина с нагрузкой от руля ЛА

Рассмотрим теперь двигатель в составе рулевой машины, присоединенной к системе управления рулем летательного аппарата (рис. I.6). Введем следующие обозначения:

ω_c — угловая скорость выходного вала рулевой машины, $\frac{\text{рад}}{\text{с}}$,

ω_g — угловая скорость якоря двигателя, $\frac{\text{рад}}{\text{с}}$,

- $\dot{\delta}_p$ - угловая скорость руля, $\frac{\text{рад}}{\text{с}}$;
 J_g - момент инерции якоря двигателя относительно оси якоря;
 J_n - момент инерции редуктора, приведенный к оси якоря двигателя;
 J_p - момент инерции руля ЛА относительно его оси вращения (шарнира);
 $\nu = \frac{\omega_g}{\omega_c}$ - передаточное отношение редуктора, равное отношению угловой скорости якоря двигателя к угловой скорости выходного вала рулевой машины;
 $k_p = \frac{\omega_c}{\delta_p}$ - передаточное отношение угловой скорости выходного вала рулевой машины к угловой скорости отклонения руля;
 J_c - момент инерции всех подвижных элементов передачи, приведенный к выходному валу рулевой машины.

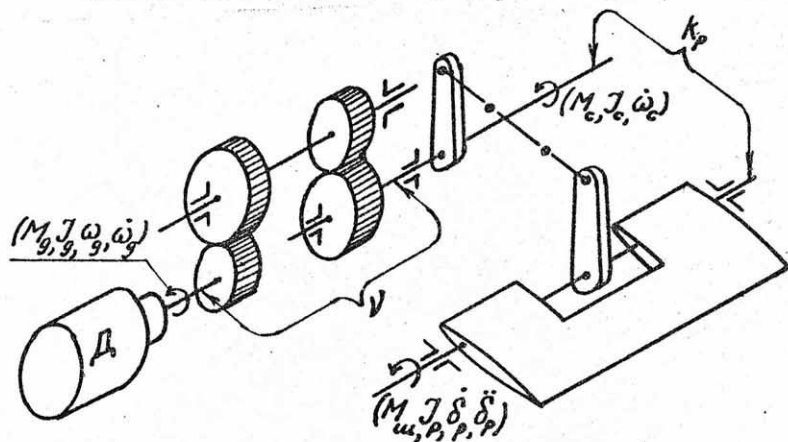


Рис. 1.6. Рулевая машина в системе управления рулем ЛА
 Механическое уравнение движения рулевой машины с нагрузкой от руля

$$J_c \ddot{\omega}_c = \nu M_g - \frac{M_{ш}}{k_p}, \quad (I.17)$$

где $J_c = (J_g + J_n) \nu^2 + \frac{J_p}{k_p^2}$;

M_g - момент двигателя на оси якоря;

$M_{ш}$ - шарнирный момент руля (момент аэродинамической нагрузки);

$\dot{\omega}_c$ - угловое ускорение выходного вала рулевой машины.

Как было показано ранее, постоянной времени $T_p = \frac{L_p}{R_p}$ с

в уравнениях движения двигателя постоянного тока с независимым возбуждением можно пренебречь и представить уравнение баланса э.д.с. на обмотке якоря

$$U_1 = i_a R_a + k_E \omega_g M_g = k_i i_a \quad (I.18)$$

Представляя момент двигателя $M_g = k_i i_a$ и $\omega_g = \omega_c \nu$, получим из уравнений (I.17) и (I.18) систему уравнений движения рулевой машины под нагрузкой руля

$$\begin{aligned} R_a i_a + k_E \nu \omega_c &= U_1, \\ -k_i \nu i_a + J_c \mathcal{D} \omega_c &= -\frac{M_{ш}}{K_p}. \end{aligned} \quad (I.19)$$

Исключая в уравнениях (I.19) ток i_a якоря, получаем уравнение движения выходного вала рулевой машины

$$(J_c \mathcal{D} + \frac{k_i k_E \nu^2}{R_a}) \omega_c = k_i \nu \frac{U_1}{R_a} - \frac{M_{ш}}{K_p}, \quad (I.20)$$

где $k_i \nu \frac{U_1}{R_a}$ - пусковой момент двигателя рулевой машины, приведенный к ее выходному валу;

$f = \frac{k_i k_E}{R_a}$ - коэффициент собственного демпфирования двигателя, или жесткость механической характеристики двигателя.

Если обозначить $T_{PM} = \frac{J_c R_a}{k_i k_E \nu^2}$ - электромеханическую постоянную времени рулевой машины с инерционной нагрузкой от руля, то уравнение (I.20) можно представить

$$(T_{PM} \mathcal{D} + 1) \omega_c = \frac{U_c}{K_E \nu} - \frac{R_a M_{ш}}{k_i k_E \nu^2}. \quad (I.21)$$

Постоянную времени T_{PM} рулевой машины можно представить в следующем виде:

$$\begin{aligned} T_{PM} &= \frac{J_c R_a}{k_i k_E \nu^2} = \frac{(J_g \nu^2 + J_n \nu^2 + \frac{J_p}{K_p^2}) R_a}{k_i k_E \nu^2} = \\ &= \frac{J_g R_a}{k_i k_E} + \frac{J_n R_a}{k_i k_E} + \frac{J_p R_a}{k_i k_E K_p^2 \nu^2} = T_g + T_p + T_H, \end{aligned}$$

где T_g - электромеханическая постоянная времени двигателя; T_p - дополнительная постоянная времени от инерции редуктора;

T_H - постоянная времени от инерционной нагрузки руля.

Как следует из структуры постоянной времени T_{PM} рулевой машины, редуктор и руль вместе с проводкой управления могут существенно влиять на динамические характеристики рулевой машины.

В операторной форме Лапласа уравнение (I.21) представим в виде

$$(T_{PM}p+1)\omega_c = \frac{u_1(p)}{K_E V} - \frac{R_g M_{uu}(p)}{K_z K_E V^2} \quad (I.22)$$

или без учета шарнирного момента руля

$$(T_{PM}p+1)\omega_c = \frac{u_1(p)}{K_E V}, \quad (I.23)$$

и передаточная функция рулевой машины (с учетом только инерционной нагрузки)

$$W_{PM}(p) = \frac{\omega_c(p)}{u_1(p)} = \frac{1}{T_{PM}p+1}. \quad (I.24)$$

Структурная схема рулевого привода представлена в общем случае на рис. 1.7, где $W_k(p)$ - передаточная функция корректирующего контура в прямой цепи канала; $W_{oc}(p)$ - передаточная функция цепи обратной связи; K_y - коэффициент усиления усилителя - преобразователя мощности; φ - угол поворота выходного вала рулевой машины.

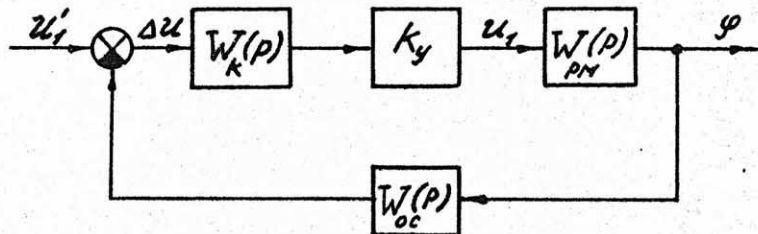


Рис. 1.7. Определение характеристик рулевого привода

Согласно схеме (рис. 1.7) передаточная функция рулевого привода

$$W_{PM}(p) = \frac{\frac{K_y}{K_E V} \cdot W_k(p)}{T_{PM}p^2 + p + \frac{K_y}{K_E V} \cdot W_k(p) \cdot W_{oc}(p)} \quad (I.25)$$

В рулевых приводах с двигателем постоянного тока с независимым возбуждением часто используется коррекция только через цепь обратной связи. Обычно это выполняется в виде комбинации жесткой и скоростной обратных связей.

В этом случае $W_k(p) = 1$, $W_{oc}(p) = K_{oc} + K_T p$, и передаточная функция рулевого привода имеет вид

$$W_{PM}(p) = \frac{1}{\frac{T_{PM} K_E V}{K_y K_{oc}} p^2 + \frac{V K_E + K_y K_T}{K_y K_{oc}} p + 1}, \quad (I.26)$$

где k_{oc} - коэффициент усиления жесткой обратной связи;
 k_r - коэффициент усиления скоростной обратной связи.

Обозначаем

$$T_o^2 = \frac{T_{PM} \cdot k_E V}{k_y k_{oc}}, \quad (I.27)$$

$$T_a = \frac{V k_E + k_y k_r}{k_y k_{oc}}. \quad (I.28)$$

Передаточная функция рулевого привода в этом случае будет

$$W_{PM}(p) = \frac{\frac{1}{k_{oc}}}{T_o^2 p^2 + T_a p + 1}, \quad (I.29)$$

в соотношении

$$\frac{T_o^2}{T_a} = \frac{T_{PM}}{1 + \frac{k_y k_r}{k_E V}}. \quad (I.30)$$

Как видно из (I.28), введение скоростной обратной связи позволяет выбирать желаемое демпфирование в рулевом приводе и в определенной степени влиять на соотношение $\frac{T_o^2}{T_a}$.

В частном случае, когда имеет место только жесткая обратная связь ($k_r = 0$),

$$\frac{T_o^2}{T_a} = T_{PM}, \quad (I.31)$$

где $T_a = \frac{k_E V}{k_y k_{oc}}$.

Представим передаточную функцию (I.29) рулевого привода как

$$W_{PM}(p) = \frac{\frac{1}{k_{oc}}}{T_o^2 p^2 + 2\xi T_o p + 1}, \quad (I.32)$$

тогда $2\xi T_o = T_a$ и согласно формулам (I.27) и (I.28) относительный коэффициент демпфирования рулевого привода

$$\xi = \frac{V k_E + k_y k_r}{2 \cdot V \sqrt{T_{PM} \cdot k_E \cdot k_y \cdot k_{oc}}}, \quad (I.33)$$

в частном случае при $k_r = 0$,

$$\xi = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{k_E V}{T_{PM} k_y k_{oc}}}. \quad (I.34)$$

Так как постоянная времени T_{PM} может быть представлена как

$$T_{PM} = \frac{J'_y R_y}{k_i k_E} \left(1 + \frac{l}{k_p^2 V^2} \right), \quad (I.35)$$

где $J'_y = J_y + J_n$ - суммарный момент инерции якоря и приведенный

момент инерции редуктора к оси якоря; $\nu = \frac{J_p}{J_a}$, то из формулы (I.35) следует, что чем больше жесткость $(\frac{K_p K_E}{K_R})$ механической характеристики двигателя, тем меньше постоянная времени T_{PM} рулевой машины при прочих неизменных параметрах. Отсюда также следует, что с уменьшением постоянной времени T_{PM} повышается демпфирование в рулевом приводе.

Под передаточным отношением V понимается его оптимальное значение V_0 , определяемое из условия минимального потребного момента двигателя при заданной нагрузке и заданном максимальном ускорении руля (выходного вала рулевой машины).

Так как $\varphi = K_p \delta_p$, то передаточная функция рулевого привода автопилота имеет вид

$$W_{pp}(p) = \frac{\delta_p(p)}{u_y(p)} = \frac{1}{K_{oc} K_p} \frac{1}{T_o^2 p^2 + T_a p + 1}, \quad (I.36)$$

где $\delta_p(p)$ - изображение отклонения руля;

$u_y(p)$ - изображение функции управляющего сигнала автопилота, поступающего на рулевой привод.

Следовательно, уравнение канала автопилота имеет вид

$$(T_o^2 D^2 + T_a D + 1) \delta_p = \frac{u_y(t)}{K_{oc} K_p}. \quad (I.37)$$

При выполнении синтеза структурной схемы автопилота и расчета его параметров (передаточных чисел, характеристик фильтров, входящих в состав управляющей функции $u_y(t)$) определяются требуемые значения T_o и T_a рулевого привода, а по ним и значение T_{PM} .

ГЛАВА 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ, СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГАТЕЛЯ РУЛЕВОЙ МАШИНЫ

Расчетные работы по определению мощности двигателя и его статических и динамических характеристик как исходных требований для разработки конструкции двигателя, и определение оптимального передаточного отношения V_0 редуктора рулевой машины выполняются после синтеза структурной схемы автопилота и его каналов, расчета параметров структурной схемы каналов.

Исходными данными для расчета мощности двигателя и его основных электрических и механических характеристик, а также для расчета передаточного отношения V_0 редуктора являются переходные функции органов управления ЛА, по которым определяются шарнирные и инерционные моменты рулей, являющиеся ос-

новой нагрузкой на рулевом приводе.

По заданным функциям переходного процесса ЛА определяют переходные функции рулей ЛА и параметры рулевого привода T_0 и T_a согласно уравнению (1.37). Из всего множества возможных переходных процессов руля (при различных характерных начальных условиях и внешних возмущениях, действующих на ЛА) выбираются наиболее неблагоприятные в отношении максимальной нагрузки на руле, по которым определяются переходные функции по угловой скорости $\dot{\delta}_p$ отклонения руля и угловому ускорению $\ddot{\delta}_p$ руля.

Прежде всего вычисляется и строится графически функция внешней нагрузки на руле (рис. 2.1а)

$$M_H = M_{Hиш} + M_{Hи}, \quad (2.1)$$

где $M_{Hиш} = q S_p^2 [m_{иш}^\alpha \alpha(t) + m_{иш}^\delta \delta_p(t)]$ - шарнирный (аэродинамический) момент руля;

$M_{Hи} = J_p \ddot{\delta}_p$ - инерционный момент руля;

q - скоростной напор в зоне руля;

S_p - площадь руля;

b_p - хорда руля;

$m_{иш}^\alpha, m_{иш}^\delta$ - коэффициенты шарнирного момента руля;

$\alpha(t)$ - переходная функция угла атаки;

$\delta_p(t)$ - переходная функция руля.

Далее проводится графическое построение переходных функций $\delta_p(t)$, $\dot{\delta}_p(t)$ и $\ddot{\delta}_p(t)$ (рис. 2.1б). По переходным функциям $M_{иш}(t)$ и $\delta_p(t)$ определяется максимальное значение потребной мощности для преодоления нагрузки на руле и выполнения заданного переходного процесса руля $\delta_p(t)$:

$$N_p = M_H(t) \cdot \dot{\delta}_p(t). \quad (2.2)$$

На рис. 2.1б представлен график распределения потребной мощности на руле во время переходного процесса. По значению максимальной мощности N_{pmax} определяется (по нормалам или каталогу) аналог двигателя рулевой машины, для которого и выбирается численное значение момента инерции $J_{я}$ якоря проектируемого двигателя. Это численное значение $J_{я}$ далее используется для расчета оптимального передаточного отношения редуктора рулевой машины.

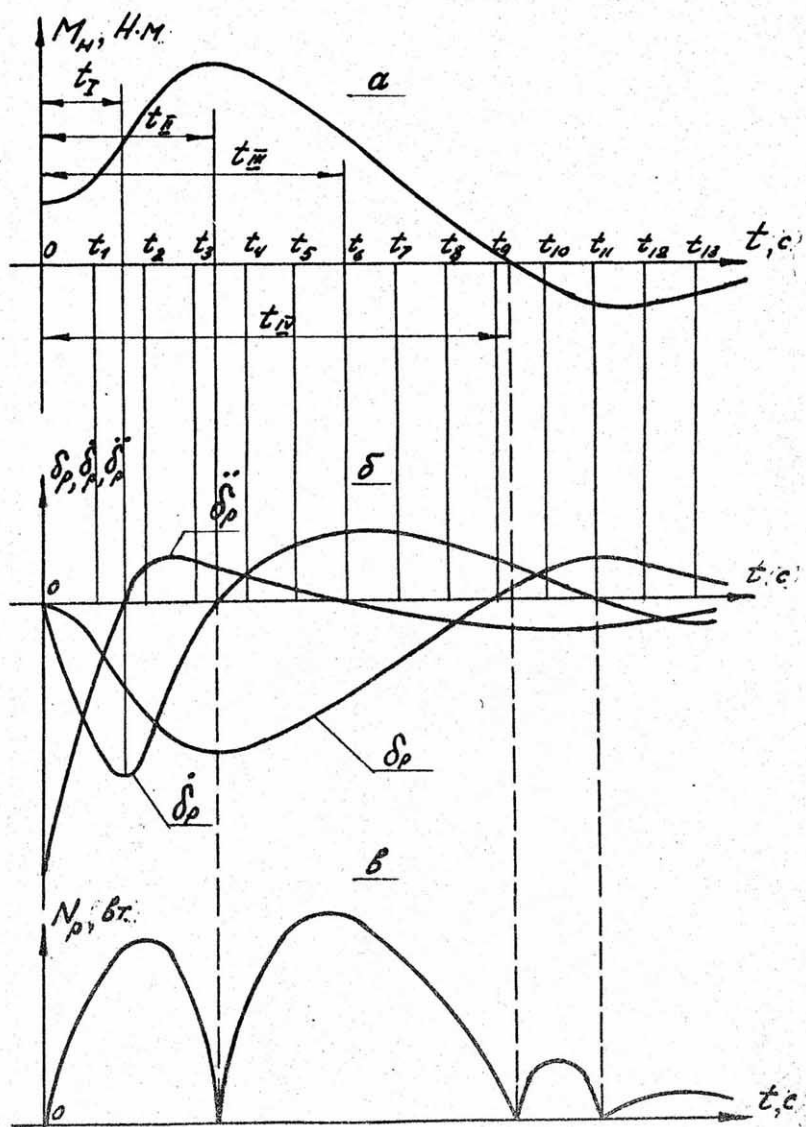


Рис. 2.1. Графики переходных функций внешней нагрузки, движения руля и развиваемой мощности на руле

§ I. Определение передаточного отношения редуктора
рулевой машины

Механическое уравнение движения рулевой машины (I.17) имело вид $J_c \dot{\omega}_c = \nu M_g - \frac{M_{ш}}{K_p}$, где $J_c = (J_g + J_n) \nu^2 + \frac{J_c}{K_p^2}$.

Обозначим $M_c = \frac{M_{ш}}{K_p}$ - шарнирный момент руля, приведенный к выходному валу рулевой машины; $J'_c = \frac{J_c}{K_p^2}$ - момент инерции руля, приведенный к выходному валу рулевой машины; $J'_g = J_g + J_n$; η - коэффициент полезного действия редуктора и уравнение (I.17) представим в виде

$$(J'_g \nu^2 \eta + J'_c) \dot{\omega}_c = M_g \nu \eta - M_c. \quad (2.3)$$

Предположим, что внешний момент M_c нагрузки на рулевой машине величина постоянная ($M_c = const$), задано требуемое ускорение $\dot{\omega}_c$ выходного вала рулевой машины и моменты инерции J'_g и J'_c - известны. Требуется определить минимальный момент двигателя при заданных нагрузках, обеспечивающий быстродействие машины, характеризуемое заданным $\dot{\omega}_c$.

Из уравнения (2.3)

$$M_g = \frac{M_c}{\eta \nu} + \frac{(J'_g \nu^2 \eta + J'_c) \dot{\omega}_c}{\eta \nu}. \quad (2.4)$$

Определяя экстремум момента M_g двигателя в зависимости от ν редуктора, получим $\frac{\partial M_g}{\partial \nu} = 0$

или

$$\left(\frac{\partial M_g}{\partial \nu} \right)_{\nu=\nu_0} = -\frac{M_c}{\eta \nu_0^2} + J'_g \dot{\omega}_c - \frac{J'_c \dot{\omega}_c}{\eta \nu_0^2} = 0. \quad (2.4')$$

Отсюда получаем

$$\nu_0 = \sqrt{\frac{M_c + J'_c \dot{\omega}_c}{\eta J'_g \dot{\omega}_c}}. \quad (2.5)$$

Из (2.4') следует, что при $\nu < \nu_0$ производная $\frac{\partial M_g}{\partial \nu} < 0$, а при $\nu > \nu_0$ производная $\frac{\partial M_g}{\partial \nu} > 0$ при заданном $\dot{\omega}_c$, т.е. существует минимум потребного момента M_g двигателя, определяемый значением передаточного отношения ν_0 . Оптимальное значение момента $M_{g \text{ опт.}}$ равно

$$M_{g \text{ опт.}} = \frac{M_c}{\eta \nu_0} + \frac{(J'_c + J'_g \nu_0^2 \eta) \dot{\omega}_c}{\eta \nu_0}. \quad (2.6)$$

Из условия (2.4') также следует, что

$$J'_g \dot{\omega}_c \nu_0 = \frac{M_c + J'_c \dot{\omega}_c}{\eta \nu_0} \quad (2.7)$$

или $J_g' \dot{\omega}_g = \frac{M_c + J_c' \dot{\omega}_c}{\eta \nu}$, т.е. половина оптимального значения момента $M_{g_{opt}}$ двигателя при заданном $\dot{\omega}_c$ затрачивается на преодоление собственной инерции двигателя и редуктора рулевой машины, а другая половина момента — на преодоление внешней нагрузки от руля (шарнирного и инерционного моментов руля) (рис. 2.2).

