

ТАРАБАРИН В.Б.

Институт высшего и среднего специального

Бесплатно.

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

Для служебного пользования

Экз № 70

ЗАДАНИЯ
ДЛЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА
ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ

Выпуск 5

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

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

Для служебного
пользования

З А Д А Н И Я
ДЛЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ

Выпуск 5

Под редакцией А.С.Мастрюковой

Задания для курсового проекта по теории механизмов издаются в соответствии с учебным планом.

Рассмотрены и одобрены кафедрой 24/ХП-74 г., Методической комиссией факультета и Учебно-методическим управлением.

Задания, включенные в настоящий выпуск, составили преподаватели:

доц. Королев А.А., доц. Матрюкова А.С. (задания № 73, 74);
доц. Матрюкова А.С., доц. Ремезова Н.Е. (задание № 75);
доц. Архангельская Т.А., доц. Матрюкова А.С. (задание № 76);
доц. Лукичев Д.М. (задание № 77);
доц. Матрюкова А.С., доц. Митряев И.М. (слушатель факультета повышения квалификации при МВТУ) (задание № 78).

Корректор Л.И.Малютина

Выпуск 364	Объем 2 I/4 п.л. Бесплатно	Тираж 75 экз. Печ. 1976 г.
------------	-------------------------------	-------------------------------

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

ЗАДАНИЕ № 73

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ УПРАВЛЕНИЯ ЛЕТАТЕЛЬНОГО АППАРАТА С УГОЛКОВЫМИ СОПЛАМИ

Корректировка траектории полета летательного аппарата производится за счёт изменения направления потока газов, выходящих из угловых сопел. Схема расположения угловых сопел и их привод представлены на рис. 73 а. Поворот подвижной части 3 углового сопла относительно неподвижной его части осуществляется с помощью механизмов управления. Направление поворота и величина угла поворота каждого из угловых сопел могут быть различными, благодаря чему траектория полета может значительно меняться.

При необходимости изменения траектории полета соответствующий сигнал подается от автомата управления 9 на источник питания 8 (специальные батареи с устройством переключения полярности) электродвигателя 7. В зависимости от включения источника питания вал электродвигателя начинает вращаться в ту или иную сторону.

Движение от электродвигателя 7 через планетарный редуктор 6 (схема редуктора изображена на рис. 73 в) и зубчатые колеса 5, 4 передается валу 0, на котором закреплено звено I стержневого механизма OABC. Звено I, поворачиваясь на некоторый угол вокруг оси 0, передает движение через муфту 2 коромыслу 3, которое жестко связано с подвижной частью углового сопла. Начальное положение I углового сопла характеризуется отклонением звена 3 от нейтрального (вертикального) положения на угол 20° (рис. 73 а).

При повороте углового сопла из начального положения I в конечное положение II (рис. 73 б) на угол $\varphi_{3 \text{ раб}}$ на звено 3 действует момент сопротивления M_{c3} , зависимость которого от угла поворота φ_3 представлена диаграммой (M_{c3}, φ_3) (рис. 73-г). Данные для построения диаграммы приведены в табл. 1а.

В начальном положении механизма приведенный к звену I мо-

мент электродвигателя в 1,7 раза больше приведенного момента сопротивления. Можно принять, что при повороте механизма величина приведенного движущего момента убывает по линейному закону. Электродвигатель должен обеспечить безударный останов уголкового сопла в конечном положении. Выключение электродвигателя производится в тот момент, когда уголковое сопло (звено 3) повернется на угол

$$\varphi_3 = \frac{3}{4} \varphi_3 \text{ рад}$$

При проектировании и исследовании механизмов управления считать известными параметры, приведенные в табл. 73-1.

В механизмах управления летательного аппарата отсутствует кулачковый механизм, проектирование которого провести по дополнительному заданию.

Примечания: 1. Проектирование основного четырехзвенного механизма ОАБС производится по двум крайним (мертвым) положениям механизма по заданному максимальному углу качания коромысла ВС ($\varphi_3 \text{ рад}$).

2. При определении закона движения механизма угол $\varphi_3 \text{ рад}$ разделить на 8 равных интервалов.

Таблица 1а

Значения момента сопротивления M_{c3} в долях от максимального момента $M_{c3 \text{ max}}$ в зависимости от положения звена 3

φ_3 , град	0	5	10	15	20	25	30	35	40
$\frac{M_{c3}}{M_{c3 \text{ max}}}$	1,00	0,85	0,47	0,13	0	0,13	0,47	0,85	1,00