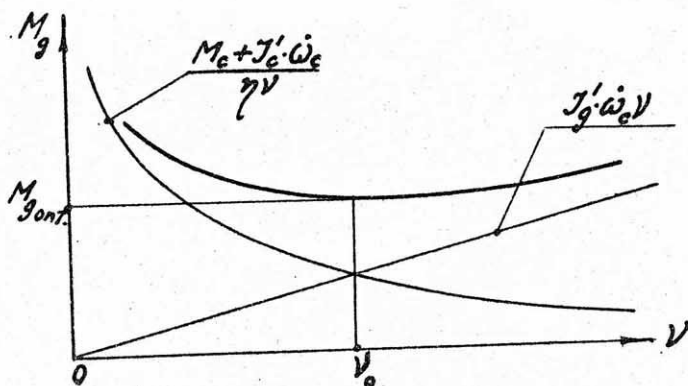


Рис. 2.2. Определение оптимального ν_0 .

Из формулы (2.5) и графика (рис. 2.2) можно заключить, что при малых потребных значениях углового ускорения $\dot{\omega}_c$ рулевой машины (руля) оптимальное значение передаточного отношения ν_0 редуктора возрастает. Однако в этом случае некоторые отступления в выборе передаточного отношения ν редуктора от оптимального его значения ν_0 не сильно изменяют величину потребного момента двигателя M_g от его оптимального значения. В этом случае, когда при том же моменте M_c нагрузки требуется большое быстродействие (большое $\dot{\omega}_c$), а это имеет место при большом J_c и коротком по времени переходном процессе, может оказаться, что изменение передаточного отношения ν редуктора относительно его оптимального значения ν_0 будет критичным для величины потребного момента двигателя (рис. 2.3). Однако и в этом случае отклонение ν от оптимального значения ν_0 практически допустимо в пределах 10%, что не сильно завышает расчетное значение потребного момента двигателя. В действительности внешняя нагрузка и инерционный момент рулевой машины являются переменными во времени и определяются движением руля (потребным переходным процессом). В этом реальном случае аналитическое определение оптимального передаточного отношения ν_0

редуктора затруднительно. Как видно, его значение для каждой мгновенной нагрузки на двигателе будет (для каждого момента времени) локальным.

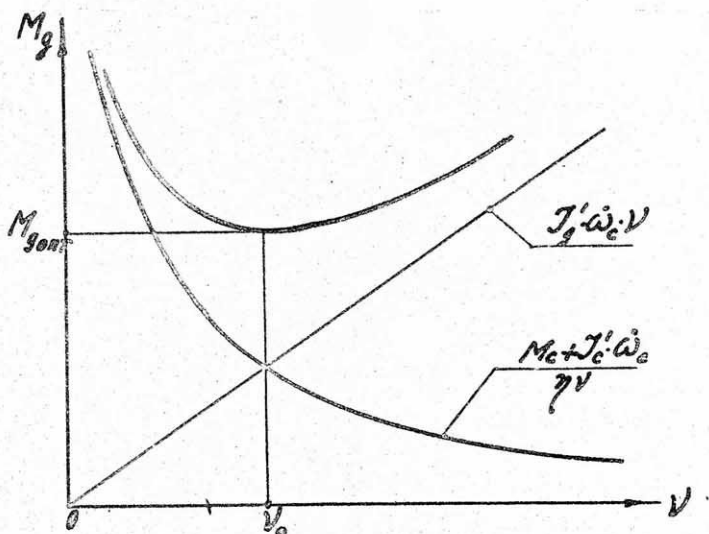


Рис. 2.3. Определение V_0 при больших J_c' и ω_c .

Практически наиболее просто и достоверно определять оптимальное передаточное отношение V редуктора из анализа построенных графиков функций $M_H(t)$, $\delta_p(t)$, $\dot{\delta}_p(t)$ и $\ddot{\delta}_p(t)$ (см. рис. 2.1).

Прежде всего заметим, что формула (2.5) для определения передаточного отношения V_0 справедлива, когда вся нагрузка на двигателе однозначна. Только в этом случае и существует экстремальное значение — минимум потребного момента двигателя, определяемый при этих условиях передаточным отношением V_0 . Это означает, что при этих условиях имеет место чисто двигательный режим работы рулевой машины, т.е. вся механическая энергия двигателя идет на преодоление полной нагрузки (шарнирного момента и всей инерционной нагрузки). На графиках (рис. 2.1) переходных функций внешней нагрузки $M_H(t)$ и движения руля $\delta_p(t)$, $\dot{\delta}_p(t)$, $\ddot{\delta}_p(t)$ выделяются участки чисто двигательного режима работы двигателя. Из графиков следует, что в начальный момент времени $t = 0$ двигатель рулевой машины, получая сигнал управления, начинает движение из состояния покоя с максимальным ускорением руля $\ddot{\delta}_p \max$ и на участке времени $0 - t_I$ он преодолевает нагрузку в виде суммы позиционного момента (шарнирного)

руля и полного инерционного момента сопротивления.

В конце участка t_I руль получает необходимую максимальную угловую скорость $\dot{\delta}_{p \max}$, продолжая движение в том же направлении. Начиная с момента времени t_I руль продолжает движение в том же направлении, что и на участке времени $0 - t_I$, но с замедлением, т.е. инерционный момент на руле (а следовательно, и на двигателе) изменяет знак на обратный и становится противоположным по знаку шарнирному моменту руля, который по мере отклонения руля продолжает нарастать по абсолютному значению до момента времени t_{II} , где движение руля (двигателя) изменяет направление.

Таким образом, на отрезке времени $0 - t_I$ имеет место чисто двигательный режим работы рулевой машины. На участке $t_I - t_{II}$ инерционный момент противоположен по знаку шарнирному моменту руля, и в зависимости от абсолютного соотношения этих моментов режим работы рулевой машины может быть как двигательным (при $|M_{\text{ин}}| > |M_{\text{шн}}|$), так и тормозным (при $|M_{\text{ин}}| < |M_{\text{шн}}|$). На участке $t_{II} - t_{III}$, где изменяется знак скорости $\dot{\delta}_p$ руля, а нагрузка на руле остается такой же, имеет место генераторно-тормозной режим работы двигателя. Так как переходный процесс руля быстротухающий, то естественно, что максимальная мощность и максимальная нагрузка на рулевой машине проявляются в начале переходного процесса. В этой же области имеет место и наиболее тяжелый двигательный режим работы рулевой машины и ее двигателя.

На участке чисто двигательного режима, выделяя для различных моментов времени значения внешней нагрузки

$$M_{Hi}(t_i) = k_p [M_{xi}(t_i) + J'_0 \ddot{\omega}_{ci}(t_i)] \quad (2.8)$$

и соответствующие этим моментам времени t_i угловые ускорения руля $\ddot{\delta}_{pi}$, получим среднее значение внешней нагрузки

$$M_{\text{нсп}} = \frac{M_{H1} + M_{H2} + \dots + M_{Hi}}{i} \quad (2.9)$$

и среднее значение углового ускорения выходного вала рулевой машины

$$\ddot{\omega}_{\text{всп}} = \frac{k_p (\ddot{\delta}_{p1} + \ddot{\delta}_{p2} + \dots + \ddot{\delta}_{pi})}{i} \quad (2.10)$$

Для начальной фазы переходного процесса руля (чисто двигательный режим), по которому определяется оптимальное значение передаточного отношения V_0 редуктора рулевой машины,

$$V_0 = \sqrt{\frac{M_{нсп}}{K_p \eta J_g' \dot{\omega}_{ссп}}} \quad (2.11)$$

§ 2. Определение мощности и потребных статических и динамических характеристик двигателя

После определения передаточного отношения V_0 редуктора рулевой машины вычисляется и строится графически полная нагрузочная характеристика в координатах $(M_{но}, \delta_p)$, по которой определяется так называемая предельная нагрузочная характеристика (рис. 2.4).

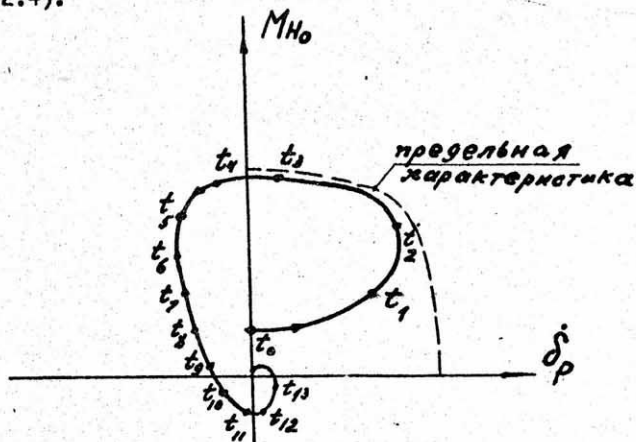


Рис. 2.4. Полная нагрузочная и предельная характеристики рулевого привода

Полная нагрузочная характеристика двигателя рулевой машины, приведенная к рулю ЛА, имеет следующий вид:

$$M_{но} = q_s' b_p [m_{ш}^{\alpha} \alpha(t) + m_{ш}^{\delta} \delta_p(t)] - J_p \ddot{\delta}_p - \eta v_0^2 k_p^2 J_g' \ddot{\delta}_p, \quad (2.12)$$

$$\delta_p = \delta_p(t).$$

Передаточное отношение V_0 редуктора, определенное по формуле (2.11), реализуется по оптимальной схеме (см. гл. 4) из условия получения минимальной величины момента инерции J_n редуктора, приведенного к валу якоря двигателя. Этим достигается возможность получения минимального значения $J_g' = J_g + J_n$. Для

цикла переходного процесса руля в координатах ($M_{ноз} \delta_p^i$) строится полная нагрузочная характеристика (2.12) (рис. 2.4). Очевидно, если двигатель рулевой машины автопилота будет иметь в точности такую же механическую характеристику (приведенную к рулю), то он в состоянии выполнить заданный переходный процесс (режим работы) с нагрузкой, определяемой системой (2.12). На рис. 2.5 приведены примеры предельных (оггибающих) нагрузочных характеристик I, II, III и IV.

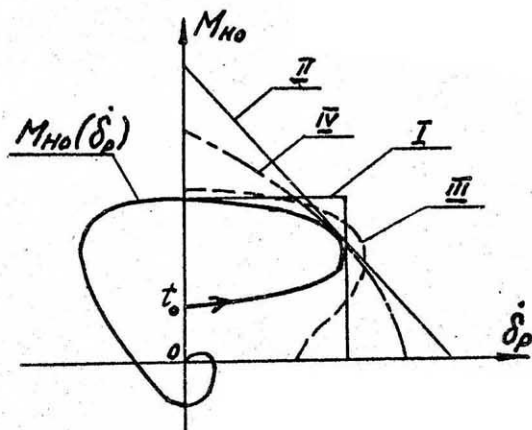


Рис. 2.5. Примеры предельных нагрузочных характеристик

Предельная нагрузочная характеристика прямоугольного типа I по форме представляет идеализированную механическую характеристику управляемой магнитно-порошковой муфты. Предельная нагрузочная характеристика II в виде наклонной прямой характерна для механической характеристики электродвигателя постоянного тока с независимым возбуждением. Характеристика III имеет вид, близкий к механической характеристике трехфазного двигателя переменного тока, и, наконец, характеристика IV по своему виду близка к механической характеристике двухфазного двигателя переменного тока с короткозамкнутым ротором и амплитудным управлением, а также к механической характеристике гидравлического или электрогидравлического двигателя поршневого типа. Следует отметить, что за характеристику II типа может быть принята механическая характеристика двухфазного двигателя с полым ротором и амплитудным управлением. Так как

потребная мощность для перемещения руля зависит от текущей нагрузки и скорости движения руля, то мощность двигателя определится точкой предельной нагрузочной характеристики, соответствующей потребной максимальной мощности на всем цикле переходного процесса движения руля.

На рис. 2.6 дана полная нагрузочная характеристика руля, соответствующая режиму переходного процесса, представленного на рис. 2.1. Первый квадрант диаграммы нагрузочной характеристики представляет начальную фазу переходного процесса руля, включая разгон двигателя, т.е. двигательный режим работы рулевой машины с двигателем постоянного тока с независимым возбуждением. В этом же квадранте имеют место максимальные скорости и нагрузки на руле. Следовательно, в этом промежутке времени переходного процесса, которому соответствует нагрузочная характеристика первого квадранта, имеет место максимальная потребная мощность двигателя для выполнения заданного переходного процесса руля с определенной нагрузкой. На полной нагрузочной характеристике в I квадранте графика определяется точка А, соответствующая мгновенной максимальной мощности. Для двигателя постоянного тока с независимым возбуждением, как было установлено ранее, механическая характеристика определяется прямой для некоторого постоянного по величине управляющего напряжения \mathcal{U}_2 . В общем случае для каждого значения \mathcal{U}_2 будет своя механическая характеристика с тем же углом наклона, определяемым жесткостью $\frac{K_i K_E}{R_a}$. Если провести касательную в точке А к нагрузочной характеристике руля, то в координатах $[M_{но}, \delta_p]$ мы получим так называемую предельную нагрузочную характеристику. Из рис. 2.6. видно, что для всех точек нагрузочной характеристики руля выполняется условие

$$\begin{cases} M_{но} < M_{нпрес}, \\ M_{ноА} = M_{нпрес}. \end{cases} \quad (2.13)$$

$$\begin{cases} \delta_p < \delta_{рпрес}, \\ \delta_{рА} = \delta_{рпрес}. \end{cases} \quad (2.14)$$

Таким образом, если двигатель рулевого привода обладает механической характеристикой, эквивалентной предельной нагрузочной характеристике, то он в состоянии обеспечить выполнение заданного вида переходного процесса руля с заданной нагрузкой.

Потребная выходная мощность двигателя

$$N_{g\max} = \frac{M_{HA} \cdot \dot{\delta}_{PA}}{\eta}, \quad (2.15)$$

где η - КПД редуктора и механической проводки управления к рулю.

Если пересчитать момент $\frac{M_{HA}}{\eta}$ и скорость $\dot{\delta}_{PA}$ к валу двигателя, то получим номинальные значения момента $M_{дн}$ и скорости $\omega_{дн}$ двигателя

$$\left. \begin{aligned} M_{дн} &= \frac{M_{HA}}{\eta v_0 k_p} \\ \omega_{дн} &= v_0 k_p \dot{\delta}_{PA} \end{aligned} \right\} \quad (2.16)$$

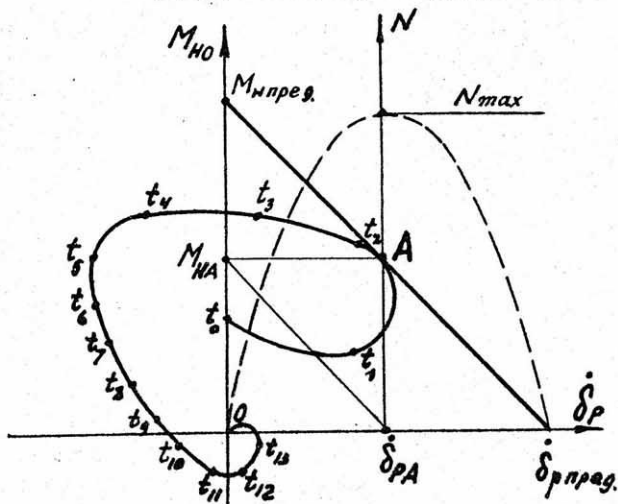


Рис. 2.6. Определение предельной нагрузочной характеристики

формулы (2.16) определяют параметры механической характеристики двигателя:

- 1) пусковой момент двигателя $M_{дпуск} = 2M_{дн}$;
- 2) скорость холостого хода $\omega_{дхх} = 2\omega_{дн}$;
- 3) жесткость механической характеристики $f = \frac{k_k k_e}{R_A} = t_{дв} \omega_{дн} = \frac{M_{дн}}{\omega_{дн}} = \frac{M_{дн}}{\omega_{дхх}}$.

Так как известно, что постоянная времени T_{PM} рулевой машины /см. формулу (1.31)/ $T_{PM} = \frac{T_0^2}{T_a}$, где $T_0 = \frac{T_{ин} k_e v_0}{k_y k_{ос}}$,

$T_a = \frac{K_E V_0}{K_v K_{\text{ксс}}}$ - параметры, которые получаются в результате расчета контура стабилизации ЛА (из анализа канала автопилота), то по требуемому значению T_{PM} , которое равно

$$T_{PM} = \frac{J_2 + J_n + \frac{J_p}{K_p^2 V_0^2}}{f}, \quad (2.17)$$

проверяются допустимые пределы значения момента инерции J_2 двигателя, ориентировочно определенного по аналогу - двигателю с выходной мощностью, близкой к потребной.

Итак, имеем

$$J_2 = f \cdot T_{PM} - J_n - \frac{J_p}{K_p^2 V_0^2}. \quad (2.18)$$

Если допустимое J_2 окажется меньше значения исходного J_2 , то следует несколько увеличить V_0 (до 10%) или повысить жесткость f (практически до 10-15%).

§ 3. Последовательность расчета потребной мощности двигателя и его статических и динамических характеристик

1. Вычисляются и строятся графически переходные процессы движения руля ЛА (отклонение, угловые скорости и ускорения).

2. Вычисляется и строится переходная функция внешней нагрузки на руле (шарнирный и инерционный моменты руля).

3. Проводится анализ режимов изменения нагрузки на руле и режима работы рулевой машины в переходном процессе движения руля. Выделяются двигательные режимы работы с максимальными нагрузками и скоростями (обычно в начальной фазе переходного процесса).

4. Определяется максимальная потребная мощность на преодоление нагрузки в чисто двигательном режиме работы рулевой машины. Определяются по расчетным табличным данным внешняя нагрузка и скорости движения руля и строится график мощности в переходном процессе.

5. По потребной максимальной мощности в двигательном режиме определяется по нормалам или каталогу двигатель-аналог, соответствующий по принципу действия и управления проектируемому двигателю, и его момент инерции J_2 принимается за расчетный.

6. По формулам (2.8), (2.9), (2.10), (2.11) определяется передаточное число V_0 редуктора рулевой машины, оптимизирующее номинальный потребный момент двигателя.

7. Определяется полный момент нагрузки на двигатель рулевой машины (шарнирный момент и полный инерционный момент сопротивления руля, якоря двигателя и редуктора) для тех же мгновенных значений времени в переходном процессе руля, что и ранее, для переходных функций движения руля и внешней нагрузки /формула (2.12)/.

8. Строится график полного момента M_{HO} нагрузки, приведенного к рулю, в функции скорости отклонения δ_p^i руля — так называемая полная нагрузочная характеристика $M_{HO}(\delta_p^i)$.

9. В области чисто двигательного режима работы рулевой машины (обычно это I и III квадранты графика, если $\dot{\delta}_{p\dot{t}=0} > 0$) находится точка А графика (M_{HOA}, δ_{pA}), определяющая максимальную требуемую мощность двигателя $N_{gmax} = M_{HOA} \dot{\delta}_{pA}$. К точке А проводится касательная линия (предельная нагрузочная характеристика), огибающая участок полной нагрузочной характеристики на всем квадранте графика двигательного режима работы рулевой машины и по виду соответствующая механической характеристике принятого типа проектируемого двигателя. (Для двигателя постоянного тока с независимым возбуждением это — прямая линия; для гидравлического двигателя — парабола и т.п.).

10. Определяются точки M_{HHA} и $\dot{\delta}_{pHx}$ пересечения предельной нагрузочной характеристики с осями координат графика $M_{HO}(\delta_p^i)$, определяющие соответственно эквиваленты пускового момента и скорости холостого хода двигателя в номинальном режиме его работы (т.е. момент и скорость двигателя, приведенные к рулю). Точка А при этом определяет номинальный момент M_{HHA} и номинальную скорость $\dot{\delta}_{pHA}$ двигателя, приведенные к рулю.

11. По формулам (2.15), (2.16) определяются механические характеристики двигателя:

- а) мощность в номинальном режиме;
- б) номинальный момент M_{HHA} и номинальная угловая скорость ω_{HHA} ;
- в) пусковой момент M_{gH} и скорость ω_{gHx} холостого хода;
- г) жесткость механической характеристики f .

12. Определяются допустимые пределы момента инерции якоря двигателя с учетом ранее определенной структуры и размеров редуктора рулевой машины.

13. Из условия выбранного принципа управления двигателем рулевой машины и схемы выходного каскада усилителя мощности определяются:

- а) коэффициенты K_i — момента и K_ε — противозлектро-

движущей силы двигателя;

б) сопротивление обмотки якоря;

в) напряжение питания высоковольтной цепи усилителя мощности.

ГЛАВА 3. ПРИМЕР РАСЧЕТА ИСХОДНЫХ ДАННЫХ ДЛЯ РАЗРАБОТКИ СХЕМЫ И КОНСТРУКЦИИ РУЛЕВОГО ПРИВОДА И ЕГО ЭЛЕМЕНТОВ

§ 1. Расчет параметров канала крена

В качестве примера определения характеристик основных элементов рулевого привода автопилота (двигателя и редуктора рулевой машины) рассмотрим канал стабилизации заданного угла крена ЛА.

Изолированное движение ЛА по углу крена представим уравнением

$$J_{x_1 x_1} \frac{d\omega_{x_1}}{dt} + M_{x_1}^{\omega_{x_1}} \omega_{x_1} + M_{x_1}^{\delta_3} \delta_3 = M_{x_1 \text{вн}}, \quad (3.1)$$

где $J_{x_1 x_1}$ — момент инерции ЛА относительно продольной оси Ox_1 , принимаемой за главную ось инерции, Н.м.с²;

$M_{x_1}^{\omega_{x_1}}$ — коэффициент вязродинамического (или инерционного) момента демпфирования движения крена (вращательная производная), Н.м.с;

$M_{x_1}^{\delta_3}$ — коэффициент момента элеронов (или другого органа управления), $\frac{\text{Н.м.}}{\text{рад}}$;

$M_{x_1 \text{вн}}$ — внешний возмущающий момент, Н.м;

ω_{x_1} — угловая скорость вращения крена, $\frac{\text{рад}}{\text{с}}$;

δ_3 — угол отклонения элеронов, рад. ($\delta_3^0 > 0$ — при отклонении правого элерона вниз),

Вводя обозначения:

$\gamma = \int_0^t \omega_{x_1}(t) dt$ — угол крена, рад;

$T = \frac{J_{x_1 x_1}}{M_{x_1}^{\omega_{x_1}}}$ — постоянная времени ЛА, с;

$K_c = -\frac{M_{x_1}^{\delta_3}}{M_{x_1}^{\omega_{x_1}}}$ — коэффициент усиления ЛА по угловой скорости крена, $\frac{\text{рад}}{\text{с}}$; $m_{x_1 \text{вн}} = \frac{M_{x_1 \text{вн}}}{M_{x_1}^{\omega_{x_1}}}$, $\frac{\text{рад}}{\text{с}}$, уравнение вращательного движения ЛА вокруг продольной оси Ox_1 получает вид

$$T \frac{d^2 \gamma}{dt^2} + \frac{d\gamma}{dt} - K_c \delta_3 = m_{x_1 \text{вн}}(t). \quad (3.2)$$

Итак, согласно определению знаков моментов, положительное от-

клонение элеронов ($\delta_3 > 0$) создает вращение ЛА с угловой скоростью $\dot{\omega}_x < 0$, т.е. движение ЛА на левое полукрыло. Канал стабилизации заданного угла $\gamma_{зад}$ крена предполагаем в виде автомата стабилизации с жесткой обратной связью и управлением по двум параметрам - угловому отклонению γ и угловой скорости $\dot{\gamma}$ отклонения ЛА от заданного значения $\gamma_{зад}$.

Уравнение рулевого привода в канале стабилизации заданного угла крена, согласно (I.37), $T_0^2 \frac{d^2 \delta_3}{dt^2} + T_a \frac{d \delta_3}{dt} + \delta_3 = \frac{u(t)}{K_{oc} K_p}$.

Предполагаем, что в рулевом приводе в качестве двигателя используется электрический двигатель постоянного тока с независимым возбуждением, тогда (I.27) и (I.31)

$T_0^2 = \frac{T_{em} K_{\alpha} V}{K_y K_{oc}}$, $T_a = \frac{K_{\alpha} V}{K_y K_{oc}}$. Сигнал управления $u(t)$, поступающий на рулевой привод, $u_y = K_{\gamma} \gamma + K_{\dot{\gamma}} \frac{d\gamma}{dt} - K_{\gamma} \gamma_{зад}$ или при $i = \frac{K_{\gamma}}{K_{oc} K_p}$ (передаточное число автопилота по углу крена), $\mu = \frac{K_{\dot{\gamma}}}{K_{oc} K_p}$ (передаточное число автопилота по угловой скорости крена) получаем $u_y(t) = i_{\gamma} (\gamma - \gamma_{зад}) + \mu \frac{d\gamma}{dt}$.

Исходная система уравнений движения ЛА с автоматом стабилизации заданного угла крена будет иметь вид

$$\begin{aligned} T_{\gamma} \frac{d^2 \gamma}{dt^2} + \frac{d\gamma}{dt} - k_c \delta_3 &= m_{x, \delta H}(t); \\ -(i_{\gamma} \gamma + \mu \frac{d\gamma}{dt}) + T_0^2 \frac{d^2 \delta_3}{dt^2} + T_a \frac{d\delta_3}{dt} + \delta_3 &= -i_{\gamma} \gamma_{зад}(t). \end{aligned} \quad (3.3)$$

Так как определитель из старших производных системы уравнений

$\Delta' = \begin{vmatrix} T_{\gamma} & 0 \\ 0 & T_0^2 \end{vmatrix} = T_{\gamma} T_0^2 \neq 0$, то система может удовлетворять любым произвольно взятым начальным условиям. Считая, что внешнее $m_{x, \delta H}$ и внутреннее управляющее $i_{\gamma} \gamma_{зад}$ воздействия представляются ступенчатой функцией, и их изображения

$\frac{m_{x, \delta H}}{p} \rightarrow m_{x, \delta H}(t)$, $\frac{i_{\gamma} \gamma_{зад}}{p} \rightarrow i_{\gamma} \gamma_{зад}(t)$, в операторной форме система уравнений (3.3) примет вид

$$\begin{aligned} T_{\gamma} [p^2 \Gamma(p) - \gamma(0)p - \dot{\gamma}(0)] + p \Gamma(p) - \gamma(0) - k_c \mathcal{D}(p) &= \frac{m_{x, \delta H}}{p}, \\ -i_{\gamma} [\gamma(p) - \mu [p \Gamma(p) - \gamma(0)]] + T_0^2 [p^2 \mathcal{D}(p) - \delta_3(0)p - \dot{\delta}_3(0)] + \\ + T_a [p \mathcal{D}(p) - \delta_3(0)] + \mathcal{D}(p) &= -i_{\gamma} \frac{\gamma_{зад}}{p}, \end{aligned}$$

где

$$\Gamma(p) \rightarrow \gamma(t), \quad \mathcal{D}(p) \rightarrow \delta_3(t)$$

или в приведенном виде

$$(T_{\gamma} p^2 + p) \Gamma(p) - k_c \mathcal{D}(p) = \frac{m_{x, \delta H}}{p} + T_{\gamma} [\gamma(0)p + \dot{\gamma}(0)] + \gamma(0);$$

$$-(i_{\gamma} + \mu\rho)\Gamma(\rho) + (T_0^2\rho^2 + T_a\rho + 1)\mathcal{D}(\rho) = -i_{\gamma} \frac{Y_{3\omega}}{\rho} + \mu\gamma(0) + T_0^2\delta_3(0) + T_a\delta_3(0).$$

Полагая начальные значения угла крена и угла отклонения элеронов и их производных равными нулю, т.е. $\gamma(0) = 0$, $\dot{\gamma}(0) = 0$, $\delta_3(0) = 0$, $\dot{\delta}_3(0) = 0$, получаем

$$\left. \begin{aligned} (T_{\gamma}\rho^2 + \rho)\Gamma(\rho) - k_c\mathcal{D}(\rho) &= \frac{m_{\chi, \delta\chi}}{\rho}, \\ -(i_{\gamma} + \mu\rho)\Gamma(\rho) + (T_0^2\rho^2 + T_a\rho + 1)\mathcal{D}(\rho) &= -i_{\gamma} \frac{Y_{3\omega}}{\rho} \end{aligned} \right\} (3.4)$$

Для каждого воздействия передаточные функции в системе будут иметь вид

$$\frac{W_{\gamma}}{Y_{3\omega}}(\rho) = \frac{\Gamma(\rho)}{Y_{3\omega}(\rho)} = \frac{i_{\gamma}/k_c l}{\Delta(\rho)},$$

$$\frac{W_{\delta_3}}{\delta_{3-y}}(\rho) = \frac{\mathcal{D}(\rho)}{Y_{3\omega}(\rho)} = -\frac{i_{\gamma}(T_{\gamma}\rho^2 + \rho)}{\Delta(\rho)},$$

$$\frac{W_{\gamma}}{m_{\chi, \delta\chi}}(\rho) = \frac{\Gamma(\rho)}{m_{\chi, \delta\chi}(\rho)} = \frac{T_0^2\rho^2 + T_a\rho + 1}{\Delta(\rho)},$$

$$\frac{W_{\delta_3}}{m_{\chi, \delta\chi}}(\rho) = \frac{\mathcal{D}(\rho)}{m_{\chi, \delta\chi}(\rho)} = \frac{i_{\gamma} + \mu\rho}{\Delta(\rho)},$$

где $\Delta(\rho) = T_{\gamma}T_0^2\rho^4 + (T_0^2 + T_aT_{\gamma})\rho^3 + (T_{\gamma} + T_a)\rho^2 + (1 + k_c l)\rho + i_{\gamma}/k_c l$.
Передаточную функцию $\frac{Y}{Y_{3\omega}}(\rho)$ представим как

$$\frac{W_{\gamma}}{Y_{3\omega}}(\rho) = \frac{\frac{i_{\gamma}/k_c l}{T_0^2 T_{\gamma}}}{\rho^4 + \frac{T_0^2 + T_a T_{\gamma}}{T_0^2 T_{\gamma}} \rho^3 + \frac{T_a + T_{\gamma}}{T_0^2 T_{\gamma}} \rho^2 + \frac{1 + k_c l}{T_0^2 T_{\gamma}} \rho + \frac{i_{\gamma}/k_c l}{T_0^2 T_{\gamma}}} \quad (3.5)$$

Считая, что переходный процесс движения ЛА по крену должен быть монотонным без перерегулирования, поставим условие, чтобы все полюсы передаточной функции были действительными, отрицательными и кратными. Пользуясь методом стандартных коэффициентов, обозначим

$$\omega_0^4 = \frac{i_{\gamma}/k_c l}{T_0^2 T_{\gamma}}, \quad A_1 \omega_0^3 = \frac{1 + k_c l}{T_0^2 T_{\gamma}}, \quad A_2 \omega_0^2 = \frac{T_a + T_{\gamma}}{T_0^2 T_{\gamma}},$$

$$A_3 \omega_0 = \frac{T_0^2 + T_a T_r}{T_0^2 T_r} \quad (3.6)$$

При воздействии управляющего сигнала $Y_{зад}(t)$ в виде скачковой функции изображение переходной функции по углу крена

$\Gamma_1(p) = \frac{Y_{зад} \cdot i_r \cdot K_{cl}}{p \cdot \Delta(p) \cdot T_0^2 \cdot T_r}$ или при условии кратности корней характеристического уравнения

$$\Gamma_1(p) = \frac{Y_{зад} \cdot \omega^4}{p(p + \omega_0)^4}, \quad (3.7)$$

если $A_1 = A_2 = 4$, $A_3 = 6$.

Переходя к оригиналам составляющих функций (3.7), получаем

$$Y(t) = Y_{зад} \cdot [1 - e^{-\omega_0 t} (1 + \omega_0 t + \frac{\omega_0^2 t^2}{2!} + \frac{\omega_0^3 t^3}{3!})]. \quad (3.8)$$

Если ввести безразмерное время τ с масштабом ω_0 , т.е. $\tau = \omega_0 t$, то переходная функция (3.8) в безразмерном времени τ представится в виде $Y(\tau) = Y_{зад} \cdot [1 - e^{-\tau} (1 + \tau + \frac{\tau^2}{2!} + \frac{\tau^3}{3!})]$.

Полагая условие завершения переходного процесса, например,

$\delta(\tau_p) = 0,95 Y_{зад}$, определяем время регулирования $\tau_p = 7,8$, откуда можно получить действительное время регулирования

$$t_p = \frac{\tau}{\omega_0}. \quad (3.9)$$

Для тех же условий управления определяется таким же путем и переходная функция движения элеронов

$$\delta_3(t) = \frac{Y_{зад} \cdot \omega_0}{K_c} \cdot e^{-\omega_0 t} \cdot \left[T_r \frac{\omega_0^3 t^2}{2} + (1 - \omega_0 T_r) \frac{\omega_0^3 t^3}{6} \right]. \quad (3.10)$$

Эта функция может быть найдена также путем подстановки (3.8) и ее производной в уравнение движения ЛА.

Аналогично, находя изображения функций $Y(t)$ и $\delta_3(t)$ в случае ступенчатого воздействия внешнего момента $M_{х,вн}$, получаем переходные функции ЛА и элеронов соответственно

$$Y(t) = \frac{m_{х,вн}}{i_r \cdot K_{cl}} \left\{ 1 - e^{-\omega_0 t} \left[1 + \omega_0 t + (1 - \omega_0^2 T_0^2) \frac{\omega_0^2 t^2}{2} + (1 + \omega_0^2 T_0^2 - \omega_0 T_a) \frac{\omega_0^3 t^3}{6} \right] \right\}, \quad (3.11)$$

$$\delta_3(t) = \frac{m_{х,вн}}{K_c} \left\{ 1 - e^{-\omega_0 t} \left[1 + \omega_0 t + \frac{\omega_0^2 t^2}{2} + (1 - \frac{M \omega_0}{i_r}) \frac{\omega_0^3 t^3}{6} \right] \right\}$$

Для выполнения примера численного расчета примем следующие

исходные данные.

I. Характеристики ЛА на заданном режиме полета

$$\frac{M_{x_1}^{\omega_{x_1}}}{J_{x_1 x_1}} = -0,5 \frac{1}{c}, \quad \frac{M_{x_1}^{\delta_3}}{J_{x_1 x_1}} = -5 \frac{1}{c^2}, \quad K_p = \frac{\omega_c}{\delta_3} = 10;$$

отсюда

$$T_f = -\frac{J_{x_1 x_1}}{M_{x_1}^{\omega_{x_1}}} = 2c, \quad K_c = -\frac{M_{x_1}^{\delta_3} c^2}{M_{x_1}^{\omega_{x_1}}} = -10 \frac{1}{c}.$$

Шарнирный момент элеронов принимается равным $M_{шз} = M_{ш}^{\delta_3} \cdot \delta_3$, где $M_{ш}^{\delta_3} = -3,924 \frac{H \cdot m}{рад}$.

Момент инерции элеронов $J_y = 9,81 H \cdot m \cdot c^2$.

2. Переходный процесс по углу крена должен быть монотонным и завершаться за время $t_p = 2c$ при команде $\beta_{зад} = 10^\circ$ с точностью 5%.

Параметры автопилота, подлежащие определению, i_j, μ, T_o, T_a . Используя формулы (3.6), условие кратности корней характеристического уравнения системы и формулу (3.9), определим:

1) $\omega_o = \frac{t_p}{2} = \frac{2,8}{2} = 3,9 \frac{1}{c};$

2) параметры T_o и T_a рулевого привода автопилота найдутся из формул (3.6);

$$6\omega_o^2 T_f \cdot T_o^2 - T_a = T_f;$$

$$(4\omega_o T_f - 1) T_o^2 - T_f T_a = 0;$$

$$T_o^2 = \frac{T_f^2}{6\omega_o^2 T_f^2 - 4\omega_o T_f + 1} = \frac{4}{6 \cdot (3,9)^2 \cdot 4 - 4 \cdot 3,9 \cdot 2 + 1} = 0,0119 c^2,$$

$$T_o = 0,109 c \approx 0,11 c.$$

$$T_a = \frac{T_f (4\omega_o T_f - 1)}{6\omega_o^2 T_f^2 - 4\omega_o T_f + 1} = \frac{2 \cdot 30,2}{6 \cdot (3,9)^2 \cdot 4 - 4 \cdot 3,9 \cdot 2 + 1} = 0,18 c;$$

3) постоянная времени рулевой машины

$$T_{PM} = \frac{T_o^2}{T_a} = \frac{0,0119}{0,18} = 0,0661 \approx 0,07 c;$$

4) передаточные числа автопилота

$$i_j = \frac{\omega_o^4 \cdot T_o^2 \cdot T_f}{1K_c 1} = \frac{(3,9)^2 \cdot 0,0119 \cdot 2}{10} = 0,55;$$

$$\mu = \frac{4\omega_0^3 T_p^2 - 1}{1k_c} = \frac{4(3,9)^2 \cdot 0,0119 \cdot 2 - 1}{10} = 0,465 \text{ с.}$$

§ 2. Предварительный расчет мощности двигателя рулевой машины

Для определения нагрузки на элеронах и потребной мощности для отклонения элеронов в соответствии с заданным переходным процессом находятся угловые отклонения, скорости и ускорения элеронов по формулам, получаемым из (3.10),

$$\delta_3 = \frac{V_{3\text{из}} \cdot \omega_0}{57,3 \cdot k_c} \cdot e^{-\omega_0 t} \cdot \left[T_p \omega_0 \frac{\omega_0^2 t^2}{2} + (1 - \omega_0 T_p) \frac{\omega_0^3 t^3}{6} \right] \text{ рад}, \quad (3.12)$$

$$\dot{\delta}_3 = \frac{V_{3\text{из}} \cdot \omega_0^2}{57,3 \cdot k_c} \cdot e^{-\omega_0 t} \cdot \left[T_p \omega_0^2 t - \omega_0^2 t^2 (T_p \omega_0 - \frac{1}{2}) + \frac{\omega_0^3 t^3}{6} (T_p \omega_0 - 1) \right] \frac{\text{рад}}{\text{с}},$$

$$\ddot{\delta}_3 = \frac{V_{3\text{из}} \cdot \omega_0^3}{57,3 \cdot k_c} \cdot e^{-\omega_0 t} \cdot \left[T_p \omega_0 - \omega_0 t (3T_p \omega_0 - 1) + \omega_0^2 t^2 (\frac{3}{2} T_p \omega_0 - 1) - \frac{\omega_0^3 t^3}{6} (T_p \omega_0 - 1) \right] \frac{\text{рад}}{\text{с}^2};$$

при заданных $V_{3\text{из}} = 10^0$, $\omega_0 = 3,9 \frac{1}{\text{с}}$, $T_p = 2 \text{ с}$
для формул (3.12) получаем

$$\frac{V_{3\text{из}} \cdot \omega_0}{57,3 \cdot k_c} = \frac{10 \cdot 3,9}{57,3 \cdot (-10)} = -0,668 \text{ рад} = -3,9 \text{ град};$$

$$\frac{V_{3\text{из}} \cdot \omega_0^2}{57,3 \cdot k_c} = \frac{10 \cdot (3,9)^2}{57,3 \cdot (-10)} = -0,256 \frac{\text{рад}}{\text{с}} = -15,2 \frac{\text{град}}{\text{с}};$$

$$\frac{V_{3\text{из}} \cdot \omega_0^3}{57,3 \cdot k_c} = \frac{10 \cdot (3,9)^3}{57,3 \cdot (-10)} = -1,0352 \frac{\text{рад}}{\text{с}^2} = -59,32 \frac{\text{град}}{\text{с}^2};$$

$$3T_p \omega_0 - 1 = 22,4; \quad T_p \omega_0 = 7,8;$$

$$3/2 T_p \omega_0 - 1 = 10,7; \quad T_p \omega_0 - 1 = 6,8; \quad T_p \omega_0 - \frac{1}{2} = 7,3.$$

После подстановки и преобразований получаем расчетные формулы

$$\delta_3 = -0,068 e^{-\omega_0 t} (3,9 - 1,13 \omega_0 t) \omega_0^2 t^2 \text{ рад};$$

$$\dot{\delta}_3 = -0,265 e^{-\omega_0 t} (7,8 - 7,3 \omega_0 t + 1,13 \omega_0^2 t^2) \omega_0 t \frac{\text{рад}}{\text{с}}; \quad (3.13)$$

$$\ddot{\delta}_3 = -1,0352 e^{-\omega_0 t} (7,8 - 22,4 \omega_0 t + 10,7 \omega_0^2 t^2 - 1,13 \omega_0^3 t^3) \frac{\text{рад}}{\text{с}^2}.$$

Нагрузка на элероны $M_H = M_{Hш} + M_{Hи}$, где $M_{Hш} = M_{ш}^{\delta_3}$ - шарнирный момент элеронов, $M_{Hи} = -J_z \ddot{\delta}_3$ - инерционный момент элеронов.

По условию задания

$$M_{ш}^{\delta_3} = -3924 \frac{\text{Н.м.}}{\text{рад}}, \quad J_z = 9,81 \text{ Н.м.с.}$$

Вычисление производится для цикла заданного переходного процесса элеронов. Весь интервал длительности времени t_p переходного процесса разбивается на участки. В начальной фазе переходного процесса, где развиваются максимальные нагрузки и движение элеронов наиболее интенсивно, рекомендуется выбирать меньшие расчетные интервалы времени (через 0,05с), а в последующей можно брать большие интервалы времени (через 0,1 с).