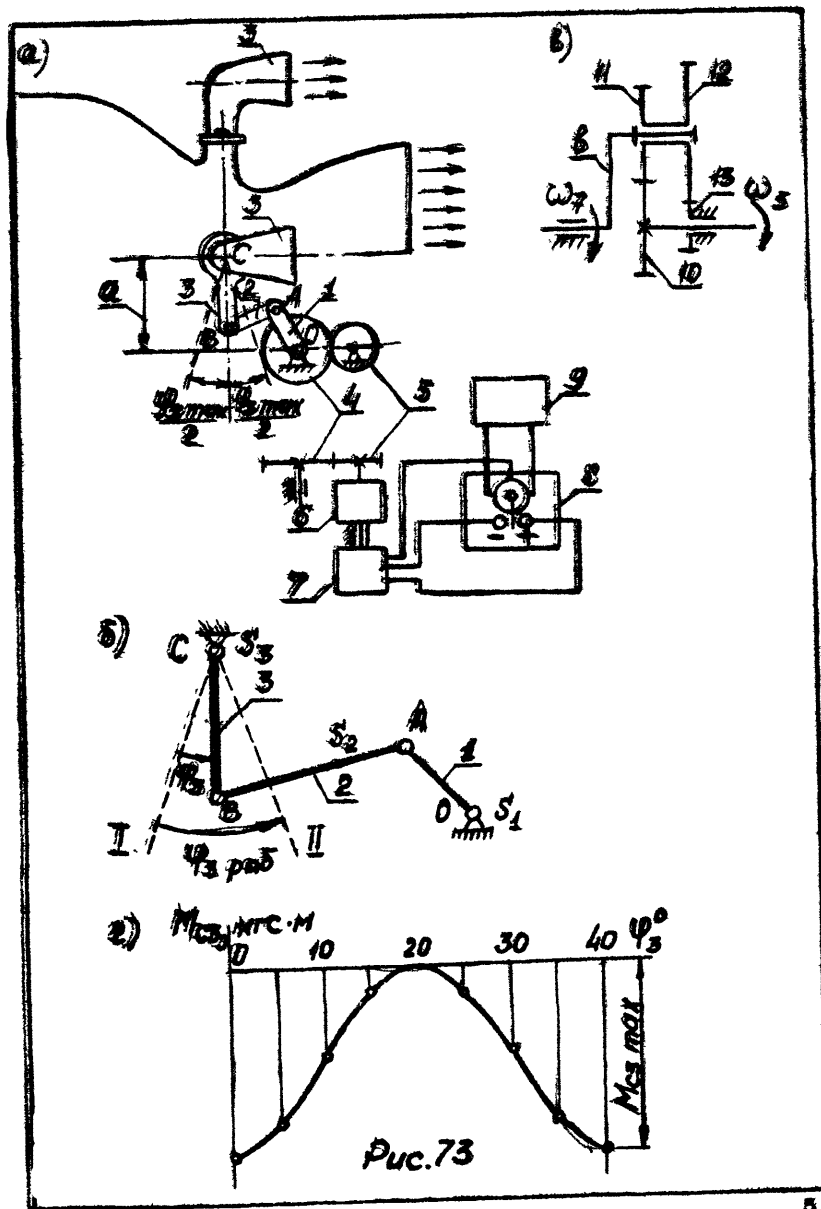


Таблица 73-1

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ попор.	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
				A	B	B	Г	Д
I	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Максимально возможный угол поворота звена 3 (рис.73а) (для проектирования механизма)	$\varphi_3 \text{ max}$	град	45	45	45	45	45
2	Рабочий угол поворота звена 3 (рис.73б) (на положения I и положение II)	$\varphi_3 \text{ раб}$	град	40	40	40	40	40
3	Длина коромысла 3	L_{BC}	м	0,075	0,080	0,085	0,090	0,095
4	Расстояние между точками O и C механизма	L_{OC}	м	0,13	0,12	0,14	0,15	0,16
5	Вертикальная проекция расстояния между точками O и C	L	м	0,09	0,09	0,10	0,10	0,11
6	Отношение расстояния от точки A до центра масс S_2 шатуна 2 к общей длине шатуна (рис.73б)	$\frac{L_{AS_2}}{L_{AB}}$	-	0,40	0,42	0,44	0,43	0,45
7	Вес коромысла 3 и уголкового сошла	G_3	кгс	1,40	1,50	1,60	1,80	2,00
8	Вес шатуна 2	G_2	кгс	0,60	0,55	0,65	0,70	0,75
9	Вес балансира I и колеса 4	G_1	кгс	1,30	1,40	1,35	1,50	1,45
10	Момент инерции звена 3 относительно оси, проходящей через центр масс S_3	J_{3s}	кгс.м.сек ²	0,0020	0,0022	0,0021	0,0024	0,0025
II	Момент инерции шатуна 2 относительно оси, проходящей через центр масс S_2	J_{2s}	кгс.м.сек ²	0,00024	0,00021	0,00023	0,00025	0,00026

Продолжение табл.

I	2	3	4	5	6	7	8	9
12	Момент инерции балансира I и колеса 4 относительно оси, проходящей через центр масс S_1	J_{1s}	кгс.м.сек ²	0,00017	0,00016	0,00018	0,00020	0,00021
13	Момент инерции колеса 5 и привода к валу 5 моменты инерции планетарного редуктора и ротора двигателя	J_5	кгс.м.сек ²	0,0005	0,0005	0,0006	0,0005	0,0006
14	Максимальная величина момента сопротивления, приложенного к балансиру 3	$M_{\text{затм}}$	кгс.м	1,0	1,2	0,8	1,1	0,9
15	Угловая координата балансира 3 для силового расчёта (рис.73б)	φ_3	град	35	35	35	35	35
16	Числа зубьев колес 4, 5	Z_4	-	20	22	24	26	28
17	Модуль зубчатых колес 4, 5	Z_5	мм	10	11	12	13	14
18	Передаточное отношение планетарного редуктора	i_{6-10}	-	3	3	3	3	3
19	Число сателлитов в планетарном редукторе	K	-	-18	-20	-22	-18	-20
20	Параметры исходного производящего контура	α^* h_a^* C^*	град - -	3 20 1,0 0,25	3 20 1,0 0,25	3 20 1,0 0,25	3 20 1,0 0,25	3 20 1,0 0,25

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ УПРАВЛЕНИЯ
ЛЕТАТЕЛЬНОГО АППАРАТА С КАЧАЮЩИМСЯ РАСТРУБОМ

Корректировка траектории полета летательного аппарата производится за счет изменения направления потока газов, выходящих из сопла II через раструб I (рис. 74а), который приводится в движение рулевой машиной. Механизм рулевой машины состоит из гидравлического цилиндра 3 с поршнем 2, шток которого шарнирно соединен с раструбом I. В нейтральном положении оси раструба и сопла совпадают. В зависимости от направления движения поршня раструб поворачивается относительно поперечной оси 0 по или против часовой стрелки, изменяя направление потока газов, выходящих из сопла. Если раструб поворачивается относительно нейтрального положения против часовой стрелки, то летательный аппарат повернется относительно поперечной оси по часовой стрелке.