Следует обратить внимание на то, что шарнирный момент элеронов (или какого-либо другого рассматриваемого руля) считается положительным, если он стремится отклонить элерон в положительном направлении. Положительным отклонением элеронов, как было уже упомянуто, считается отклонение правого элерона вниз, следовательно, левого - вверх. Этим создается отрицательный по знаку момент элеронов вокруг продольной оси Ox_1

ЛА. Так как в рассматриваемом примере принято, что управляющий сигнал в автопилоте соответствует $V_{зад} > 0$, то момент от элеронов вокруг оси Ox_1 должен быть по знаку положительным /см. (3.1)/. В этом случае элероны отклоняются в начальный момент времени переходного процесса на угол $\delta_3 < 0$. Поэтому, согласно принятому условию, шарнирный момент $M_{ш}^{\delta_3} > 0$, т.е. производная $M_{ш}^{\dot{\delta}_3} < 0$. По формулам (3.12) и (2.1) вычисляются параметры движения элеронов и внешняя нагрузка, которые представляются в виде таблиц и графиков переходных функций (табл. 3.1, рис. 3.1).

Из анализа переходных функций нагрузки и движения элеронов следует, что участок переходного процесса на интервале

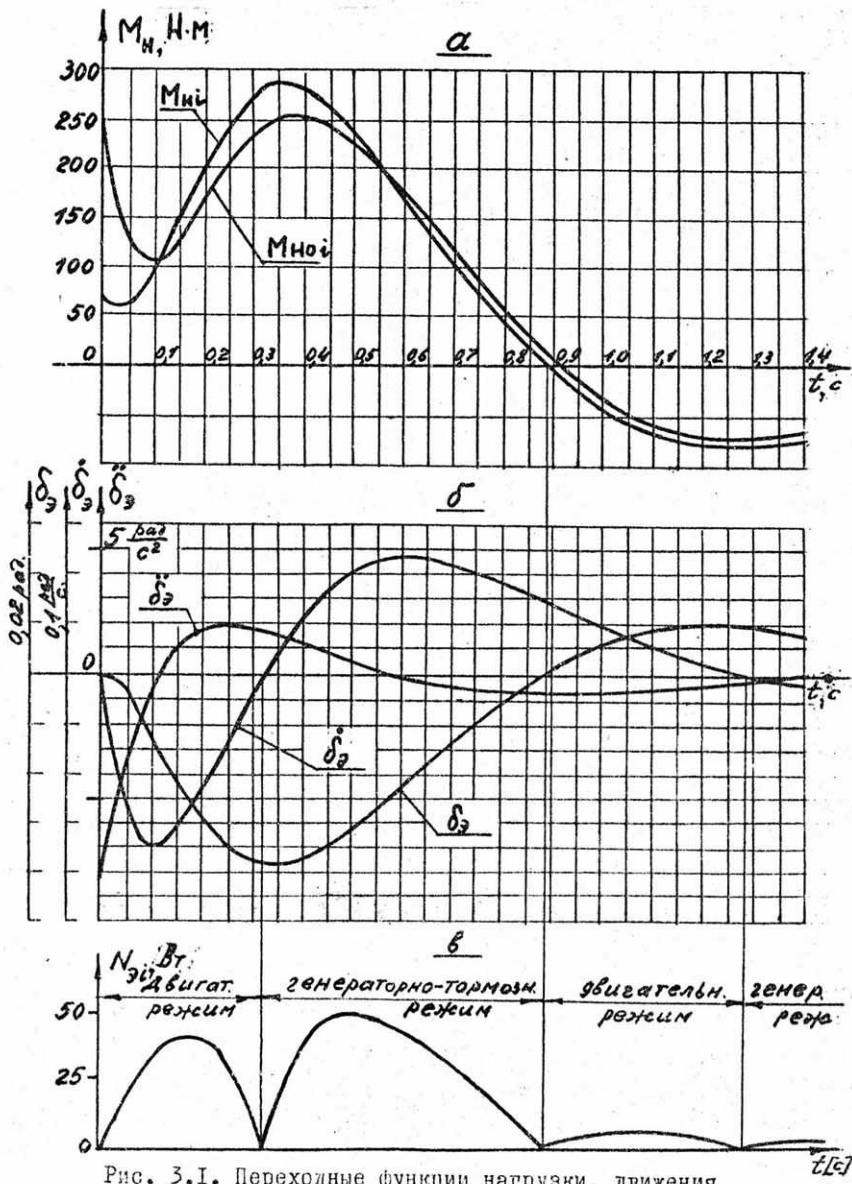


Рис. 3.1. Переходные функции нагрузки, движения элеронов и мощности на элеронах

Таблица 3.1

i	$t_i,$ с	$\delta_{эi},$ рад.	$\dot{\delta}_{эi},$ $\frac{\text{рад}}{\text{с}}$	$\ddot{\delta}_{эi},$ $\frac{\text{рад}}{\text{с}^2}$	$M_{ншi},$ Н.м.	$M_{ннi},$ Н.м.	$M_{нi},$ Н.м.	$N_{эi},$ Вт.	$M_{ноi},$ нм	$N_{зоi},$ Вт.	реж.
1	0	0	0	-8,074	0	79,206	79,206	0	249,97	0	эв.сг.
2	0,05	-0,0078	-0,256	-3,259	30,647	31,970	62,617	16,03	131,54	33,67	$\delta_2 < 0$
3	0,1	-0,0242	-0,348	-0,436	94,960	4,277	99,238	34,53	108,46	37,74	$\dot{\delta}_3 < 0$
4	0,15	-0,0419	-0,303	+1,077	163,827	-10,365	153,262	46,44	131,07	39,71	$\ddot{\delta}_4 < 0$
5	0,2	-0,0572	-0,222	1,755	224,453	-17,165	207,288	46,02	170,115	37,76	$\delta_5 > 0$
6	0,25	-0,0681	-0,124	1,919	267,224	-18,825	248,400	30,80	207,80	25,76	$\dot{\delta}_6 > 0$
7	0,3	-0,0744	-0,025	1,784	291,945	-17,501	274,444	6,861	236,70	5,917	эв.сг.
8	0,35	-0,0761	+0,060	+1,507	298,616	-14,793	283,823	17,03	251,92	15,115	генер.
9	0,4	-0,0742	0,123	1,178	291,161	-11,556	279,605	34,39	254,68	31,32	$\dot{\delta}_9 > 0$
10	0,45	-0,0694	0,180	0,834	272,325	-8,181	264,144	47,54	246,49	44,37	$\ddot{\delta}_{10} > 0$
11	0,5	-0,0623	0,210	0,525	244,465	-5,150	239,315	50,256	228,21	47,92	$\delta_{11} > 0$
12	0,55	-0,0540	0,228	0,262	211,896	-2,570	209,326	47,73	203,78	46,46	$\dot{\delta}_{12} > 0$
13	0,60	-0,0448	0,232	0,0558	175,795	-0,547	175,248	40,78	174,06	40,38	$\ddot{\delta}_{13} > 0$
14	0,65	-0,0361	+0,230	-0,114	141,656	+1,118	142,774	32,83	145,18	33,39	генер.
15	0,7	-0,0268	0,210	-0,270	105,163	4,610	109,773	23,05	119,71	25,14	$\delta_{15} > 0$ $\dot{\delta}_{15} < 0$

Продолжение табл. 3.1

I	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
16	0,75	-0,0183	0,198	-0,300	71,809	2,943	74,752	14,80	85,03	16,83	генер.
17	0,80	-0,0109	0,181	-0,350	42,772	3,433	46,205	8,36	53,60	9,70	$\delta_3 > 0$
18	0,85	-0,0042	0,160	-0,370	16,363	3,630	19,963	3,20	27,81	4,45	$\delta_3 < 0$
19	0,90	+0,0016	+0,140	-0,374	-6,474	3,669	-2,805	0,39	5,10	0,714	убав.
20	0,95	0,0065	0,118	-0,363	-22,05	3,561	-18,432	2,18	-14,11	1,66	$\delta_3 > 0$
21	1,0	0,0106	0,097	-0,337	-41,59	3,305	-38,30	3,71	-31,15	3,02	$\delta_3 > 0$
22	1,1	0,0162	0,061	-0,275	-63,58	2,697	-60,871	3,71	-54,48	3,32	$\delta_3 < 0$
23	1,2	0,0190	0,033	-0,198	-74,35	1,942	-74,614	2,40	-68,42	2,26	$\delta_3 < 0$
24	1,3	0,0201	0,0145	-0,150	-78,87	1,471	-77,401	1,12	-74,22	1,07	
25	1,4	+0,0193	-0,0006	-0,088	-75,73	0,863	-74,871	0,045	-72,07	0,043	

времени $0 - t_3$ ($t_3 = 0,1с$) характеризует чисто двигательный режим работы рулевой машины с ускоренным движением; затем, в интервале времени $t_3 - t_7$ ($t_3 = 0,1с, t_7 = 0,3с$) имеет место двигательный режим с замедлением движения элеронов (тормозной). При этом, как и на первом этапе, элероны продолжают отклоняться в одном и том же направлении. Однако режим второго этапа отличается от первого тем, что инерционный момент нагрузки по знаку противоположен шарнирному моменту элеронов. С расчетной точки $t_8 = 0,35с$ до расчетной точки $t_{13} = 0,6с$ элероны движутся в противоположном ($\delta_3 > 0$) начальному ($\delta_3 < 0$) направлению, а суммарная внешняя нагрузка на элеронах имеет прежний знак. Следовательно, и двигатель рулевой машины имеет скорость с изменившимся знаком при прежнем знаке внешней нагрузки. Этот этап соответствует генераторному режиму с торможением. Здесь следует особо обратить внимание на то обстоятельство, что на этом этапе движения внешняя нагрузка может развивать мощность на элеронах большую, чем на этапах двигательного режима, однако эта мощность не является определяющей потребную механическую мощность двигателя. Далее, как следует из расчетных таблиц и графиков переходных функций, в расчетном интервале $t_{14} - t_{18}$ ($t_{14} = 0,65с, t_{18} = 0,85с$) имеет место генераторный режим с разгоном, а затем в интервале $t_{19} - t_{24}$ ($t_{19} = 0,9с, t_{24} = 1,2с$) возникает вновь двигательный режим и т.д.

Так как переходный процесс сильно затухающий, то для энергетического расчета двигателя и его характеристик представляют интерес участки двигательного режима работы рулевого привода в начальной фазе переходного процесса. Таблица переходных функций дополняется расчетом мощностей, развиваемых внешней нагрузкой на элеронах в переходном процессе. Они отражены также графически на рис. 3.1в. В двигательном режиме работы рулевого привода определяется максимальная мощность, развиваемая внешней нагрузкой и составляющая приблизительно $N_{34} = 46,44$ Вт, и для этого значения мощности по нормалам или каталогу определяется двигатель-аналог по принципу действия и типу управления проектируемого двигателя, и момент инерции J_3 его якоря принимается за расчетный. Так, для двигателя $N_3 = 50$ Вт принимаем $J_3 = 4,905 \cdot 10^{-5}$ Н.м.с².

§ 3. Расчет оптимального передаточного отношения редуктора рулевой машины

Не зная пока значения момента инерции J_n редуктора, приведенного к валу якоря двигателя, полагаем, что $J'_n = J_g + J_n = 1,1 J_g = 5,395 \cdot 10^{-5}$ Н.м.с², так как при оптимальной реализации V_0 в схеме редуктора приведенный момент инерции J_n к валу двигателя постоянного тока составляет не более 10% от J_g . На графике (рис. 3.1а,б) и в табл. 3.1 выбираем чисто двигательный режим (расчетные моменты времени $t_1 = 0$, $t_2 = 0,05$ с, $t_3 = 0,1$ с) и определяем суммарную нагрузку на элеронах:

$$\begin{aligned} M_{H1} &= 79,206 \text{ Н.м.} \\ M_{H2} &= 62,617 \text{ Н.м.} \\ M_{H3} &= 99,238 \text{ Н.м.} \end{aligned}$$

Среднее значение нагрузки на элеронах

$$M_{Hcp} = \frac{79,206 + 62,617 + 99,238}{3} = 80,353 \text{ Н.м.}$$

Для тех же моментов времени t_1, t_2, t_3 определяются угловые ускорения выходного вала рулевой машины при $K_p = \frac{\omega_c}{\delta_3} = 10$:

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_{c1} &= K_p \ddot{\delta}_{31} = 10 \cdot 8,074 = 80,74 \frac{\text{рад}}{\text{с}^2}; \\ \dot{\omega}_{c2} &= K_p \ddot{\delta}_{32} = 10 \cdot 3,252 = 32,59 \frac{\text{рад}}{\text{с}^2}; \\ \dot{\omega}_{c3} &= K_p \ddot{\delta}_{33} = 10 \cdot 0,436 = 4,36 \frac{\text{рад}}{\text{с}^2} \end{aligned}$$

Среднее значение углового ускорения выходного вала рулевой машины

$$\dot{\omega}_{ccp} = \frac{80,74 + 32,59 + 4,36}{3} = 39,23 \frac{\text{рад}}{\text{с}^2}.$$

Оптимальное передаточное отношение V_0 редуктора рулевой машины при КПД редуктора $\eta = 0,8$

$$V_0 = \sqrt{\frac{M_{Hcp}}{K_p \eta J'_g \dot{\omega}_{ccp}}} = \sqrt{\frac{80,353}{10 \cdot 0,8 \cdot 5,395 \cdot 10^{-5} \cdot 39,23}} = 68,886;$$

принимаяем $V_0 = 70$.

§ 4. Определение мощности, статических и динамических характеристик двигателя

Полный момент нагрузки на двигателе рулевой машины, приведенный к элеронам $M_{Ho} = M_H - \eta V_0^2 K_p^2 J'_g \dot{\delta}_3$, где $M_H = M_{Hиз} + M_{Hвн}$ - внешняя нагрузка элеронов, определенная

ранее;

$$\eta \omega_0^2 k_p^2 J_g' = 0,8 \cdot (70)^2 \cdot 10^2 \cdot 5,395 \cdot 10^{-5} = 21,15 \text{ Н.м.с}^2,$$

$$M_{HO} = M_H - 21,15 \ddot{\delta}_3 \text{ Н.м.}$$

Полный момент нагрузки M_{HO} вычисляется на тех же интервалах времени переходного процесса элеронов (табл. 3.1) (рис. 3.1а). По функциям $M_{HO}(t)$ и $\delta_3(t)$ строится график полной нагрузочной характеристики $M_{HO}(\delta_3)$ в координатах M_{HO} и δ_3 (рис. 3.2). Для рассматриваемого примера начальный участок переходного процесса сопровождается отклонением элеронов в отрицательном направлении ($\delta_3 < 0$) и, следовательно, $\ddot{\delta}_3 < 0$. При этом $M_{Hиз} > 0$ и так как $\ddot{\delta}_3 < 0$, то $M_{HO} > 0$, поскольку ранее было уже отмечено, что знак $M_{Hиз}$ противоположен знаку угла отклонения δ_3 элеронов.

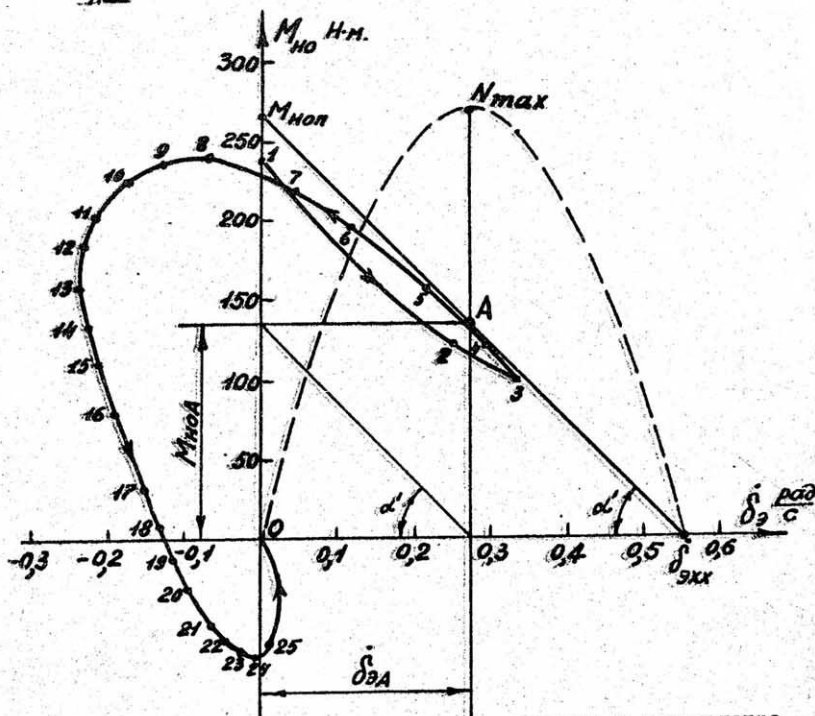


Рис. 3.2. Полная нагрузочная характеристика и определение эквивалентной механической характеристики двигателя и его мощности

Для удобства пользования график функции полной нагрузки $M_{HO}(\delta_3)$

построен с обращенными знаками скорости $\dot{\delta}_3$ элеронов, что не играет роли для результатов дальнейшего расчета. При этом первый квадрант графика $M_{Ho}(\dot{\delta}_3)$ характеризует двигательный режим работы рулевого привода. Второй квадрант - генераторно-тормозной режим, третий - двигательный и т.д. На графике $M_{Ho}(\dot{\delta}_3)$ в I квадранте определяется точка А, соответствующая максимальной потребной мощности двигателя $N_A = M_{HoA} \cdot \dot{\delta}_{3A} \frac{H.M.}{\frac{rad}{c}}$. Действительно, произведение координат M_{Ho} и $\dot{\delta}_3$ каждой точки полной нагрузочной характеристики в I квадранте графика определяет потребную механическую мощность двигателя рулевой машины. По табличным значениям M_{Ho} и $\dot{\delta}_3$ можно определить, что ожидаемая максимальная потребная мощность (точка А) определяется координатами характеристики $M_{Ho}(\dot{\delta}_3)$, расположенной, по крайней мере, между точками 3 и 5 (см. рис. 3.2 и табл. 3.1). В то же время, поскольку этому интервалу соответствует $\dot{\delta}_{3max}$ (рис. 3.1б) и точки 3 и 5 отстоят во времени друг от друга не столь далеко, для определения координат точки А можно использовать следующие линейные соотношения:

$$|M_{HoA}| = M_{Ho5} - \frac{M_{Ho5} - M_{Ho3}}{2} = 170,115 - \frac{170,115 - 108,459}{2} = 139,287 \text{ Н.м.}$$

$$|\dot{\delta}_{3A}| = \dot{\delta}_{35} + \frac{\dot{\delta}_{33} - \dot{\delta}_{35}}{2} = 0,222 + \frac{0,348 - 0,222}{2} = 0,285 \frac{rad}{c}$$

$$N_A = M_{HoA} \cdot \dot{\delta}_{3A} = 139,287 \cdot 0,285 = 39,696 \approx 40 \text{ Вт.}$$

Так как механическая характеристика двигателя постоянного тока с независимым возбуждением является прямой линией, то в качестве предельной нагрузочной характеристики, как эквивалента механической характеристики двигателя, приведенной к элеронам, проведем касательную прямую в точке А к нагрузочной характеристике $M_{HoA}(\dot{\delta}_3)$.

Действительная потребная мощность двигателя

$$N_{ymax} = \frac{N_A}{\eta} = \frac{40}{0,8} = 50 \text{ Вт.}$$

Номинальные значения момента и угловой скорости двигателя

$$M_{yH} = \frac{M_{HoA}}{\eta \cdot \omega_{кр}} = \frac{139,287}{0,8 \cdot 70 \cdot 10} = 0,2487 \approx 0,25 \text{ Н.м.}$$

$$\omega_{yH} = \omega_{кр} \cdot \dot{\delta}_{3A} = 70 \cdot 10 \cdot 0,285 = 199,5 \approx 200 \frac{rad}{c}$$

Пусковой момент двигателя $M_{yH} = 2M_{yH} = 0,5 \text{ Н.м.}$
 Скорость холостого хода $\omega_{yH} = 2\omega_{yH} = 400 \frac{rad}{c}$,
 жесткость механической характеристики двигателя

$$f = \frac{K_i K_E}{R_A} = \operatorname{tg} \alpha = \frac{M_{дн}}{\omega_{дн}} = \frac{0,250}{200} = 12,5 \cdot 10^{-4} \text{ Н.м.с.}$$

§ 5. Определение допустимых пределов момента инерции якоря двигателя

Из анализа структурной схемы "ЛА - автомат стабилизации крена" было получено $T_0^2 = 0,019 \text{ с}^2$; $T_a = 0,18 \text{ с}$, $T_{рм} = \frac{T_0^2}{T_a} \approx 0,1 \text{ с}$. Согласно формуле (2.18) $J_g = f \cdot T_{рм} - J_n - \frac{J_2}{K_i^2 \cdot 10^4}$. Из оптимизации схемы редуктора с $V_0 = 70^\circ$ (см. пример расчета редуктора) и оценки его приведенного момента инерции было определено

$$\begin{aligned} J_n &= 0,3188 \cdot 10^{-5} \text{ Н.м.с}^2, \\ J_g &= 12,5 \cdot 10^{-4} \cdot 0,1 - 0,3188 \cdot 10^{-5} - \frac{9,81}{10^2 \cdot 70^2} = \\ &= 12,5 \cdot 10^{-5} - 0,3188 \cdot 10^{-5} - 2 \cdot 10^{-5} = 10,1812 \cdot 10^{-5} \text{ Н.м.с}^2 \end{aligned}$$

Ранее было принято в качестве расчетного значение $J_g = 4,905 \cdot 10^{-5} \text{ Н.м.с}^2$. Итак, при разработке конструкции двигателя допустимы следующие пределы величины момента инерции якоря двигателя: $J_g = (4,905 \div 10,1812) \cdot 10^{-5} \text{ Н.м.с}^2$

§ 6. Определение коэффициентов момента и противо-э.д.с. двигателя

Определение численных значений коэффициентов $K_i \left(\frac{\text{Н.м}}{\text{А}} \right)$ и $K_E \text{ (В.с)}$ тесно связано с решением вопроса о выборе типа и схемы усилителя мощности рулевого привода, принципа управления (непрерывный, импульсный, релейный режим) и источника питания (высоковольтная цепь усилителя мощности). Прежде чем определять значения коэффициентов K_i и K_E , следует отметить, что для двигателя постоянного тока с независимым возбуждением $K_z = K_E$. Действительно, как было ранее показано, уравнение механической характеристики двигателя $M_H = K_i \frac{U_1}{R_A} - \frac{K_i K_E}{R_A} \omega_g$. Механическая мощность двигателя

$$N_{гмех} = M_H \cdot \omega_g = K_i \frac{U_1}{R_A} \omega_g - \frac{K_i K_E}{R_A} \omega_g^2$$

Для установившегося режима баланс э.д.с. на якоре $U_1 = R_A \cdot i_A + K_E \omega_g$ (т.е. индуктивной составляющей $L_A \frac{di_A}{dt}$ пренебрегаем).

Тогда
$$N_{гмех} = k_i i_{я} \omega_{г} + \frac{k_i k_E}{R_{я}} \omega_{г}^2 - \frac{k_i k_E}{R_{я}} \omega_{г}^2,$$

т.е.
$$N_{гмех} = k_i i_{я} \omega_{г}.$$

Потребляемая мощность в цепи якоря $i_{я} U_1 = R_{я} i_{я}^2 + i_{я} k_E \omega_{г}.$

Полезная мощность $i_{я} U_1 - R_{я} i_{я}^2 = i_{я} k_E \omega_{г}$, т.е.

$N_{гмех} = i_{я} k_E \omega_{г} = i_{я} k_2 \omega_{г}$ [естественно, что и размерности для k_i и k_E в единой системе единиц измерения (СИ) одинаковы $1 \frac{Н \cdot м}{А} = 1 В \cdot с$].

Если выходной каскад усилителя мощности ориентировать на импульсное управление (широко-импульсная модуляция) с пусковым током якоря $i_{ян} = 4А$ (реализуется, например, на транзисторах серии П-206В или П-208В), то получаем

$$k_i = \frac{M_{я0}}{i_{ян}} = \frac{0,500}{4} = 0,125 \frac{Н \cdot м}{А}$$

и так как $k_i = k_{E1}$, $f = \frac{k_i k_E}{R_{я}} = 12,5 \cdot 10^{-4} Н \cdot м \cdot с,$

то $R_{я} = \frac{k_i^2}{f} = \frac{(0,125)^2}{12,5 \cdot 10^{-4}} = 12,5 Ом, U_{ян} = R_{я} \cdot i_{ян} = 12,5 \cdot 4 = 50 В.$

Номинальный ток в якоре

$$i_{ян} = \frac{U_{ян}}{R_{я}} - \frac{k_E \omega_{г}}{R_{я}} = \frac{50}{12,5} - \frac{0,125 \cdot 200}{12,5} = 2 А.$$

Возможность реализации рассчитанного режима и параметров двигателя должна быть согласована с заданными пределами момента инерции якоря.

Меньшие значения пускового тока приводят к необходимости иметь более высоковольтный источник питания выходного каскада усилителя мощности, так как сопротивление обмотки якоря повышается.

ГЛАВА 4. РЕДУКТОР РУЛЕВОЙ МАШИНЫ

Редуктор рулевой машины обычно представляет собой механизм зубчатой передачи вращающего момента двигателя на выходной вал рулевой машины, работающий на повышение величины выходного момента.

Разработка схемы и конструкции редуктора осуществляется на основе следующих исходных данных и технических требований.

Исходные данные

1. Передаваемая редуктором механическая мощность N_g , Вт.
2. Передаточное отношение V_0 редуктора.
3. Механические характеристики двигателя:

- а) пусковой момент $M_{пн}$ (Н.м) при номинальном напряжении $U_{ин}$ (В) управления;
- б) номинальный момент $M_{гн}$ (Н.м);
- в) номинальная угловая скорость $\omega_{гн}$, $\frac{\text{рад}}{\text{с}}$;
- г) скорость холостого хода $\omega_{гх}$, $\frac{\text{рад}}{\text{с}}$.

Общие технические требования

1. Минимально возможная величина приведенного момента инерции $J_{п}$ редуктора, реализующего заданное передаточное отношение ν_0 .
2. Наименьшие габариты и масса при заданной передаваемой мощности N_g и передаточном отношении ν_0 .
3. Работоспособность в течение заданного срока службы T (ч) и заданном режиме (цикличность реверса).
4. Точность передачи движения (угловой люфт редуктора).

Последовательность проектировочного расчета редуктора

Большинство редукторов рулевых машин в автопилотах выполняются на цилиндрических прямозубых колесах, как наиболее простых в изготовлении, надежных в работе и позволяющих выполнить конструкцию рулевой машины в минимальных габаритах.

Проектирование редуктора начинают с определения его структуры — кинематической схемы — из условия минимальной величины его приведенного момента инерции $J_{п}$ к валу двигателя при заданном общем передаточном отношении ν_0 редуктора. Из этих условий определяется число ступеней редуктора (число пар шестерен и колес) и их передаточные отношения ($\nu_1, \nu_2, \dots, \nu_k$). На основании полученных данных формируется кинематическая схема редуктора.

Вторая часть проектировочного расчета является расчетом редуктора на прочность, из которого определяются конструктивные размеры всех шестерен и колес редуктора и точность изготовления.

§ 1. Определение кинематической схемы редуктора

Обозначения рис. 4.1:

D_1, D_2, \dots, D_m — диаметры начальных окружностей шестерен и колес. В зубчатых зацеплениях в каждой ступени (паре) зацепления малое зубчатое колесо называется шестерней, а большое — колесом;

z_1, z_2, \dots, z_n - числа зубьев соответствующих шестерен и колес;
 m_1, m_2, \dots, m_n - модули соответствующей пары зацепления;
 A_1, A_2, \dots, A_n - межосевые расстояния в каждой ступени зацепления;
 n - номер шестерни или колеса (нечетное число - номер шестерни, четное - номер колеса);
 β - номер ступени (пары) зацепления и номер соответствующего ей модуля ($\beta = \frac{n}{2}$);
 D - двигатель рулевой машины.

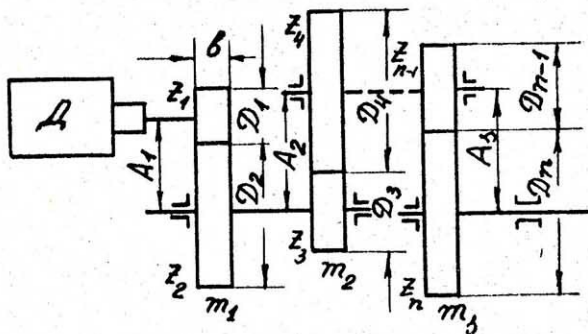


Рис. 4.1. Определение кинематической структуры редуктора

При определении приведенного момента инерции J_n редуктора к валу двигателя будем считать, что все шестерни и колеса редуктора имеют одинаковую ширину β и представляют сплошной цилиндр. Моменты инерции осей шестерен и колес не учитываются.

Момент инерции цилиндра относительно его полярной оси

$$J_y = \frac{\pi \rho \beta D_y^4}{32}, \quad (4.1)$$

где ρ - массовая плотность, $\frac{\text{Н} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^3}$;

β - высота цилиндра, м;

D_y - наружный диаметр цилиндра, м.

Приведенный момент инерции шестерен и колес редуктора к валу двигателя

$$\begin{aligned}
 J_n = & \frac{\pi \rho \beta}{32} \left[D_1^4 + \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 D_2^4 + \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 D_3^4 + \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \left(\frac{D_3}{D_4}\right)^2 D_4^4 + \right. \\
 & + \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \left(\frac{D_3}{D_4}\right)^2 D_5^4 + \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \left(\frac{D_3}{D_4}\right)^2 \left(\frac{D_5}{D_6}\right)^2 D_6^4 + \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \left(\frac{D_3}{D_4}\right)^2 \left(\frac{D_5}{D_6}\right)^2 \dots \times \\
 & \times \dots \left. \left(\frac{D_{n-3}}{D_{n-2}}\right)^2 D_{n-1}^4 + \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \left(\frac{D_3}{D_4}\right)^2 \dots \left(\frac{D_{n-1}}{D_n}\right)^2 D_n^4 \right]. \quad (4.2)
 \end{aligned}$$

Представим формулу (4.2) в следующем виде:

$$J_n = \frac{\pi p b}{32} D_1^4 \left[1 + \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^4 + \left(\frac{D_2}{D_2}\right)^2 \left(\frac{D_3}{D_1}\right)^4 + \left(\frac{D_2}{D_2}\right)^2 \left(\frac{D_3}{D_4}\right)^2 \left(\frac{D_4}{D_1}\right)^4 + \right. \\ \left. + \left(\frac{D_2}{D_2}\right)^2 \left(\frac{D_3}{D_4}\right)^2 \left(\frac{D_5}{D_1}\right)^4 + \left(\frac{D_2}{D_2}\right)^2 \left(\frac{D_3}{D_4}\right)^2 \left(\frac{D_5}{D_6}\right)^2 \left(\frac{D_6}{D_1}\right)^4 + \left(\frac{D_2}{D_2}\right)^2 \left(\frac{D_3}{D_4}\right)^2 \times \right. \\ \left. \times \left(\frac{D_5}{D_6}\right)^2 \dots \left(\frac{D_{n-3}}{D_{n-2}}\right)^2 \left(\frac{D_{n-1}}{D_1}\right)^4 + \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \left(\frac{D_3}{D_4}\right)^2 \dots \left(\frac{D_{n-1}}{D_n}\right)^2 \left(\frac{D_n}{D_1}\right)^4 \right]. \quad (4.3)$$

Обозначая передаточные отношения ступеней редуктора через

$v_1, v_2, v_3, \dots, v_3$, получим

$$v_1 = \frac{D_2}{D_1}, v_2 = \frac{D_4}{D_3}, v_3 = \frac{D_6}{D_5}, \dots, v_3 = \frac{D_n}{D_{n-1}}; \quad (4.5)$$

при этом заданное общее передаточное отношение v_0 редуктора равно

$$v_0 = v_1 \cdot v_2 \cdot v_3 \dots v_3, \quad (4.6)$$

где $v_0 = \frac{\omega_g}{\omega_{\text{вв}}}$;

ω_g - угловая скорость двигателя, $\frac{\text{рад}}{\text{с}}$;

$\omega_{\text{вв}}$ - угловая скорость выходного вала рулевой машины (угловая скорость зубчатого колеса n), $\frac{\text{рад}}{\text{с}}$;

С учетом передаточных отношений ступеней редуктора формулу (4.3) представим

$$J_n = \frac{\pi p b}{32} D_1^4 \left[1 + v_1^2 + \frac{1}{v_1^2} \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^4 + \frac{1}{v_1^2 v_2^2} \left(\frac{D_4}{D_1}\right)^4 + \frac{1}{v_1^2 v_2^2} \left(\frac{D_5}{D_1}\right)^4 + \right. \\ \left. + \frac{1}{v_1^2 v_2^2 v_3^2} \left(\frac{D_6}{D_1}\right)^4 + \frac{1}{v_1^2 v_2^2 v_3^2} \left(\frac{D_7}{D_1}\right)^4 + \dots + \frac{1}{v_1^2 v_2^2 \dots v_{s-1}^2} \left(\frac{D_{n-1}}{D_1}\right)^4 + \right. \\ \left. + \frac{1}{v_1^2 v_2^2 \dots v_3^2} \left(\frac{D_n}{D_1}\right)^4 \right]. \quad (4.7)$$

В выражении (4.7) кроме передаточных отношений ступеней редуктора в квадратной скобке использованы отношения диаметров зубчатых шестерен и колес к диаметру D_1 шестерни на валу двигателя.

Представляя соотношения как

$$\frac{D_4}{D_1} = \frac{D_4}{D_3} \cdot \frac{D_3}{D_1} = v_2 \cdot \frac{D_3}{D_1},$$

$$\frac{D_6}{D_1} = \frac{D_6}{D_5} \cdot \frac{D_5}{D_1} = v_3 \cdot \frac{D_5}{D_1},$$

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{D_2}{D_7} \cdot \frac{D_7}{D_1} = V_4 \cdot \frac{D_7}{D_1},$$

$$\dots \dots \dots$$

$$\frac{D_{n-2}}{D_1} = \frac{D_{n-2}}{D_{n-3}} \cdot \frac{D_{n-3}}{D_1} = V_{s-1} \cdot \frac{D_{n-3}}{D_1},$$

$$\frac{D_n}{D_1} = \frac{D_n}{D_{n-1}} \cdot \frac{D_{n-1}}{D_1} = V_s \cdot \frac{D_{n-1}}{D_1}. \quad (4.8)$$

Используя формулы (4.8), выражение (4.7) можно записать в следующем виде:

$$J_n = \frac{\pi r^6}{32} D_1^4 \left[1 + V_1^2 + \frac{1}{V_1^2} \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^4 + \frac{V_2^2}{V_1^2} \left(\frac{D_3}{D_1} \right)^4 + \frac{1}{V_1^2 V_2^2} \left(\frac{D_5}{D_1} \right)^4 + \right. \\ \left. + \frac{V_3^2}{V_1^2 V_2^2} \left(\frac{D_5}{D_1} \right)^4 + \frac{1}{V_1^2 V_2^2 V_3^2} \left(\frac{D_7}{D_1} \right)^4 + \frac{V_4^2}{V_1^2 V_2^2 V_3^2} \left(\frac{D_7}{D_1} \right)^4 + \right. \\ \left. + \frac{1}{V_1^2 V_2^2 \dots V_{s-1}^2} \left(\frac{D_{n-1}}{D_1} \right)^4 + \frac{V_s^2}{V_1^2 V_2^2 V_3^2 \dots V_{s-1}^2} \left(\frac{D_{n-1}}{D_1} \right)^4 \right]. \quad (4.9)$$

Особенностью последней формулы (4.9) является то, что кроме передаточных отношений ступеней V_1, V_2, \dots, V_s в квадратную скобку входят только соотношения диаметров начальных окружностей ведущих шестерен ступеней с диаметром начальной окружности первой шестерни D_1 . Эта формула удобна для расчета редуктора тем, что отношениями $\frac{D_2}{D_1}, \frac{D_5}{D_1}, \dots, \frac{D_{n-1}}{D_1}$ можно задаваться, руководствуясь условиями минимальных размеров редуктора и учитывая то обстоятельство, что по мере перехода от ступени к ступени (начиная от двигателя) момент передачи возрастает и, следовательно, из условий прочности модуль также будет возрастать.

§ 2. Определение минимума величины приведенного момента инерции J_n редуктора

Для определения минимума приведенного момента инерции J_n следует обратить внимание на то, что формула (4.9) выражения J_n представляет собой сложную функцию передаточных отношений V_1, V_2, \dots, V_s ступеней редуктора, т.е. $J_n(V_1, V_2, \dots, V_s)$. Кроме того, значения $V_1, V_2, V_3, \dots, V_s$ не являются независимыми переменными, а связаны условием $V_0 = V_1 \cdot V_2 \cdot V_3 \cdot \dots \cdot V_s$, т.е. их произведение равно заданному передаточному отношению редуктора.

Таким образом, задача отыскания экстремума функции

$\mathcal{J}_n(v_1, v_2, \dots, v_s)$ формулируется как определение так называемого условного экстремума функции $\mathcal{J}_n(v_1, v_2, \dots, v_s)$ на некоторой линии, заданной уравнением (условием) $v_1 \cdot v_2 \cdot \dots \cdot v_s - v_0 = 0$. Для наглядности рассмотрим в общем виде функцию $\mathcal{J}_n(v_1, v_2)$ двух параметров (двухстепенчатый редуктор). Эта функция подчинена условию $v_0 = v_1 \cdot v_2$ или $v_0 - v_1 \cdot v_2 = 0$, где $v_0 = const$. При соблюдении этого условия функция $\mathcal{J}_n(v_1, v_2)$ в зависимости от соотношения $v_1 = \frac{v_0}{v_2}$ при заданном $v_0 = const$ может принимать разные числовые значения. Следовательно, здесь v_1 и v_2 не являются независимыми переменными, а связаны условием

$$v_0 - v_1 \cdot v_2 = 0.$$

Геометрический смысл определения экстремума функции $\mathcal{J}_n(v_1, v_2)$ состоит в следующем.

Допустим, что уравнение $v_0 - v_1 \cdot v_2 = 0$ изображается некоторой кривой, а функция $\mathcal{J}_n(v_1, v_2) = const = k$ представляет некоторое семейство кривых для разных $k = const$, покрывающих часть плоскости переменных v_1, v_2 . Необходимо найти среди этого семейства кривых $\mathcal{J}_n(v_1, v_2) = k$, пересекающих кривую $v_0 - v_1 \cdot v_2 = 0$, такую, для которой k имеет экстремальное значение (наибольшее или наименьшее).

Пробегая точки кривой $v_0 - v_1 \cdot v_2 = 0$, мы пересекаем кривые $\mathcal{J}_n(v_1, v_2) = k$, при этом величина k изменяется монотонно. Но там, где направление изменения k также меняется, можно ожидать для функции $\mathcal{J}_n(v_1, v_2)$ экстремума (рис. 4.2).

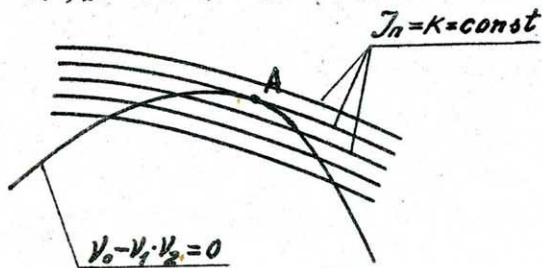


Рис. 4.2. Определение экстремума функции $\mathcal{J}_n(v_1, v_2)$

На рис. 4.2 можно видеть, что это имеет место для той кривой семейства $\mathcal{J}_n(v_1, v_2) = k$, которая как раз касается $v_0 - v_1 \cdot v_2 = 0$ в точке А. Координаты этой точки $A(v_1^*, v_2^*)$, при которых функция $\mathcal{J}_n(v_1^*, v_2^*)$ принимает экстремальное значение, и будут искомыми значениями $v_1 = v_1^*$, $v_2 = v_2^*$.

Касание в точке А означает, что обе кривые $\mathcal{J}_n(v_1^*, v_2^*)$ и $v_0 - v_1 v_2 = 0$ имеют в этой точке общую касательную. Поэтому при $v_1 = v_1^*$ и $v_2 = v_2^*$ будет иметь место пропорциональность между угловыми коэффициентами этих касательных, т.е. в данном случае, между частными производными обеих функций

$$\frac{\partial \mathcal{J}_n}{\partial v_1} \cdot \frac{\partial \mathcal{J}_n}{\partial v_2} = \frac{\partial (v_1 \cdot v_2)}{\partial v_1} \cdot \frac{\partial (v_1 \cdot v_2)}{\partial v_2} \quad (4.10)$$

или, если ввести множитель пропорциональности λ , то будут удовлетворяться уравнения

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \mathcal{J}_n(v_1, v_2)}{\partial v_1} - \lambda \cdot \frac{\partial (v_1 \cdot v_2)}{\partial v_1} &= 0, \\ \frac{\partial \mathcal{J}_n(v_1, v_2)}{\partial v_2} - \lambda \cdot \frac{\partial (v_1 \cdot v_2)}{\partial v_2} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (4.11)$$

которые вместе с уравнением $v_0 - v_1 v_2 = 0$ достаточны для определения координат v_1^*, v_2^* точки А и множителя λ .

Это правило определения экстремума функции многих переменных известно как правило множителей Лагранжа, а сам множитель λ называется множителем Лагранжа. Изложенное правило определения условного экстремума функций $\mathcal{J}_n(v_1, v_2)$ является необходимым, но недостаточным.