Система управления содержит источник питания 9 (как правило электрического типа), который приводит в движение электродвигатель 8. Движение от электродвигателя через планетарный редуктор 7 (схема редуктора изображена на рис. 74б) передается одной из двух одинаковых шестерен масляного насоса 6, который подает масло в рабочие полости цилиндра 3 рулевой машины. Если клапаны 4 и 5 закрыты, то давление масла в левой и правой полостях одинаково, и поршень неподвижен. Если, например, необходимо повернуть летательный аппарат по часовой стрелке, то с автомата управления IO подается сигнал на клапан 5 и он открывается; при этом часть масла, подаваемого в правую полость по трубопроводам, поступит обратно в шестеренный насос, давление в правой полости станет меньше, чем в левой, поршень переместится и повернет раструб против часовой стрелки. При необходимости повернуть летательный аппарат по часовой стрелке сигнал с автомата управления IO подается на клапан 4.

При отсутствии сигналов управления и закрытых клапанах 4 и 5 давление в рабочих полостях цилиндра 3 может превысить расчетное.

В этом случае открываются предохранительные клапаны I2, сбрасывающие масло в полость шестеренного насоса 6.

При повороте раструба из одного крайнего положения (I) в другое (II) (рис. 74а) на угол $\varphi_1 \text{ max}$ на звено I действует момент сопротивления M_{c1} , зависимость которого от угла поворота φ_1 представлена диаграммой (M_{c1}, φ_1) (рис. 74в). Данные для построения диаграммы приведены в табл. Ia.

Результирующее давление в гидроцилиндре меняется по закону, изображенному на рис. 74г. Давление p' при повороте раструба на угол $\varphi_1 = 0 - 15^\circ$ должно обеспечить величину приведенного движущего момента в начальном положении механизма в 1,2 раза больше $M_{c1 \text{ max}}$. Останов раструба в конечном положении II должен происходить без удара.

При проектировании и исследовании механизмов рулевой машины считать известными параметры, приведенные в табл. 74-1.

В механизмах управления летательного аппарата отсутствует кулачковый механизм, проектирование которого провести по дополнительному заданию.

Примечание. При определении закона движения механизма угол поворота раструба $\varphi_1 \text{ max}$ разделить на 6 равных интервалов и дополнительно рассмотреть положение механизма при $\varphi_1 = 15^\circ$.

Таблица Ia

Значения момента сопротивления M_{c1} в долях от максимального момента $M_{c1 \text{ max}}$ в зависимости от положения звена I

φ_1 , град	0	10	15	20	30	40	50	60
$\frac{M_{c1}}{M_{c1 \text{ max}}}$	1,00	0,73	0,46	0,22	0	0,22	0,73	1,00