Это правило определяет так называемые условно стационарные точки функции $\mathcal{J}_n(v_1, v_2)$, где может быть ее экстремум. Действительно, в рассмотренном примере функции $\mathcal{J}_n(v_1, v_2)$ двух переменных может выполняться правило множителей Лагранжа, функции $\mathcal{J}_n(v_1, v_2)$ и $v_0 - v_1 v_2 = 0$ непрерывны и имеют первые и вторые частные производные, не имеют особых точек, однако экстремума функции $\mathcal{J}_n(v_1, v_2)$ в условно стационарной точке А, где обе эти функции имеют общую касательную прямую, не существует (рис. 4.3).

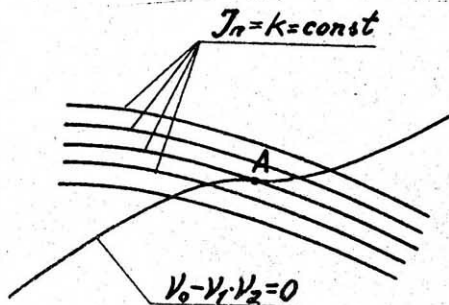


Рис. 4.3. Отсутствие экстремума функции $\mathcal{J}_n(v_1, v_2)$

В точке А (рис. 4.3) находится общая касательная, однако ход функции $V_0 - V_1 \cdot V_2 = 0$ таков, что экстремума функции $J_n(v_1, v_2)$ при этом условии нет.

Для того чтобы существовал условный экстремум функции $J_n(v_1, v_2)$ (при $V_0 - V_1 \cdot V_2 = 0$) в условно стационарной точке (v_1^*, v_2^*) , получаемой из уравнений (4.II) и условия $V_0 - v_1^* \cdot v_2^* = 0$, достаточно, чтобы второй дифференциал от вспомогательной функции

$$\Phi(v_1, v_2) = J_n(v_1, v_2) - \lambda v_1 \cdot v_2 \quad (4.12)$$

представлял собой определенную знакопостоянную форму, т.е. при всех значениях приращений $v_1 - v_1^*$ и $v_2 - v_2^*$ в окрестности точки А (v_1^*, v_2^*) , кроме $v_1 - v_1^* = 0$; $v_2 - v_2^* = 0$, знак второго дифференциала функции $\Phi(v_1, v_2)$ должен сохраняться постоянным. При этом, если $d^2\Phi(v_1 - v_1^*, v_2 - v_2^*)$ положительный, то функция $J_n(v_1^*, v_2^*)$ имеет минимум; если $d^2\Phi(v_1 - v_1^*, v_2 - v_2^*)$ при тех же условиях отрицательный, функция $J_n(v_1^*, v_2^*)$ имеет максимум.

Если второй дифференциал $d^2\Phi$ есть неопределенная форма это означает, что существуют точки $v_1 - v_1^*$ и $v_2 - v_2^*$ в окрестности условного экстремума (v_1^*, v_2^*) не равные нулю, в которых $d^2\Phi > 0$, и точки $v_1 - v_1^*$, $v_2 - v_2^*$, в которых $d^2\Phi < 0$, то функция $J_n(v_1^*, v_2^*)$ в стационарной точке экстремума не имеет. Это достаточное условие, равно как и правило определения стационарных точек, справедливо для функций с любым числом переменных $v_1, v_2, v_3, \dots, v_n$.

На основании изложенного определение условного экстремума функции $J_n(v_1, v_2)$ должно проводиться в такой последовательности. Сначала определяются условные стационарные точки $(v_1^*, v_2^*, v_3^*, \dots, v_n^*)$ для функции $J_n(v_1, v_2, v_3, \dots, v_n)$ по правилу множителей λ Лагранжа, а затем проводится исследование знака второго дифференциала функции $\Phi(v_1, v_2, \dots, v_n)$. После краткого изложения метода определения экстремума функции $J_n(v_1, v_2, \dots, v_n)$ перейдем к конкретному решению задачи определения условий минимального значения приведенного момента инерции $J_n(v_1, v_2, \dots, v_n)$ редуктора.

§ 3. Двухступенчатый редуктор

Двухступенчатый редуктор обычно выполняется для реализации относительно малых передаточных отношений V_0 в пределах до $V_{0\max} = 40$. В рулевых машинах такое передаточное отношение обычно реализуется в схемах на управляемых муфтах и в электромеханических рулевых машинах типа "раздвижная тяга".

Согласно общим формулам (4.6) и (4.9), для двухступенчатого редуктора

$$V_0 = V_1 \cdot V_2 \quad (4.13)$$

$$J_{II} = \frac{\pi p^6}{32} D_1^4 \left[1 + V_1^4 + \frac{1}{V_1^2} \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^4 + \frac{V_2^2}{V_1^2} \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^4 \right] \quad (4.14)$$

Составим вспомогательную функцию

$$\Phi(V_1, V_2) = C \left[1 + V_1^2 + \frac{A}{V_1^2} + \frac{AV_2^2}{V_1^2} \right] - \lambda V_1 \cdot V_2, \quad (4.15)$$

где $C = \frac{\pi p^6}{32} D_1^4$, $A = \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^4$

λ - множитель Лагранжа.

Условия существования стационарной точки (V_1^*, V_2^*) функции $J_{II}(V_1, V_2)$, определяющей условный экстремум, будут иметь вид

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \Phi}{\partial V_1} &= C \left[2V_1 - \frac{2A}{V_1^3} - \frac{2AV_2^2}{V_1^3} \right] - \lambda \cdot V_2 = 0, \\ \frac{\partial \Phi}{\partial V_2} &= C \frac{2AV_2}{V_1} - \lambda V_1 = 0, \\ V_1 \cdot V_2 &= V_0 \end{aligned} \right\} \quad (4.16)$$

Уравнения приводятся к виду

$$\left. \begin{aligned} V_1^{*6} - AV_1^{*2} &= 2AV_0^2, \\ V_2^* &= \frac{V_1^{*4} - A}{2A}, \\ \lambda &= \frac{2ACV_2^*}{V_1^{*3}}, \end{aligned} \right\} \quad (4.17)$$

где V_1^*, V_2^* - передаточные отношения первой и второй ступеней редуктора, определяющие экстремум $J_{II}(V_1^*, V_2^*)$.

Для упрощения расчетов можно представить второе уравнение (4.17) приближенно

$$V_2^{*2} \approx \frac{V_1^{*4}}{2A} \quad (4.18)$$

а так как $V_1^* \cdot V_2^* = V_0$, то $V_2^* = \frac{V_0}{V_1^*} = \frac{V_0}{\sqrt{2A}}$, откуда получаем

$$V_1^* = \sqrt[3]{\sqrt{2A} \cdot V_0}. \quad (4.19)$$

Это равносильно тому, что в первом уравнении (4.17) пренебрегают членом AV_1^{*2} .

Такое упрощение приводит к погрешности вычисления передаточных отношений V_1^* и V_2^* , не превышающих одного процента. Для того чтобы убедиться, что значения V_1^* и V_2^* определяют минимум момента инерции $J_n(V_1^*, V_2^*)$, проверим форму второго дифференциала вспомогательной функции $\Phi(V_1^*, V_2^*)$.

Второй дифференциал функции $\Phi(V_1, V_2)$ имеет следующую квадратичную форму:

$$d^2\Phi = \frac{\partial^2\Phi}{\partial V_1^2} dV_1^2 + 2 \frac{\partial^2\Phi}{\partial V_1 \partial V_2} dV_1 dV_2 + \frac{\partial^2\Phi}{\partial V_2^2} dV_2^2. \quad (4.20)$$

Вторые частные производные имеют вид

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2\Phi}{\partial V_1^2} &= C \left[2 + \frac{6A}{V_1^4} + \frac{6AV_2^2}{V_1^4} \right], \\ \frac{\partial^2\Phi}{\partial V_1 \partial V_2} &= -\frac{4ACV_2}{V_1^3} - \lambda = -\frac{6ACV_2}{V_1^3}, \\ \frac{\partial^2\Phi}{\partial V_2^2} &= \frac{2AC}{V_1^2}. \end{aligned}$$

В стационарной точке V_1^*, V_2^*

$$d^2\Phi(V_1^*, V_2^*) = C \left[2 + \frac{6A}{V_1^{*4}} + \frac{6AV_2^{*2}}{V_1^{*4}} \right] dV_1^2 - \frac{12ACV_2^*}{V_1^{*3}} dV_1 dV_2 + \frac{2AC}{V_1^{*2}} dV_2^2. \quad (4.21)$$

Условие связи параметров $V_1 V_2 - V_0 = 0$ определяет первый дифференциал $V_2 dV_1 + V_1 dV_2 = 0$, откуда $dV_1 = -\frac{V_1^*}{V_2^*} dV_2$ для окрестности стационарной точки V_1^*, V_2^* ; подставляя dV_1 во второй член $d^2\Phi(V_1^*, V_2^*)$ - формула (4.21), получаем

$$d^2\Phi(V_1^*, V_2^*) = C \left(2 + \frac{6A}{V_1^{*4}} + \frac{6AV_2^{*2}}{V_1^{*4}} \right) dV_1^2 + \frac{14AC}{V_1^{*2}} dV_2^2, \quad (4.22)$$

т.е. все члены (4.22) при любых знаках приращений dV_1 и dV_2 знакопостоянны и положительны и, следовательно, $d^2\Phi(V_1^*, V_2^*) > 0$ является положительно определенной формой.

Таким образом, V_1^* и V_2^* , вычисляемые по формулам (4.17) или (4.18) и (4.19), определяют минимум момента инерции редуктора из всех возможных других сочетаний V_1 и V_2 , удовлетворяющих условию $V_1 V_2 = V_0$. Каждому заданному передаточному отношению V_0 будут соответствовать только два значения V_1^* и V_2^* , определяющие минимум $J_n(V_1^*, V_2^*)$.

В качестве примера для практического использования приведена табл. 4.1, в которой представлены оптимальные значения переда-

точных отношений V_1^* и V_2^* двухступенчатого редуктора с передаточными отношениями $V_0 = 20, 30$ и 40 , рассчитанными по формулам (4.18) и (4.19) для соотношений $\frac{D_3}{D_1} = 1$ и $\frac{D_3}{D_1} = 1,2$ диаметров ведущих шестерен ступеней редуктора.

В общем случае формулы для расчета передаточных отношений V_1^* и V_2^* можно представить

$$\left. \begin{aligned} V_2^* &= q_2 \frac{V_1^{*2}}{\sqrt{2A}}, \\ V_1^* &= \sqrt[3]{\frac{\sqrt{2A} \cdot V_0}{q_2}} \end{aligned} \right\} \quad (4.23)$$

где q_2 - коэффициент коррекции передаточных отношений V_1^* и V_2^* ступеней редуктора.

Если в (4.23) положить $q_2 = 1$, то мы получаем исходные формулы (4.18) и (4.19) для V_1^* и V_2^* , определяющие минимум величины момента инерции редуктора при определенном $\frac{D_3}{D_1}$. Момент инерции двухступенчатого редуктора формула (4.14) можно представить как $J_n = c \cdot Q$, где $c = \frac{\pi \rho \epsilon}{32} D_1^4$ - величина, определяемая выбором наименьшего диаметра D_1 шестерни первой ступени (шестерни на валу двигателя); ϵ - ширина венца шестерни и колес, определяемая из расчета на прочность шестерни;

$Q = 1 + V_2^{*2} + \frac{A}{V_2^{*2}} + \frac{A V_1^{*2}}{V_2^{*2}}$ - коэффициент приведенного момента инерции редуктора, зависящий от $A = \left(\frac{D_1}{D_1}\right)^4$, передаточных отношений V_1^* и V_2^* ступеней редуктора.

В табл. 4.1 также представлены значения коэффициента Q .

Таблица 4.1

	V_0	V_1^*	V_2^*	D_3/D_1	q_2	Q
1	20	3,047	6,564	1	1	15,032
2	20	3,440	5,813	1,2	1	18,930
3	20	3,282	6,100	1	0,8	15,320
4	20	3,706	5,397	1,2	0,8	19,283
1	30	3,488	8,601	1	1	19,328
2	30	3,938	7,620	1,2	1	24,400
3	30	3,757	7,983	1	0,8	19,701
4	30	4,242	7,073	1,2	0,8	24,875
1	40	3,838	10,420	1	1	23,172
2	40	4,334	9,228	1,2	1	29,294

Из анализа табл. 4.1 следует, что:

1) при одних и тех же условиях ($\frac{D_2}{D_1}$ и q_2) коэффициент Q тем больше, чем больше заданное общее передаточное отношение редуктора;

2) оптимальное распределение заданного передаточного отношения V_0 редуктора таково, что его большая часть приходится на вторую ступень редуктора. При этом передаточное отношение V_1^* первой ступени изменяется очень медленно с увеличением общего V_0 . Передаточное отношение V_2^* второй ступени с ростом V_0 быстро увеличивается и становится при больших V_0 таким, что для его реализации необходимо увеличение габаритов редуктора, определяющих в значительной мере габариты корпуса рулевой машины;

3) повышение отношения $\frac{D_2}{D_1}$ до 1,2, что происходит по причине увеличения момента нагрузки на шестерне D_3 , несколько снижает величину V_2^* , однако неизбежно вызывает рост относительного минимума коэффициента Q момента инерции редуктора;

4) введение коэффициента q_2 коррекции распределения передаточных отношений V_1^* и V_2^* между ступенями редуктора позволяет влиять на их соотношение помимо возможного изменения $\frac{D_2}{D_1}$ в ограниченных пределах и контролировать изменение величины приведенного момента инерции J_n в допустимых установленных техническими требованиями пределах.

Следует отметить, что в тех задачах, где решающим условием при проектировании рулевого привода является минимум момента инерции редуктора и жесткие требования габаритов и массы рулевой машины, в распоряжении конструктора имеются два эффективных средства:

1) переход на большее число ступеней передач в пределах заданного передаточного отношения V_0 редуктора;

2) переход на корригированное зацепление, позволяющее реализовать большие передаточные отношения (до 10) в одной ступени. Это будет показано при рассмотрении многоступенчатых схем редуктора.

§ 4. Трехступенчатый редуктор

Согласно общим формулам (4.6) и (4.9) для трехступенчатого редуктора общее передаточное отношение

$$V_0 = V_1 \cdot V_2 \cdot V_3$$

(4.24)

и приведенный момент инерции редуктора

$$J_n = \frac{\pi \rho b^6}{32} D_1^4 \left[1 + v_1^2 + \frac{1}{v_1^2} \left(\frac{D_3}{D_1} \right)^4 + \frac{v_2^2}{v_1^2} \left(\frac{D_3}{D_1} \right)^4 + \frac{1}{v_1^2 v_2^2} \left(\frac{D_5}{D_1} \right)^4 + \frac{v_3^2}{v_1^2 v_2^2} \left(\frac{D_5}{D_1} \right)^4 \right] \quad (4.25)$$

Для определения передаточных отношений v_1^* , v_2^* и v_3^* редуктора, соответствующих минимальному значению его приведенного момента инерции к валу двигателя, составим вспомогательную функцию

$$\bar{\Phi}(v_1, v_2, v_3) = J_n(v_1, v_2, v_3) - \lambda \cdot v_1 \cdot v_2 \cdot v_3 \quad (4.26)$$

Выражение $J_n(v_1, v_2, v_3)$ определяется из (4.25), а второе слагаемое из (4.24).

Обозначим

$$\left(\frac{D_3}{D_1} \right)^4 = A, \quad \left(\frac{D_5}{D_1} \right)^4 = B, \quad C = \frac{\pi \rho b^6}{32} D_1^4 \quad (4.27)$$

Тогда в явном виде функция $\bar{\Phi}(v_1, v_2, v_3)$ получит выражение

$$\bar{\Phi}(v_1, v_2, v_3) = C \left[1 + v_1^2 + \frac{A}{v_1^2} + \frac{A v_2^2}{v_1^2} + \frac{B}{v_1^2 v_2^2} + \frac{B v_3^2}{v_1^2 v_2^2} \right] - \lambda \cdot v_1 \cdot v_2 \cdot v_3 \quad (4.28)$$

Условия для определения передаточных отношений v_1^* , v_2^* и v_3^* редуктора, соответствующих минимуму момента инерции $J_n(v_1^*, v_2^*, v_3^*)$, получаются после вычисления частных производных от вспомогательной функции $\bar{\Phi}(v_1, v_2, v_3)$ и приравнивания их нулю. К ним добавляется уравнение (4.24), тогда

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \bar{\Phi}}{\partial v_1} = \frac{\partial J_n}{\partial v_1} - \lambda \cdot v_2 \cdot v_3 &= 0, \\ \frac{\partial \bar{\Phi}}{\partial v_2} = \frac{\partial J_n}{\partial v_2} - \lambda \cdot v_1 \cdot v_3 &= 0, \\ \frac{\partial \bar{\Phi}}{\partial v_3} = \frac{\partial J_n}{\partial v_3} - \lambda \cdot v_1 \cdot v_2 &= 0, \\ v_1 \cdot v_2 \cdot v_3 - v_0 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (4.29)$$

В явном виде система уравнений (4.29) выглядит так:

$$C(2V_1 - \frac{2A}{V_1^3} - \frac{2AV_2^2}{V_1^3} - \frac{2B}{V_1^3 V_2^2} - \frac{2BV_3^2}{V_1^3 V_2^2}) - \lambda V_2 \cdot V_3 = 0,$$

$$C(\frac{2AV_2}{V_1^2} - \frac{2B}{V_1^2 V_2^3} - \frac{2BV_3^2}{V_1^2 V_2^3}) - \lambda V_1 \cdot V_3 = 0, \quad (4.30)$$

$$\frac{2BCV_3}{V_1^2 \cdot V_2^2} - \lambda V_1 \cdot V_2 = 0,$$

$$V_1 \cdot V_2 \cdot V_3 - V_0 = 0.$$

Из третьего уравнения системы (4.30) определяется

$$\lambda = \frac{2BCV_3}{V_1^3 V_2^3} \quad (4.31)$$

и после подстановки в первое и второе уравнение (4.30) и простых преобразований получаем следующий их вид:

$$V_1^4 \cdot V_2^2 - AV_2^2 - AV_2^4 - B(1 + 2V_3^2) = 0; \quad (4.32)$$

$$AV_2^4 - B(1 + 2V_3^2) = 0. \quad (4.33)$$

Из (4.33) находим

$$V_3^2 = \frac{AV_2^4 - B}{2B}. \quad (4.34)$$

Вычитая (4.33) из (4.32), получаем

$$V_2^2 = \frac{V_1^4 - A}{2A} \quad (4.35)$$

Из четвертого уравнения находим $V_3^2 = \frac{V_0^2}{V_1^2 V_2^2}$ и, используя формулу (4.34), получаем

$$\frac{AV_2^4 - B}{2B} = \frac{V_0^2}{V_1^2 V_2^2}. \quad (4.36)$$

Отсюда

$$AV_1^2 V_2^6 - BV_1^2 V_2^2 = 2BV_0^2. \quad (4.37)$$

Подставляя выражение V_2^2 из (4.35) в уравнение (4.37), получаем уравнение для определения V_1^*

$$V_1^{12} (V_1^{12} - 3AV_1^8 - 4ABV_1^6 + 3A^2B + 4A^2BV_1^2 - A_3) = 16A^2B \cdot V_0^2. \quad (4.38)$$

Точное решение этого уравнения затруднительно; возможно только численное, приближенное, определение V_1^* . Однако исследования показывают, что можно воспользоваться приближенными формулами

расчета V_1^* , V_2^* и V_3^* используя тот же прием, который был показан в примере расчета двухступенчатого редуктора.

Имея в виду, что величины А и В ограничены (близки к единице), представим формулы (4.34), (4.35) и (4.36) соответственно в следующем (приближенном) виде:

$$V_3^2 \approx \frac{AV_2^4}{2B}, \quad V_2^2 \approx \frac{V_1^4}{2A}, \quad \frac{AV_2^4}{2B} = \frac{V_0^2}{V_1^2 V_2^2}$$

или, исключая из последних двух выражений V_2 , определяем

$$V_1^4 = 16A^2 B V_0^2$$

Таким образом, получены формулы для определения оптимальных значений V_1^* , V_2^* , V_3^* передаточных отношений ступеней редуктора:

$$V_1^* = \sqrt[4]{4AVB \cdot V_0}, \quad (4.39)$$

$$V_2^* = \frac{V_1^{*2}}{\sqrt{2A}}, \quad (4.40)$$

$$V_3^* = \sqrt{\frac{A}{2B}} \cdot V_2^{*2}. \quad (4.41)$$

Расчеты показывают, что для диапазона передаточных отношений $V_0 = 50+400$ трехступенчатого редуктора, погрешность вычисления передаточных отношений V_1^* , V_2^* , V_3^* по приближенным формулам (4.39), (4.40) и (4.41) не превышает 5% по сравнению с результатами, получаемыми по точным формулам.

Для того чтобы считать V_1^* , V_2^* , V_3^* оптимальными, т.е. что они определяют минимальное значение момента инерции $J_n(V_1^*, V_2^*, V_3^*)$ редуктора, следует проверить знаки формы второго дифференциала функции $\Phi(V_1^*, V_2^*, V_3^*)$. Второй дифференциал функции $\Phi(V_1, V_2, V_3)$ в общем виде имеет следующую квадратичную форму:

$$\begin{aligned} d^2\Phi = & \frac{\partial^2\Phi}{\partial V_1^2} dV_1^2 + \frac{\partial^2\Phi}{\partial V_2^2} dV_2^2 + \frac{\partial^2\Phi}{\partial V_3^2} dV_3^2 + 2\frac{\partial^2\Phi}{\partial V_1\partial V_2} dV_1 dV_2 + \\ & + 2\frac{\partial^2\Phi}{\partial V_1\partial V_3} dV_1 dV_3 + 2\frac{\partial^2\Phi}{\partial V_2\partial V_3} dV_2 dV_3. \end{aligned} \quad (4.42)$$

Вторые производные функции $\Phi(V_1, V_2, V_3)$

$$\frac{\partial^2\Phi}{\partial V_i^2} = C \cdot \frac{2V_1^4 V_2^2 + 6AV_2^2 + 6AV_2^4 + 6B + 6BV_3^2}{V_1^4 V_2^2},$$

$$\frac{\partial^2 \Phi}{\partial v_2^2} = C \cdot \frac{2AV_2^4 + 6B + 6BV_3^2}{v_1^2 v_2^4},$$

$$\frac{\partial^2 \Phi}{\partial v_3^2} = \frac{2BC}{v_1^2 v_2^2},$$

$$\frac{\partial^2 \Phi}{\partial v_1 \partial v_2} = C \cdot \frac{2BV_3^2 - 4AV_2^4 + 4B}{v_1^3 v_2^3}, \quad (4.43)$$

$$\frac{\partial^2 \Phi}{\partial v_1 \partial v_3} = -\frac{6BCv_3}{v_1^3 v_2^2},$$

$$\frac{\partial^2 \Phi}{\partial v_2 \partial v_3} = -\frac{6BCv_3}{v_1^2 v_2^3}.$$

Второй дифференциал функции $\Phi(v_1, v_2, v_3)$ в явном виде

$$\begin{aligned} d^2 \Phi = & C \cdot \frac{2v_1^4 v_2^2 + 6AV_2^2 + 6AV_2^4 + 6B + 6BV_3^2}{v_1^4 v_2^2} dv_1^2 + \\ & + C \cdot \frac{2AV_2^4 + 6B + 6BV_3^2}{v_1^2 v_2^2} dv_2^2 + \frac{2BC}{v_1^2 v_2^2} dv_3^2 + \\ & + 2C \cdot \frac{2BV_3^2 - 4AV_2^4 + 4B}{v_1^3 v_2^3} dv_1 dv_2 - 12 \frac{BCv_3}{v_1^3 v_2^2} dv_1 dv_3 - \\ & - 12 \frac{BCv_3}{v_1^2 v_2^3} dv_2 dv_3. \end{aligned} \quad (4.44)$$

Из формы второго дифференциала $d^2 \Phi$ следует, что первые три слагаемых при любых знаках приращений dv_1, dv_2, dv_3 являются существенно положительными членами. Поэтому остается исследовать оставшуюся часть дифференциала $d^2 \Phi$ из трех последних членов

$$\begin{aligned} R(v_1, v_2, v_3) = & 4C \cdot \frac{BV_3^2 + 2B - 2AV_2^4}{v_1^3 v_2^3} dv_1 dv_2 - 12 \frac{BCv_3}{v_1^3 v_2^2} dv_1 dv_3 - \\ & - 12 \frac{BCv_3}{v_1^2 v_2^3} dv_2 dv_3. \end{aligned} \quad (4.45)$$

Дифференциал функции (4.24) $dv = v_2 v_3 dv_1 + v_1 v_3 dv_2 + v_1 v_2 dv_3 = 0$, отсюда $dv_1 = -\frac{v_1}{v_2} dv_2 - \frac{v_1}{v_3} dv_3$; подставляя последнее в формулу (4.45) части полного дифференциала $d^2 \Phi$, получим

$$R(v_1, v_2, v_3) = -4c \frac{Bv_3^2 + 2B - 2Av_2^4}{v_1^3 v_2^3} \left(\frac{v_1}{v_2} dv_2^2 + \frac{v_1}{v_3} dv_2 dv_3 \right) + 12 \frac{BC}{v_1^2 v_2^2} dv_3^2. \quad (4.46)$$

Для оптимальных значений v_1^* , v_2^* , v_3^* согласно формуле (4.34)

$$2Bv_3^{*2} = Av_2^{*4} - B, \text{ откуда можно представить, что } 2B = 2Av_2^{*4} - 4Bv_3^{*2}.$$

Подставляя в первый член формулы (4.46), можно последнюю представить в виде для условия минимального значения функции

$J_n(v_1^*, v_2^*, v_3^*)$:

$$R = 4c \left[\frac{3Bv_3^{*2}}{v_1^{*3} v_2^{*3}} \left(\frac{v_1^*}{v_2^*} dv_2^2 + \frac{v_1^*}{v_3^*} dv_2 dv_3 \right) + \frac{3B}{v_1^{*2} v_2^{*2}} dv_3^2 \right]$$

или после преобразований получаем

$$R = 12BC \cdot \frac{v_3^{*2} dv_2^2 + v_2^* v_3^* dv_2 dv_3 + v_2^{*2} dv_3^2}{v_1^{*2} v_2^{*4}}, \quad (4.47)$$

откуда следует, что при любых знаках приращений dv_2 и dv_3 относительно координат v_1^* , v_2^* , v_3^* функция $R(v_1^*, v_2^*, v_3^*)$ всегда положительна.

Таким образом, квадратичная форма дифференциала $d^2 J(v_1^*, v_2^*, v_3^*)$ является определенно-положительной; поэтому передаточные отношения v_1^* , v_2^* , v_3^* определяют минимальное значение приведенного момента инерции $J_n(v_1^*, v_2^*, v_3^*)$ трехступенчатого редуктора. Формулы (4.39), (4.40) и (4.41) для практического расчета оптимальных передаточных отношений трехступенчатого редуктора можно представить в более общем виде, введя коэффициенты коррекции передаточных отношений v_1^* , v_2^* и v_3^* .

$$\begin{aligned} v_1^* &= \sqrt[7]{\frac{4AVB \cdot v_0}{q_2^3 \cdot q_3}}, \\ v_2^* &= q_2 \cdot \frac{v_1^{*2}}{\sqrt{2A}}, \\ v_3^* &= q_3 \sqrt{\frac{A}{2B}} \cdot v_2^{*2}, \end{aligned} \quad (4.48)$$

где q_2, q_3 - коэффициенты коррекции передаточных отношений ступеней редуктора, позволяющие изменять соотношения последних. Полагая $q_2 = q_3 = 1$, мы получаем исходные формулы (4.39), (4.40), (4.41).

Аналогично примеру определения передаточных отношений ступеней

пней двухступенчатого редуктора и оценке коэффициента Q приведенного момента инерции редуктора в данном случае имеем

$$\text{где } C = \frac{\pi p b}{32} D_1^4; \quad J_n = C \cdot Q,$$

$$Q = 1 + V_1^{*2} + \frac{A}{V_1^{*2}} + \frac{A V_2^{*2}}{V_1^{*2}} + \frac{B}{V_1^{*2} V_2^{*2}} + \frac{B V_3^{*2}}{V_1^{*2} V_2^{*2}} \quad (4.49)$$

В табл. 4.2 показаны значения оптимальных передаточных отношений V_1^* , V_2^* , V_3^* ступеней редуктора для различных значений общего передаточного отношения $V_0 = 50+200$, вычисленных по формулам (4.48) при различных значениях отношений $\frac{D_3}{D_1}$ и $\frac{D_5}{D_1}$ и коэффициентов коррекции q_2 и q_3 . Для этих вариантов дана оценка величины приведенного момента инерции редуктора по коэффициенту Q (формула (4.49)).

Таблица 4.2

№ вар.	V_0	V_1^*	V_2^*	V_3^*	$\frac{D_3}{D_1}$	$\frac{D_5}{D_1}$	q_2	q_3	Q
1	50	2,131	3,213	7,300	I	I	I	I	9,417
2	50	2,466	4,302	4,712	I	I,667	I	I	11,880
3	50	2,810	5,013	3,554	I	I	0,9	0,2	12,263
4	50	2,763	4,500	4,02	I,2	I,6	I,2	0,5	15,130
I	70	2,236	3,537	8,848	I	I	I	I	9,954
2	70	2,588	4,736	5,711	I	I,667	I	I	12,902
3	70	2,945	5,520	4,307	I	I	0,9	0,2	13,373
4	70	2,900	4,950	4,871	I,2	I,6	I,2	0,5	16,481
I	100	2,353	3,917	10,848	I	I	I	I	10,885
2	100	2,723	5,244	7,000	I	I,667	I	I	14,150
3	100	3,100	6,110	5,281	I	I	0,9	0,2	14,676
4	100	3,050	5,484	5,977	I,2	I,6	I,2	0,5	18,035
I	150	2,494	4,398	13,677	I	I	I	I	12,053
2	150	2,885	5,888	8,830	I	I,667	I	I	15,718
3	150	3,284	6,861	6,658	I	I	0,9	0,2	16,330
I	200	2,598	4,774	16,120	I	I	I	I	12,971
2	200	3,006	6,393	10,407	I	I,667	I	I	16,952
3	200	3,421	7,450	7,847	I	I	0,9	0,2	16,975

Из табл. 4.2 следует, что при одних и тех же условиях с увеличением заданного передаточного отношения V_0 редуктора распределение передаточных отношений по его ступеням становится таким, что при этом сильно возрастает передаточное отношение последней ступени V_3^* и при больших передаточных числах $V_0 = 100+200$ эта последняя ступень редуктора, имея большое передаточное отношение (более 10), определяет увеличение габаритов редуктора (тем более, что передаваемый этой ступенью момент небольшой и, следовательно, на этой ступени будет иметь место и больший по величине модуль шестерни и колеса).

Из табл. 4.2 также следует, что введение коэффициентов q_2 и q_3 коррекции распределения передаточных отношений между ступенями редуктора без существенного изменения условий $\frac{D_2}{D_1}$ и $\frac{D_5}{D_1}$ позволяет уменьшить передаточное отношение третьей ступени редуктора. При этом увеличение коэффициента Q приведенного момента инерции незначительно.

Сравнение таблиц распределения передаточных отношений между ступенями для двухступенчатого и трехступенчатого редукторов показывает, что условие оптимального распределения передаточных отношений приводит к тому, что при прочих одинаковых условиях ($\frac{D_2}{D_1}$, $\frac{D_5}{D_1}$, q_2 , q_3) с переходом на большее число ступеней приведенный момент инерции редуктора уменьшается.

§ 5. Четырехступенчатый редуктор

Исходя из общих формул (4.6) и (4.9), для четырехступенчатого редуктора имеем следующие выражения общего передаточного отношения

$$V_0 = V_1 \cdot V_2 \cdot V_3 \cdot V_4 \quad (4.50)$$

и приведенного момента инерции

$$J_n = \frac{\pi \rho V}{32} D_1^4 \left[1 + V_1^2 + \frac{1}{V_1^2} \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^4 + \frac{V_2^2}{V_1^2} \left(\frac{D_3}{D_1} \right)^4 + \frac{1}{V_1^2 V_2^2} \left(\frac{D_5}{D_1} \right)^4 + \frac{V_3^2}{V_1^2 V_2^2} \left(\frac{D_5}{D_1} \right)^4 + \frac{1}{V_1^2 V_2^2 V_3^2} \left(\frac{D_7}{D_1} \right)^4 + \frac{V_4^2}{V_1^2 V_2^2 V_3^2} \left(\frac{D_7}{D_1} \right)^4 \right] \quad (4.51)$$

Применяя ранее изложенный метод определения передаточных отношений V_1^* , V_2^* , V_3^* и V_4^* ступеней редуктора из условия экстремума функции $J_n(V_1^*, V_2^*, V_3^*, V_4^*)$, составим вспомогательную функцию

$$\Phi(V_1, V_2, V_3, V_4) = J_n(V_1, V_2, V_3, V_4) - \lambda \cdot V_1 \cdot V_2 \cdot V_3 \cdot V_4 \quad (4.52)$$

Обозначая $(\frac{D_3}{D_1})^4 = A$, $(\frac{D_5}{D_1})^4 = B$, $(\frac{D_7}{D_1})^4 = E$ и $C = \frac{\pi p \rho}{32} D_1^4$,

напишем функцию (4.52) в явном виде

$$\begin{aligned} \Phi(v_1, v_2, v_3, v_4) = & C \left[1 + v_1^2 + \frac{A}{v_1^2} + \frac{A v_2^2}{v_1^2} + \frac{B}{v_1^2 v_2^2} + \frac{B v_3^2}{v_1^2 v_2^2} + \right. \\ & \left. + \frac{E}{v_1^2 v_2^2 v_3^2} + \frac{E v_4^2}{v_1^2 v_2^2 v_3^2} \right] - \lambda \cdot v_1 \cdot v_2 \cdot v_3 \cdot v_4 \end{aligned} \quad (4.53)$$

Условия для экстремальных значений функции $J_n(v_1, v_2, v_3, v_4)$ определяются из системы уравнений

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \Phi}{\partial v_1} &= \frac{\partial J_n}{\partial v_1} - \lambda \cdot v_2 \cdot v_3 \cdot v_4 = 0, \\ \frac{\partial \Phi}{\partial v_2} &= \frac{\partial J_n}{\partial v_2} - \lambda \cdot v_1 \cdot v_3 \cdot v_4 = 0, \\ \frac{\partial \Phi}{\partial v_3} &= \frac{\partial J_n}{\partial v_3} - \lambda \cdot v_1 \cdot v_2 \cdot v_4 = 0, \\ \frac{\partial \Phi}{\partial v_4} &= \frac{\partial J_n}{\partial v_4} - \lambda \cdot v_1 \cdot v_2 \cdot v_3 = 0, \\ v_1 \cdot v_2 \cdot v_3 \cdot v_4 - v_0 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (4.54)$$

После вычисления частных производных от функции $J_n(v_1, v_2, v_3, v_4)$, которые равны

$$\begin{aligned} \frac{\partial J_n}{\partial v_1} &= 2C \left(v_1 - \frac{A}{v_1^3} - \frac{A v_2^2}{v_1^3} - \frac{B}{v_1^3 v_2^2} - \frac{B v_3^2}{v_1^3 v_2^2} - \frac{E}{v_1^3 v_2^2 v_3^2} - \frac{E v_4^2}{v_1^3 v_2^2 v_3^2} \right), \\ \frac{\partial J_n}{\partial v_2} &= 2C \left(\frac{A v_2}{v_1^2} - \frac{B}{v_1^2 v_2^3} - \frac{B v_3^2}{v_1^2 v_2^3} - \frac{E}{v_1^2 v_2^3 v_3^2} - \frac{E v_4^2}{v_1^2 v_2^3 v_3^2} \right), \\ \frac{\partial J_n}{\partial v_3} &= 2C \left(\frac{B v_3}{v_1^2 v_2^2} - \frac{E}{v_1^2 v_2^2 v_3^3} - \frac{E v_4^2}{v_1^2 v_2^2 v_3^3} \right), \\ \frac{\partial J_n}{\partial v_4} &= 2C \frac{E v_4}{v_1^2 v_2^2 v_3^2}, \end{aligned}$$

и подставляя значение производной $\frac{\partial J_n}{\partial v_4}$ в четвертое уравнение системы (4.54), вычисляя множитель Лагранжа

$$\lambda = \frac{2ECv_4}{v_1^2 v_2^2 v_3^2}, \quad (4.55)$$

а затем подставляя λ и остальные частные производные функции J_n в уравнения (4.54), делая некоторые преобразования, получаем

$$\left. \begin{aligned} \frac{V_1}{V_2 V_3} - \frac{A(1+V_2^2)}{V_1^3 V_2^3 V_3} - \frac{B(1+V_3^2)}{V_1^3 V_2^3 V_3} &= \frac{E(1+2V_4^2)}{V_1^3 V_2^3 V_3^3}, \\ \frac{AV_2}{V_1^3 V_3} - \frac{B(1+V_3^2)}{V_1^3 V_2^3 V_3} &= \frac{E(1+2V_4^2)}{V_1^3 V_2^3 V_3^3}, \\ \frac{BV_3}{V_1^3 V_2^3} &= \frac{E(1+2V_4^2)}{V_1^3 V_2^3 V_3^3}, \\ V_1 V_2 V_3 V_4 - V_0 &= 0. \end{aligned} \right\} (4.56)$$

Из третьего уравнения системы (4.56)

$$V_4^{*2} = \frac{BV_3^{*4} - E}{2E}. \quad (4.57)$$

Из первого и третьего уравнений (4.56)

$$V_3^{*2} = \frac{AV_2^{*4} - B}{2B}. \quad (4.58)$$

Из первого и второго уравнений (4.56)

$$V_2^{*2} = \frac{V_1^{*4} - A}{2A}. \quad (4.59)$$

Наконец, используя четвертое уравнение (4.56) в виде

$$V_1^{*2} V_2^{*2} V_3^{*2} V_4^{*2} = V_0^2, \quad (4.60)$$

подставляя значения V_2^* , V_3^* , V_4^* в последнее уравнение и исключая параметры V_2^* , V_3^* , V_4^* , получаем уравнение для определения V_1^*

$$\begin{aligned} (V_1^{*6} - AV_1^{*4}) \cdot \left[\frac{1}{4A} (V_1^{*8} - 2AV_1^{*4} + A^2) - B \right] \cdot \left[\frac{1}{4B} \left(\frac{V_1^{*16} - 4AV_1^{*12} + 6A^2 V_1^{*8} - 4AV_1^{*4} + A^4}{16A^2} \right. \right. \\ \left. \left. - \frac{B(V_1^{*8} - 2AV_1^{*4} + A^2)}{2A} + B^2 \right) - E \right] = 8ABEV_0^2. \end{aligned} \quad (4.61)$$

Последнее уравнение (4.61), тринадцатой степени, очень сложно для вычисления V_1^* . Воспользуемся упрощенными формулами для вычисления всех передаточных отношений V_1^* , V_2^* , V_3^* , V_4^* . С этой целью, как и ранее - в случае трехступенчатого редуктора, представим приближенно формулы (4.57), (4.58) и (4.59)

$$V_4^{*2} = \frac{BV_3^{*4}}{2E}, \quad (4.62)$$

$$V_3^{*2} = \frac{AV_2^{*4}}{2B} \quad (4.63)$$

$$V_2^{*2} = \frac{V_1^{*4}}{2A} \quad (4.64)$$

Подставляя значения V_2^{*2} , V_3^{*2} , V_4^{*2} в уравнение (4.60) и исключая из него эти параметры путем повторной подстановки, получим

$$V_1^* = \sqrt[15]{32A^2BV_2E \cdot V_0} \quad (4.65)$$

или

$$V_1^* = \sqrt[15]{45,255 \cdot A^2BV_2E \cdot V_0} \quad (4.66)$$

Вычисления показывают, что определение передаточных отношений ступеней редуктора по упрощенным формулам в сравнении с точными производится с погрешностью не более 10%. Аналогично рассмотренным примерам для двухступенчатого и трехступенчатого редукторов можно также показать, что второй дифференциал функции $\Phi(V_1^*, V_2^*, V_3^*, V_4^*)$ является положительно-определенной формой и поэтому передаточные отношения V_1^* , V_2^* , V_3^* , V_4^* ступеней редуктора определяют минимум значения величины момента инерции $J_n(V_1^*, V_2^*, V_3^*, V_4^*)$ при заданных $\frac{D_3}{D_1}$, $\frac{D_5}{D_1}$, $\frac{D_7}{D_1}$.

Формулы (4.62), (4.63), (4.64) и (4.65) для практического расчета оптимальных передаточных отношений четырехступенчатого редуктора представим в более общем виде, введя коэффициенты коррекции передаточных отношений V_1^* , V_2^* , V_3^* , V_4^* . Полагая в формулах (4.62), (4.63), (4.64) выражения

$$V_2^{*2} = q_2^2 \cdot \frac{V_1^{*4}}{2A}; \quad V_3^{*2} = q_3^2 \frac{AV_2^{*4}}{2B}; \quad V_4^{*2} = q_4^2 \frac{BV_3^{*4}}{2E}, \quad (4.67)$$

где q_2, q_3, q_4 — коэффициенты коррекции передаточных отношений ступеней редуктора, и подчиняя их условию

$$V_0 = V_1^* \cdot V_2^* \cdot V_3^* \cdot V_4^*, \quad (4.68)$$

после подстановки (4.67) в уравнение (4.68) получим

$$V_1^* = \sqrt[15]{\frac{32A^2BV_2E \cdot V_0}{q_2^2 \cdot q_3^3 \cdot q_4}} \quad (4.69)$$

В табл. 4.3 приведены численные значения передаточных отношений V_1^* , V_2^* , V_3^* , V_4^* для различных $V_0 = 200+600$. Расчеты проведены по приближенным формулам (4.67) и (4.69) для различных значений $\frac{D_3}{D_1}$, $\frac{D_5}{D_1}$, $\frac{D_7}{D_1}$, а также показано влияние введенных коэффициентов коррекции q_2, q_3, q_4 . Здесь так же, как и для

двухступенчатого и трехступенчатого редукторов, наименьший локальный минимум приведенного момента инерции редуктора получается, когда наибольшая часть передаточного отношения ν_0 редуктора приходится на последнюю ступень. При этом с ростом ν_0 передаточное отношение ν_4^* сильно возрастает, и практически в одной ступени не реализуется (в малых габаритах). Из табл. 4.3 видно, что некоторое изменение соотношений диаметров ведущих шестерен редуктора позволяет без существенного изменения величины приведенного момента инерции (Q) уменьшить передаточное отношение последней ступени. Наиболее эффективно это достигается путем введения коэффициентов коррекции q_2, q_3, q_4 . Надлежащий их выбор позволяет существенно уменьшать габариты редуктора (по последней ступени в среднем в три раза), не увеличивая существенно коэффициент Q приведенного момента инерции.