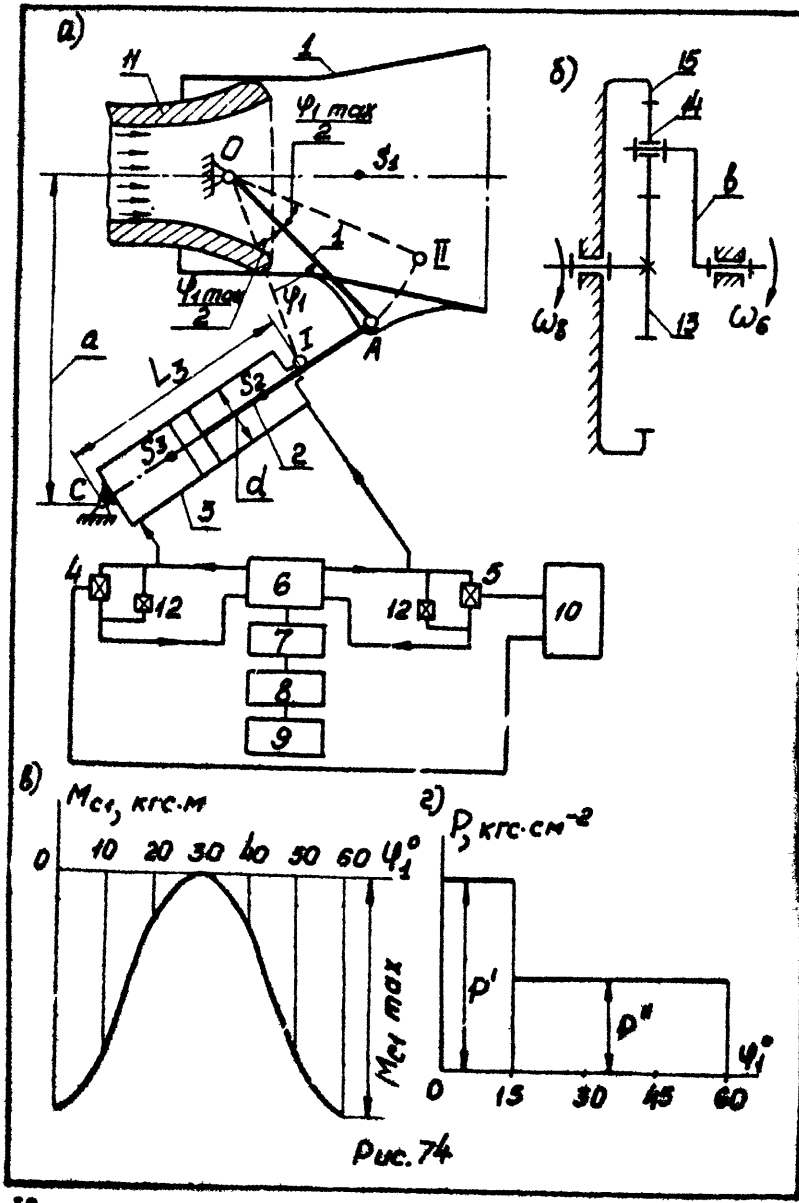


Таблица 74-1

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ по пор.	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
				A	Б	В	Г	Д
I	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Максимальный угол поворота ра- струба из положения I в поло- жение II	$\varphi_{I \max}$	град	60	60	60	60	60
2	Расстояние между осями качения раструба к гидроцилиндра	L_{oc}	м	0,145	0,152	0,164	0,168	0,170
3	Вертикальная проекция расстоя- ния между осями качения раст- руба и цилиндра	a	м	0,138	0,145	0,156	0,160	0,162
4	Теоретическая длина цилиндра (минимальное расстояние между осями шарниров A и C)	L_3	м	0,095	0,098	0,106	0,108	0,110
5	Отношение теоретической длины цилиндра к ходу поршня	$K_L = \frac{L_3}{H}$	-	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
6	Диаметр цилиндра	d	м	0,030	0,032	0,034	0,036	0,038
7	Отношение расстояния от центра масс S_1 раструба до оси кача- ния O к длине звена OA	$\frac{L_{os1}}{L_{oa}}$	-	0,80	0,85	0,90	0,85	0,80
8	Отношение расстояния от центра масс S_2 поршня и штока до шар- нира A к теоретической длине цилиндра	$\frac{L_{as2}}{L_3}$	-	0,65	0,70	0,68	0,64	0,72
9	Отношение расстояния от центра масс S_3 цилиндра до оси кача- ния C к теоретической длине цилиндра	$\frac{L_{cs3}}{L_3}$	-	0,45	0,48	0,50	0,52	0,54

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ РУЛЕВОЙ
МАШИНЫ

Рулевая машина (рис. 75а) предназначена для поворота руля летательного аппарата с целью изменения траектории его полета. Основным механизмом является коромыслово-ползуновый механизм ОАВ, на валу О которого закреплен руль летательного аппарата. Поворот руля (вместе со звеном I) осуществляется с помощью шатуна 2 ведущим ползуном 3, с которым жестко связан поршень, перемещающийся в цилиндре 4.

Результирующее давление в цилиндре меняется по закону, изображенному на рис. 75в. Величину давления p'' следует определить в процессе динамического исследования коромыслово-ползунового механизма.

Подача масла в левую и правую полости цилиндра 4 производится шестеренным насосом 5.

Вращение шестерни насоса передается от электродвигателя 9 через планетарный редуктор 8 (схема редуктора представлена на рис. 75г) и пару зубчатых колес 7 и 6. Вах электродвигателя 9 приводится во вращение от специального источника питания 10.

Регулирование подачи масла в каждую из рабочих полостей цилиндра производится с помощью автомата управления II, воздействующего на клапаны 12 и 13: при необходимости изменения траектории полета аппарата автомат управления II подает сигнал, и соответствующий клапан (12 или 13) открывается, давая возможность части масла поступать обратно в насос; при этом давление масла в соответствующей полости цилиндра уменьшается.

Предохранительные клапаны 14 служат для сброса избыточного количества масла обратно в насос в случае, если давление в цилиндре 4 превысит расчетное. При повороте руля летательного аппарата (звено I) на угол φ_1 max из одного крайнего положения (I) в другое (II) (рис. 75а) на звено I действует момент сопротивления M_{c1} , зависимость которого от угла поворота φ_1 представлена графиком (M_{c1}, φ_1) (рис. 75б).

Останов звена I в положении II должен происходить без удара. ($\omega_1 \text{ кон} = 0$). Проектирование коромыслово-ползунового механизма

1	2	3	4	5	6	7	8	9
10	Вес раструба	G_1	кгс	10,2	9,6	10,5	11,0	11,5
11	Вес поршня со штоком	G_2	кгс	0,65	0,70	0,74	0,72	0,76
12	Вес цилиндра	G_3	кгс	1,50	1,55	1,40	1,45	1,52
13	Момент инерции раструба относительно оси, проходящей через центр масс S_1	J_{13}	кгс.м.сек ²	0,200	0,210	0,195	0,220	0,205
14	Момент инерции поршня и штока относительно оси, проходящей через центр масс S_2	J_{25}	кгс.м.сек ²	0,00004	0,00004	0,00005	0,00005	0,00005
15	Момент инерции цилиндра относительно оси, проходящей через центр масс S_3	J_{35}	кгс.м.сек ²	0,00032	0,00035	0,00040	0,00042	0,00038
16	Максимальная величина момента сопротивления, приложенного к звену I	$M_{c1 \text{ max}}$	кгс.м	90	85	100	106	110
17	Угловая координата звена I для силового расчета (рис. 74а)	φ_1	град	10	10	10	10	10
18	Число зубьев колес шестеренного насоса	Z_6	-	14	15	13	12	11
19	Модуль зубчатых колес шестеренного насоса	m	мм	3,5	4,0	3,0	4,0	3,0
20	Передающее отношение планетарного редуктора	i_{13-6}	-	5	6	8	7	9
21	Число сателлитов в планетарном редукторе	K	-	3	3	3	3	3
22	Параметры исходного производящего контура	α^* h_a^* c^*	град - -	20 1,0 0,25	20 1,0 0,25	20 1,0 0,25	20 1,0 0,25	20 1,0 0,25

производится по трем положениям ползуна 3 (известны линейные координаты S_{B_I} , $S_{B_{II}}$, $S_{B_{III}}$) (рис. 75д), величине эксцентриситета e , углом отклонения $(\varphi_{II} - \varphi_I)$ и $(\varphi_{III} - \varphi_I)$ звена I от его начального положения (положение OA_I). При проектировании следует определить длины звеньев I и 2 и угол φ_I , характеризующий начальное положение звена I относительно стойки.

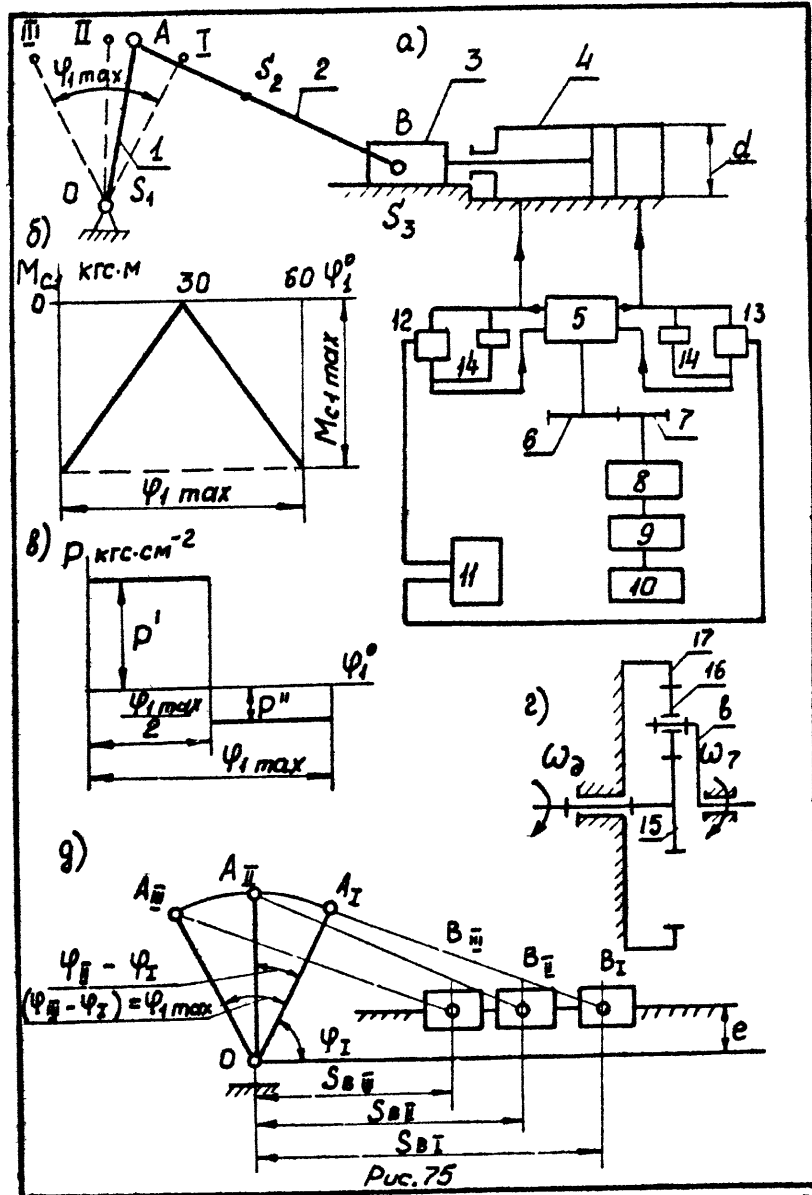
В механизмах управления рулевой машины отсутствует кулачковый механизм, проектирование которого провести по дополнительному заданию.

При проектировании и исследовании механизмов рулевой машины считать известными параметры, приведенные в табл. 75-1.

Примечания: 1. При исследовании основного механизма угол максимального поворота $\varphi_{I \max}$ ведомого коромысла I разделить на 6 равных интервалов.

2. Центры масс звеньев I и 3 совпадают соответственно с точками O и B.

3. Геометрический расчёт эвольвентной зубчатой передачи выполнить для колес 6 и 7.



Исходные данные

№ по порядку	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для радиантов				
				А	Б	В	Г	Д
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Линейные координаты точки В ползуна 3	S_{BI} S_{BI} S_{BI}	м	0,344 0,224 0,134	0,372 0,248 0,152	0,322 0,207 0,120	0,362 0,230 0,134	0,385 0,248 0,145
2	Угол поворота ведомого коромысла I по отношению к его началу (I) положения	$\varphi_{II} - \varphi_I$ $\varphi_{II} - \varphi_I$ e	град	30 60 0,08	30 60 0,09	30 60 0,08	30 60 0,09	30 60 0,09
3	Эксцентриситет							
4	Отношение расстояния от точки А до центра масс S_2 катушки к длине катушки	L_{A2} L_{A6}	-	0,33 12	0,35 15	0,32 10	0,33 16	0,34 18
5	Вес звеньев: коромысла I катушка 2 ползуна 3	G_1 G_2 G_3	кгс	2,7 3,6	2,9 3,8	3 4,0	3,2 4,2	3,4 4,4
6	Моменты инерции звеньев относительно осей, проходящих через их центры масс: звена I звена 2	J_{I2} J_{22} d	кгс.м.сек ² кгс.м.сек ² м	0,058 0,0052 0,036	0,060 0,0054 0,036	0,055 0,0050 0,036	0,060 0,0058 0,036	0,062 0,0060 0,036
7	Диаметр цилиндра	p'	кгс/см ²	110	100	95	110	105
8	Результативное давление в цилиндре 4 при повороте звена I из положения OA ₁ в положение OA ₂ (рис. 76д)							

Продолжение табл.

1	2	3	4	5	6	7	8	9
9	Максимальная величина момента сопротивления, приложенного к звену I	M_{c1} max	кгс.м	180	190	150	180	200
10	Угловая координата звена I для силового расчёта (рис. 76д)	φ_1	град	$\varphi_1 + 10^\circ$	$\varphi_1 + 10^\circ$	$\varphi_1 + 10^\circ$	$\varphi_1 + 10^\circ$	$\varphi_1 + 10^\circ$
11	Числа зубьев колес 6 и 7	Z_6 Z_7 m	- - мм	20 14 2,5	17 15 2,5	18 12 2,5	17 14 2,5	21 13 2,5
12	Модуль зубчатых колес 6 и 7	i_{15-6}	-	4	4,5	5,5	5	3,5
13	Передаточное отношение планетарного редуктора	K	-	3	3	3	3	3
14	Число сателлитов в планетарном редукторе	α^*	град	20°	20°	20°	20°	20°
15	Параметры исходного производящего контура	h_a^* c^*	- -	I 0,25	I 0,25	I 0,25	I 0,25	I 0,25

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ РУЛЕВОЙ
МАШИНЫ С КРУГОВЫМ ЦИЛИНДРОМ

Рулевая машина предназначена для поворота руля летательного аппарата с целью изменения траектории полета. Схема механизмов рулевой машины представлена на рис. 76а. Основным механизмом является двухкоромысловый четырехзвенник ОАВС (звенья I, 2, 3).