Таблица 4.3

№ вар.	ν_0	ν_1^*	ν_2^*	ν_3^*	ν_4^*	$\frac{Q_2}{Q_1}$	$\frac{Q_5}{Q_2}$	$\frac{Q_7}{Q_5}$	q_2	q_3	q_4	Q
1	200	1,835	2,400	4,000	11,380	1	1	1	1	1	1	7,670
2	200	2,014	2,866	5,810	5,965	1	1	2	1	1	1	8,896
3	200	2,488	4,820	4,910	3,400	1	1	1	1,1	0,3	0,2	11,266
1	300	1,886	2,515	4,473	14,150	1	1	1	1	1	1	7,997
2	300	2,070	3,025	6,473	7,406	1	1	2	1	1	1	9,291
3	300	2,555	5,077	5,468	4,230	1	1	1	1,1	0,3	0,2	11,817
1	350	1,905	2,567	4,660	15,360	1	1	1	1	1	1	8,124
2	350	2,090	3,088	6,743	8,040	1	1	2	1	1	1	9,450
3	350	2,581	5,183	5,700	4,591	1	1	1	1,1	0,3	0,2	12,035
1	400	1,922	2,613	4,846	16,435	1	1	1	1	1	1	8,241
2	400	2,108	3,144	7,00	8,632	1	1	2	1	1	1	9,591
3	400	2,604	5,276	5,904	4,931	1	1	1	1,1	0,3	0,2	12,228
1	450	1,937	2,635	5,00	17,50	1	1	1	1	1	1	8,343
2	450	2,125	3,194	7,210	9,195	1	1	2	1	1	1	9,717
3	450	2,625	5,360	6,100	5,243	1	1	1	1,1	0,3	0,2	12,401
1	500	1,952	2,692	5,125	18,570	1	1	1	1	1	1	8,438
2	500	2,142	3,238	7,415	9,720	1	1	2	1	1	1	9,833
3	500	2,644	5,455	6,266	5,553	1	1	1	1,1	0,3	0,2	12,558
1	600	1,975	2,758	5,380	20,47	1	1	1	1	1	1	8,605
2	600	2,166	3,318	7,800	10,705	1	1	2	1	1	1	10,035
3	600	2,676	5,570	6,580	6,120	1	1	1	1,1	0,3	0,2	12,960

§ 6. Пятиступенчатый редуктор

Используя общие формулы (4.6) и (4.9) для пятиступенчатого редуктора, получаем выражения общего передаточного отношения

$$V_0 = V_1 \cdot V_2 \cdot V_3 \cdot V_4 \cdot V_5 \quad (4.70)$$

и приведенного момента инерции

$$\begin{aligned} J_n = & \frac{\pi \rho b}{32} D_1^4 \left[1 + V_1^2 + \frac{1}{V_1^2} \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^4 + \frac{V_2^2}{V_1^2} \left(\frac{D_3}{D_1} \right)^4 + \frac{1}{V_1^2 V_2^2} \left(\frac{D_4}{D_1} \right)^4 + \right. \\ & + \frac{V_3^2}{V_1^2 V_2^2} \left(\frac{D_5}{D_1} \right)^4 + \frac{1}{V_1^2 V_2^2 V_3^2} \left(\frac{D_7}{D_1} \right)^4 + \frac{V_4^2}{V_1^2 V_2^2 V_3^2} \left(\frac{D_7}{D_1} \right)^4 + \\ & \left. + \frac{1}{V_1^2 V_2^2 V_3^2 V_4^2} \left(\frac{D_9}{D_1} \right)^4 + \frac{V_5^2}{V_1^2 V_2^2 V_3^2 V_4^2} \left(\frac{D_9}{D_1} \right)^4 \right]. \quad (4.71) \end{aligned}$$

Аналогично предыдущим примерам для определения передаточных отношений $V_1^*, V_2^*, V_3^*, V_4^*, V_5^*$ ступеней редуктора с целью получения минимума момента инерции $J_n(V_1^*, V_2^*, V_3^*, V_4^*, V_5^*)$ образуем вспомогательную функцию

$$\Phi(V_1, V_2, \dots, V_5) = J_n(V_1, V_2, \dots, V_5) - \lambda \cdot V_1 \cdot V_2 \cdot V_3 \cdot V_4 \cdot V_5. \quad (4.72)$$

Обозначая, как и ранее, $\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^4 = A$, $\left(\frac{D_3}{D_1}\right)^4 = B$, $\left(\frac{D_4}{D_1}\right)^4 = E$,

$\left(\frac{D_5}{D_1}\right)^4 = F$, $C = \frac{\pi \rho b}{32} D_1^4$ запишем функцию (4.72) в явном виде

$$\begin{aligned} \Phi(V_1, V_2, \dots, V_5) = & C \left[1 + V_1^2 + \frac{A}{V_1^2} + \frac{A V_2^2}{V_1^2} + \frac{B}{V_1^2 V_2^2} + \frac{B V_3^2}{V_1^2 V_2^2} + \right. \\ & + \frac{E}{V_1^2 V_2^2 V_3^2} + \frac{E V_4^2}{V_1^2 V_2^2 V_3^2} + \frac{F}{V_1^2 V_2^2 V_3^2 V_4^2} + \frac{F V_5^2}{V_1^2 V_2^2 V_3^2 V_4^2} \left. \right] - \\ & - \lambda \cdot V_1 \cdot V_2 \cdot V_3 \cdot V_4 \cdot V_5. \quad (4.73) \end{aligned}$$

Условия для экстремальных значений функции $J_n(V_1, V_2, \dots, V_5)$ определяются из системы уравнений

$$\frac{\partial \Phi}{\partial V_1} = \frac{\partial J_n}{\partial V_1} - \lambda V_2 \cdot V_3 \cdot V_4 \cdot V_5 = 0, \quad (4.74)$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial V_2} = \frac{\partial J_n}{\partial V_2} - \lambda V_1 \cdot V_3 \cdot V_4 \cdot V_5 = 0,$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial V_3} = \frac{\partial J_n}{\partial V_3} - \lambda V_1 \cdot V_2 \cdot V_4 \cdot V_5 = 0,$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Phi}{\partial v_4} &= \frac{\partial J_0}{\partial v_4} - \lambda \cdot v_1 \cdot v_2 \cdot v_3 \cdot v_5 = 0, \\ \frac{\partial \Phi}{\partial v_5} &= \frac{\partial J_0}{\partial v_5} - \lambda \cdot v_1 \cdot v_2 \cdot v_3 \cdot v_4 = 0, \\ v_1 \cdot v_2 \cdot v_3 \cdot v_4 \cdot v_5 - v_0 &= 0. \end{aligned} \quad (4.74)$$

Вычисляя частные производные функции $J_0(v_1, v_2, \dots, v_5)$ и подставляя их в систему уравнений (4.74), из пятого уравнения системы (4.74) определяем множитель Лагранжа

$$\lambda = \frac{2CFv_5}{v_1^3 v_2^3 v_3^3 v_4^3}. \quad (4.75)$$

Затем после подстановки значения λ в первые четыре уравнения (4.74) и элементарных преобразований получаем систему уравнений

$$\begin{aligned} 2c[v_1^4 v_2^2 v_3^2 v_4^2 - A(1+v_2^2)v_2^2 v_3^2 v_4^2 - B(1+v_3^2)v_3^2 v_4^2 - \\ - E(1+v_4^2)v_4^2 - F(1+2v_5^2)] &= 0, \\ 2c[AV_2^4 v_3^2 v_4^2 - B(1+v_3^2)v_3^2 v_4^2 - E(1+v_4^2)v_4^2 - F(1+2v_5^2)] &= 0, \\ 2c[Bv_3^4 v_4^2 - E(1+v_4^2)v_4^2 - F(1+2v_5^2)] &= 0, \\ 2c[Ev_4^4 - F(1+2v_5^2)] &= 0, \\ v_1 \cdot v_2 \cdot v_3 \cdot v_4 \cdot v_5 - v_0 &= 0. \end{aligned} \quad (4.76)$$

Из четвертого уравнения системы (4.76)

$$v_4^* = \frac{Ev_4^{*4} - F}{2F} \quad (4.77)$$

Из третьего и четвертого уравнений имеем

$$Bv_3^4 v_4^{*2} - E(1+v_4^{*2})v_4^{*2} - Ev_4^{*4} = 0,$$

откуда

$$v_3^{*2} = \frac{Bv_3^{*4} - E}{2E} \quad (4.78)$$

Из третьего и второго уравнений получаем

$$v_3^2 v_4^{*2} (AV_2^4 - B - 2Bv_3^2) = 0,$$

откуда

$$V_3^{*2} = \frac{AV_2^{*4} - B}{2B} \quad (4.79)$$

Из второго и первого уравнений

$$V_2^{*2} V_3^{*2} V_4^{*2} [V_1^4 - A(1 + V_2^{*2}) - AV_2^{*2}] = 0,$$

откуда получаем

$$V_2^{*2} = \frac{V_1^{*4} - A}{2A} \quad (4.80)$$

Наконец, из пятого уравнения, в которое подставляем значения V_2^{*2} , V_3^{*2} , V_4^{*2} , V_5^{*2} из формул (4.77), (4.78), (4.79) и (4.80) с последующими циклическими подстановками, получаем уравнение для вычисления V_1^{*2} :

$$\frac{V_1^2 (V_1^4 - A)}{64ABE} \cdot [(V_1^4 - A)^2 - 4AB] \cdot \left[\frac{(V_1^4 - A)^4}{16A^2} - \frac{B(V_1^4 - A)^2}{2A} + B^2 - 4BE \right] \times \\ \times \left[\frac{[(V_1^4 - A)^2 - 4AB]^4}{16^3 A^4 B^2} - \frac{E(V_1^4 - A)^2 - 4ABE}{8AB} + E^2 - 4EF \right] = 16ABEFV_0^2 \quad (4.81)$$

Для практического использования это уравнение неудобно (62-й степени). Поэтому приведем упрощенные формулы для расчета передаточных отношений ступеней редуктора. Представляем приближенно формулы (4.77), (4.78), (4.79), (4.80) как

$$V_5^{*2} = \frac{EV_4^{*4}}{2F}, \quad (4.82)$$

$$V_4^{*2} = \frac{BV_3^{*4}}{2E}, \quad (4.83)$$

$$V_3^{*2} = \frac{AV_2^{*4}}{2B}, \quad (4.84)$$

$$V_2^{*2} = \frac{V_1^{*4}}{2A} \quad (4.85)$$

Подставляя значения этих параметров в уравнение

$$V_1^{*2} \cdot V_2^{*2} \cdot V_3^{*2} \cdot V_4^{*2} \cdot V_5^{*2} = V_0^2 \quad (4.86)$$

и исключая их путем повторной подстановки, получаем

$$V_1^{*2} = \sqrt[31]{8192A^4 B^2 E^2 F^2 \cdot V_0^2} \quad (4.87)$$

Исследования формы второго дифференциала функции $\Phi(V_1^{*2}, V_2^{*2}, \dots, V_5^{*2})$

показывают, что его форма определенно-положительная. Следовательно, стационарные значения $V_1^*, V_2^*, \dots, V_5^*$ определяют минимум приведенного момента инерции $J_{\Pi}(V_1^*, V_2^*, \dots, V_5^*)$ при заданных значениях $\frac{Q_3}{D_1}, \frac{Q_5}{D_1}, \frac{Q_2}{D_1}$ и $\frac{Q_4}{D_1}$.

Вводя в формулы (4.82), (4.83), (4.84) и (4.85) коэффициенты коррекции q_2, q_3, q_4, q_5 имеем

$$V_2^{*2} = q_2^2 \frac{V_1^{*4}}{2A}; \quad V_3^{*2} = q_3^2 \frac{AV_1^{*4}}{2B}; \quad V_4^{*2} = q_4^2 \frac{BV_1^{*4}}{2E}; \quad V_5^{*2} = q_5^2 \frac{EV_1^{*4}}{2F}; \quad (4.88)$$

подчинив их условию

$$V_0 = V_1^* \cdot V_2^* \cdot V_3^* \cdot V_4^* \cdot V_5^* \quad (4.89)$$

после подстановки (4.88) в уравнение (4.89) получим

$$V_1^* = \sqrt[3]{\frac{8192 \cdot A^4 \cdot B^2 \cdot E \cdot \sqrt{F} \cdot V_0}{q_2^{15} \cdot q_3^7 \cdot q_4^3 \cdot q_5}} \quad (4.90)$$

По формулам (4.88) и (4.90) вычислены передаточные отношения $V_1^*, V_2^*, \dots, V_5^*$ для значений $V_0 = 100+600$. В табл. 4.4 представлены передаточные отношения ступеней редуктора при использовании метода коррекции их распределения с целью уменьшения передаточного отношения выходной ступени (уменьшение габаритов). При этом очевидна эффективность такого метода, так как коэффициент приведенного момента инерции Q редуктора изменяется незначительно — в пределах 10–12%.

Из изложенного можно сделать следующие практические выводы.

1. Исследования показывают, что для редуктора с любым числом ступеней (кроме одноступенчатого) при заданном общем передаточном отношении V_0 и заданных отношениях ведущих шестерен редуктора ($\frac{Q_3}{D_1}, \frac{Q_5}{D_1}, \frac{Q_2}{D_1}, \dots, \frac{Q_{2n-1}}{D_1}$) существуют единственные значения $V_1^*, V_2^*, \dots, V_5^*$ передаточных отношений ступеней редуктора, при которых имеет место минимальная величина приведенного момента инерции $J_{\Pi min}$ редуктора.

2. Минимизация приведенного момента инерции $J_{\Pi min}$ такова, что старшие ступени редуктора имеют большие передаточные отношения, чем младшие. В пределах заданного числа ступеней S с увеличением общего передаточного отношения V_0 редуктора сильнее всего возрастает передаточное отношение последней выходной ступени V_5^* .

Таблица 4.4

№ Вар.	V_0	V_1^*	V_2^*	V_3^*	V_4^*	V_5^*	$\frac{Q_2}{Q_1}$	$\frac{Q_5}{Q_1}$	$\frac{Q_7}{Q_1}$	$\frac{Q_8}{Q_1}$	q_2	q_3	q_4	q_5	Q
I	100	1,570	1,743	2,147	3,260	5,220	I	I	I	1,2	I	I	I	I	6,266
2	100	1,737	2,133	3,861	3,162	2,210	I	I	I	1,2	I	1,2	0,3	0,45	7,075
I	200	1,605	1,822	2,350	3,900	7,465	I	I	I	1,2	I	I	I	I	6,522
2	200	1,776	2,231	4,222	3,782	3,160	I	I	I	1,2	I	1,2	0,3	0,45	7,308
I	300	1,627	1,871	2,474	4,330	9,202	I	I	I	1,2	I	I	I	I	6,631
2	300	1,800	2,300	4,450	4,200	3,900	I	I	I	1,2	I	1,2	0,3	0,45	7,452
I	400	1,642	1,906	2,570	4,663	10,675	I	I	I	1,2	I	I	I	I	6,712
2	400	1,816	2,333	4,617	4,523	4,520	I	I	I	1,2	I	1,2	0,3	0,45	7,557
I	500	1,654	1,933	2,643	4,940	11,980	I	I	I	1,2	I	I	I	I	6,778
2	500	1,830	2,366	4,752	4,791	5,072	I	I	I	1,2	I	1,2	0,3	0,45	7,640
I	600	1,664	1,956	2,706	5,178	13,160	I	I	I	1,2	I	I	I	I	6,830
2	600	1,840	2,400	4,865	5,021	5,572	I	I	I	1,2	I	1,2	0,3	0,45	7,708

3. Для постоянного (заданного) общего передаточного отношения $\frac{1}{i_0}$ редуктора относительный минимум момента инерции редуктора при всех прочих одинаковых параметрах уменьшается при увеличении числа ступеней редуктора. Так, например, если взять редуктор с общим $\frac{1}{i_0} = 200$, то при трех ступенях он имеет $Q = 12,971$ (табл. 4.2, вариант I); при четырех ступенях $Q = 7,670$ (табл. 4.3, вариант I) и при пяти ступенях $Q = 6,522$ (табл. 4.4, вариант I) при всех прочих одинаковых (или близких) параметрах. При этих же условиях из табл. 4.1, 4.2, 4.3, 4.4 можно заметить, что с ростом числа ступеней в пределах общего заданного $\frac{1}{i_0}$ передаточное отношение старшей (выходной) ступени уменьшается.

4. Введение коэффициентов коррекции q_2, q_3, \dots, q_5 в преодоление передаточных отношений ступеней редуктора позволяет выходные ступени редуктора (наиболее нагруженные) выполнить с меньшими передаточными отношениями, что дает возможность существенно уменьшить габариты редуктора и всей рулевой машины. При таком способе определения передаточных отношений ступеней редуктора можно контролировать степень изменения относительного минимума момента инерции редуктора.

Таким образом, в распоряжении конструктора имеются следующие эффективные средства получения схемы и конструкции редуктора рулевой машины в минимальных габаритах и с малой массой:

1) оптимизация передаточных отношений редуктора при заданных общем $\frac{1}{i_0}$ и коэффициенте Q приведенного момента инерции редуктора;

2) в ходе оптимизации — использование метода коэффициентов коррекции распределения передаточных отношений между ступенями редуктора;

3) при необходимости используем переход на большее число ступеней редуктора, что позволяет в конечном итоге получить редуктор меньших габаритов и с меньшим моментом инерции;

4) использование скорректированного метода эволюционного зацепления, позволяющего снизить минимум числа зубьев ведущих шестерен редуктора (до $Z_{min} = 10$), также дает возможность конструктивной компоновки редуктора в меньших габаритах.

ЛИТЕРАТУРА

1. И.А.Михалев, Б.Н.Окоемов и др. Системы автоматического управления самолетом. М., "Машиностроение", 1971.
2. Н.Т.Кузовков. Системы стабилизации летательных аппаратов. М., "Высшая школа", 1976.
3. П.С.Мелкозеров. Энергетический расчет систем автоматического управления и следящих приводов. М., "Энергия", 1968.
4. Б.И.Петров, Л.Д.Панкратьев и др. Электропривод систем управления летательных аппаратов. М., "Машиностроение", 1973.
5. С. В.Костин, Б.И.Петров, Н.С.Гамынин. Рулевые приводы. М., "Машиностроение", 1973.
6. Н.Н.Слюдилов. Механизмы приводов систем управления летательными аппаратами. М., "Машиностроение", 1975.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
Глава 1. Рулевой привод автопилота	5
§ 1. Двигатель рулевой машины	9
§ 2. Рулевая машина с нагрузкой от руля ЛА	13
Глава 2. Определение мощности, статических и динамических характеристик двигателя рулевой машины	18
§ 1. Определение передаточного отношения редуктора рулевой машины	21
§ 2. Определение мощности и потребных статических и динамических характеристик двигателя	25
§ 3. Последовательность расчета потребной мощности двигателя и его статических и динамических характеристик	29
Глава 3. Пример расчета исходных данных для разработки схемы и конструкции рулевого привода и его элементов	31
§ 1. Расчет параметров канала крена	31
§ 2. Предварительный расчет мощности двигателя рулевой машины	33
§ 3. Расчет оптимального передаточного отношения редуктора рулевой машины	42
§ 4. Определение мощности, статических и динамических характеристик двигателя	42
§ 5. Определение допустимых пределов момента инерции якоря двигателя	45
§ 6. Определение коэффициентов момента и противо-э.д.с. двигателя	45
Глава 4. Редуктор рулевой машины	46
§ 1. Определение кинематической схемы редуктора	47
§ 2. Определение минимума величины приведенного момента инерции J_n редуктора	50
§ 3. Двухступенчатый редуктор	53
§ 4. Трехступенчатый редуктор	57
§ 5. Четырехступенчатый редуктор	64
§ 6. Пятиступенчатый редуктор	69
Литература	75