Вал электродвигателя 8 приводится во вращение от источника питания 9 (специального типа). Движение от электродвигателя через планетарный редуктор 7 (схема редуктора изображена на рис. 76в) передается одной из двух одинаковых шестерен масляного насоса 6, подающего масло в рабочие полости цилиндра I, который жестко связан со звеном ОА основного механизма рулевой машины. Регулировка подачи масла в каждую из рабочих полостей цилиндра производится с помощью автомата управления IO, воздействующего на клапаны 4 и 5: при необходимости изменения траектории полета с автомата управления подается сигнал и один из клапанов (4 или 5) открывается; при этом часть масла по трубопроводам поступает обратно в шестеренный насос, давление в соответствующей полости цилиндра падает и цилиндр поворачивается вокруг оси O вместе со звеном ОА (звено I). Движение от ведущего звена I через шатун передается ведомому коромыслу 3, на валу которого закреплен руль летательного аппарата.

Если давление в полостях цилиндра превысит расчетное, то происходит сброс масла в полость шестеренного насоса через предохранительные клапаны II.

При повороте руля летательного аппарата (звено 3) из одного крайнего положения (I) в другое (II) (рис. 76а) на угол $\gamma_{\text{так}}$ на звено 3 действует момент сопротивления $M_{\text{сз}}$, зависимость которого от угла поворота γ представлена диаграммой (рис. 76б). Движущая сила, равная результирующей силе давления масла в круговом цилиндре, приложена в точке D звена ОА ($L_{\text{од}} =$

$= \frac{1}{2} L_{\text{OA}}$). Результирующее давление в цилиндре I меняется по закону, изображенному на рис. 76г. Останов звена 3 в конечном положении должен происходить без удара ($\omega_3 \text{ кон} = 0$).

Синтез основного механизма производится по трем положениям

ведомого коромысла 3 относительно стойки (углы $\delta_I, \delta_{II}, \delta_{III}$), заданным длинам коромысла 3 (L_{AC}) и стойки (L_{AC}), ориентировочным значениям углов отклонения ($\varphi_{II} - \varphi_I$) и ($\varphi_{III} - \varphi_I$) ведущего коромысла I от его начального положения (положение ОА_I) (рис. 76д). При проектировании следует определить длины звеньев I и 2 и угол φ_I , характеризующий начальное положение коромысла I относительно стойки.

При проектировании и исследовании механизмов рулевой машины считать известными параметры, приведенные в табл. 76-I.

В механизмах управления рулевой машины с круговым цилиндром отсутствует кулачковый механизм. Проектирование кулачкового механизма провести по дополнительному заданию.

Примечания: I. При исследовании основного механизма угол максимального поворота $\varphi_{I \text{ так}}$ ведущего коромысла I, полученный при проектировании основного механизма, разделить на 6 равных интервалов.

2. При силовом расчете основного механизма центры масс звеньев I и 2 принять посередине их длин.

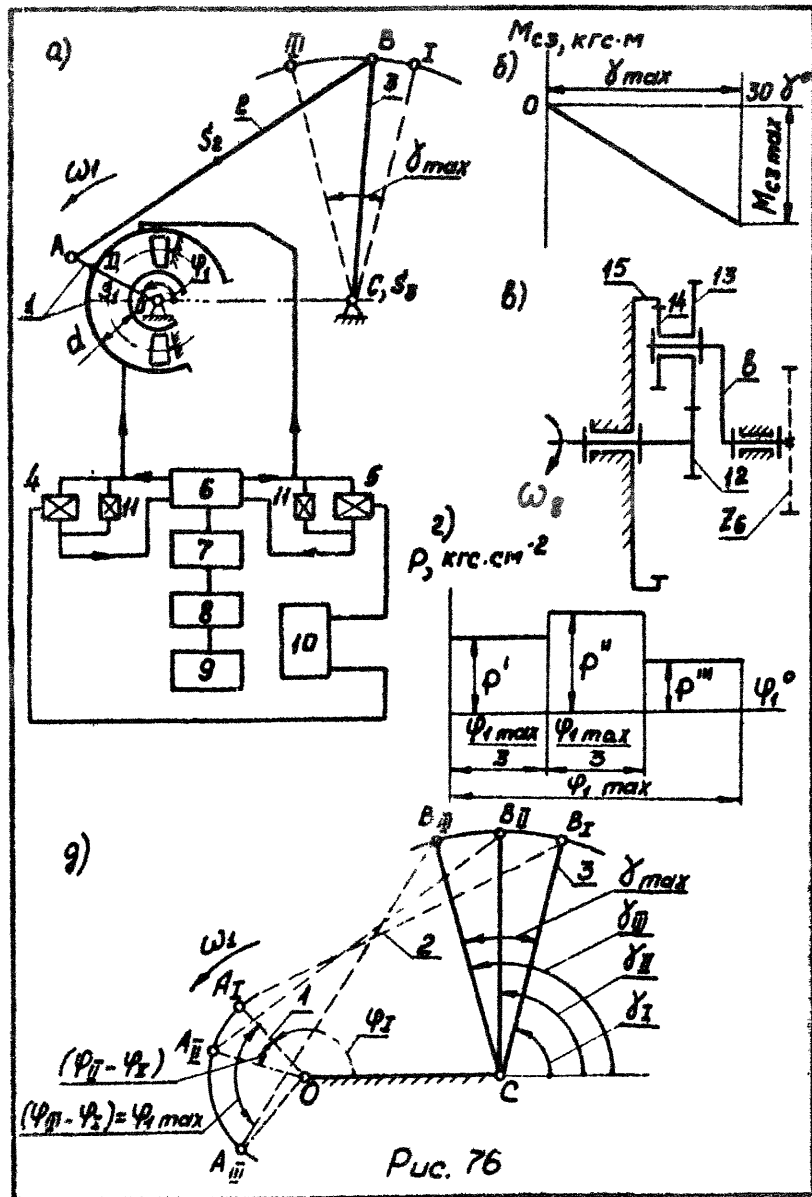


Таблица 76-1

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов								
				А	Б	В	Г	Д	Е	Ж	З	И
1	Угловые координаты ведомого коромысла 3	γ_I	град	75	75	75	75	75	75	75	75	75
2	Угол поворота ведомого коромысла 1 по отношению к его начальному положению	γ_{II}	град	90	90	90	90	90	90	90	90	90
3	Длина стойки	γ_{III}	град	105	105	105	105	105	105	105	105	105
4	Длина ведомого коромысла 3	γ_{max}	град	30	30	30	30	30	30	30	30	30
5	Вес звеньев: коромысла 1 с круговым цилиндром 2	γ_{max}	град	90	90	90	90	90	90	90	90	90
6	Момент инерции звеньев относительно осей, проходящих через центры масс: звена 1	γ_{max}	град	105	105	105	105	105	105	105	105	105
7	Диаметр цилиндра	γ_{max}	град	30	30	30	30	30	30	30	30	30
8	Результирующее давление в круглом цилиндре	γ_{max}	град	90	90	90	90	90	90	90	90	90

1	2	3	4	5	6	7	8	9
9	Максимальная величина момента сопротивления, приложенного к звену 3	$(M_c)_{\text{жм}}$	кгс.м					
10	Угловая координата звена I для силового расчета	φ_1	град	$\varphi_1 + 45^\circ$	$\varphi_1 + 45^\circ$	$\varphi_1 + 45^\circ$	$\varphi_1 + 45^\circ$	$\varphi_1 + 45^\circ$
11	Число зубьев колес шестеренного насоса	Z_6	-	12	11	10	12	11
12	Модуль зубчатых колес шестеренного насоса	m	мм	8	9	8	10	8
13	Передающее отношение планетарного редуктора	i_{12-8}	-	16	13	15	17	15
14	Число сателлитов в планетарном редукторе	K	-	3	3	3	3	3
15	Параметры исходного профиля контура	α^* h_a^* C^*	град - -	20 1 0,25	20 1 0,25	20 1 0,25	20 1 0,25	20 1 0,25

ЗАДАНИЕ № 77

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ РУЛЕВОГО ГИДРОПРИВОДА

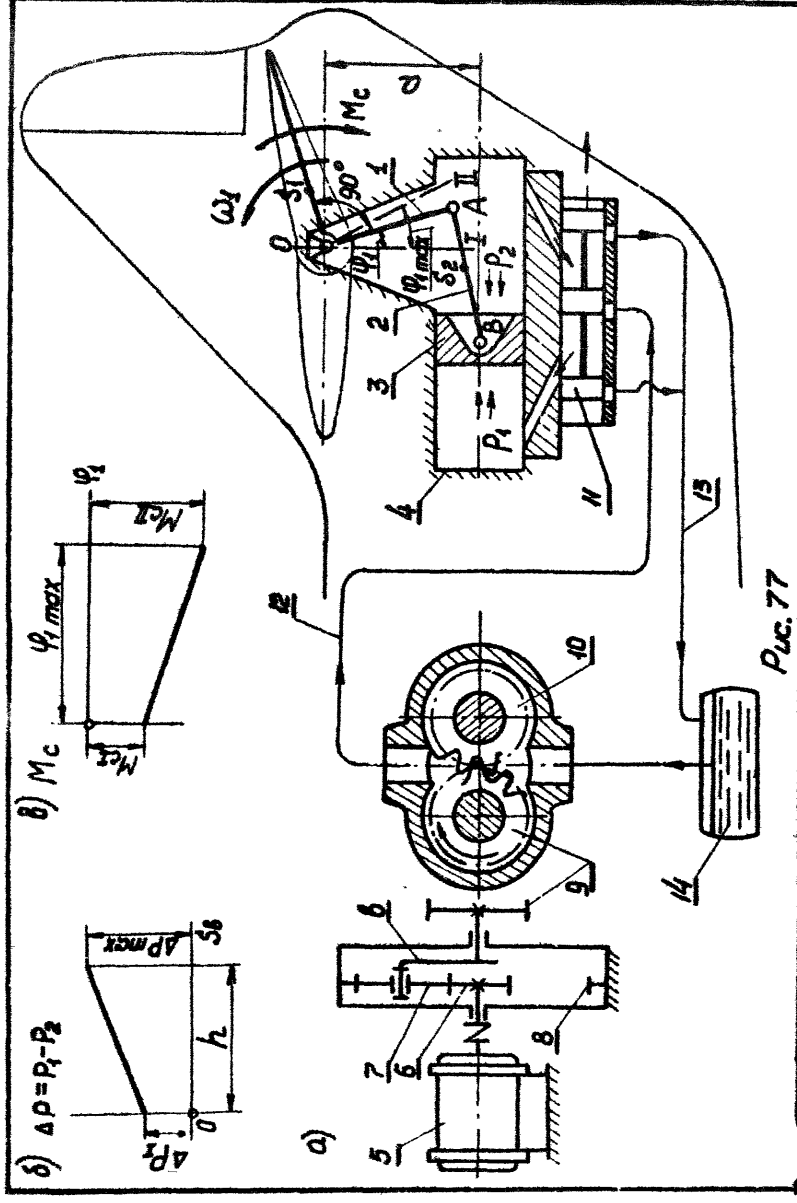
Гидравлический привод (рис. 77а) преобразует электрический сигнал управления в требуемое движение руля высоты летательного аппарата; он состоит из электродвигателя 5, планетарного редуктора 6-7-8-в, шестеренного насоса 9-10, гидродвигателя (гидроцилиндра) с рычажным (коромыслово-ползунным) механизмом 1-2-3-4 и золотникового устройства 11, регулирующего давление и расход жидкости в цилиндре 4.

При перемещении (по сигналу управления) золотника 11 из среднего (нейтрального) положения вправо рабочая жидкость нагнетается насосом по напорной гидролинии 12 через открытое рабочее (дресселирующее) окно в левую полость цилиндра, а из правой полости по гидролинии 13 сливается в бак 14, откуда опять поступает в насос; поршень 3 перемещается вправо под действием перепада давлений $\Delta p = p_1 - p_2$ рабочей жидкости в цилиндре. При движении управляющего золотника из среднего положения влево поршень 3 также перемещается влево.

График зависимости перепада давлений в гидроцилиндре от перемещений поршня $\Delta p = \Delta p(S_B)$ (в пределах от 0 до максимальной величины $S_{B \max} = h$) дан на рис. 77б; величина начального перепада давлений Δp_I должна быть определена по условию безударного останова механизма после поворота руля на заданный угол $\varphi_1 \max$ из положения I в положение II. Руль жестко связан с выходным звеном I рычажного механизма; нагрузка на него задана в виде зависимости момента сопротивления от угла поворота $M_c = M_c(\varphi_1)$ на рис. 77в.

При проектировании и исследовании механизмов гидропривода считать известными параметры, приведенные в табл. 77-1.

В рулевом гидроприводе отсутствует кулачковый механизм, проектирование которого провести по дополнительному заданию.



ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Таблица 77-1

№ по порядку	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
				A	Б	В	Г	Д
1	2	3	4	5	6	7	8	9
I	Максимальный угол поворота звена I (рис. 77а)	$\varphi_{I \max}$	град	30	30	25	25	30
2	Ход поршня, соответствующий величине $\varphi_{I \max}$	h	м	0,035	0,040	0,045	0,050	0,045
3	Отношение длин звеньев	L_{01}/L_{AB}	-	I	I, I	I, I5	I, 20	I, 25
4	Диаметр цилиндра 4	d	мм	0,032	0,034	0,036	0,038	0,040
5	Веса звеньев I, 3	G_1	кгс	22	26	30	35	38
6	Вес единицы длины звена 2	G_3	кгс	0,25	0,30	0,35	0,42	0,50
7	Расстояние от оси вращения O до центра масс S_1 звена I	q_1	кгс/см	0,07	0,075	0,080	0,085	0,09
8	Отношение расстояния от точки A до центра масс S_2 звена к длине звена	L_{A2}/L_{AB}	м	0,10	0,12	0,13	0,14	0,15
9	Момент инерции звена I относительно оси, проходящей через его центр масс	J_1	-	0,4	0,4	0,5	0,5	0,3
10	Максимальный передаточный коэффициент в цилиндре (в положении II механизма)	$\Delta p_{\max}$	кгс.м.сек ²	0,20	0,25	0,28	0,30	0,35
11	Момент сопротивления, приложенный к звену I: в положении I и в положении II	M_{CI} M_{CI}	кгс.м кгс.м	200 50 130	180 40 140	120 20 160	140 30 220	160 60 200
12	Угловая координата звена I для силового расчёта механизма	φ_I	град	25	10	20	5	20

1	2	3	4	5	6	7	8	9
I3	Числа зубьев колес 9, 10	$Z_9 = Z_{10}$	-	9	9	10	11	12
I4	Модуль зубчатых колес 9, 10	m	мм	4	3,5	4,5	5	5
I5	Число оборотов вала электродвигателя	n_d	об/мин	3000	3000	2800	2800	3000
I6	Число оборотов выходного вала редуктора	n_b	об/мин	800	850	700	750	900
I7	Число сателлитов редуктора	K^*	-	3	3	3	2	2
I8	Параметры исходного производящего контура	h_a^* C^* α	- - град	1,0 0,25 20	1,0 0,25 20	1,0 0,25 20	1,0 0,25 20	1,0 0,25 20

- Примечания: 1. При проектировании рычажного механизма размер a определить из условия минимальной величины угла давления, принимая угол поворота звена I равным $\pm \varphi_1 \max$.
2. Момент инерции J_{z_d} звена 2 подсчитать по формуле $J_d = \frac{m l^2}{10}$, где m — масса звена, l — длина звена.
3. При определении закона движения рычажного механизма угол $\varphi_1 \max$ разбить на интервалы $\Delta \varphi_1 = 5^\circ$.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ШАССИ

Шасси служит для передвижения летательного аппарата по земле при разбеге перед взлетом, пробеге после посадки.

Основным силовым звеном шасси является амортизационная стойка I (рис. 78а), связывающая колесо 6 с конструкцией летательного аппарата. Во внутренней полости стойки имеется амортизатор, который поглощает часть кинетической энергии при приземлении.

Выпуск и уборка амортизационной стойки производится гидроподъемником, состоящим из цилиндра 3 и поршня со штоком 2. Подача жидкости в рабочие полости цилиндра производится гидравлическим насосом II, приводимым в движение от электродвигателя 7 через пару зубчатых колес 8 и 9 и планетарный редуктор IO. Схема планетарного редуктора представлена на рис. 78б. Гидравлический насос кулачкового типа (рис. 78в) состоит из дискового кулачка I6, закрепленного на валу водила редуктора, и плунжера (толкателя), осуществляющего подачу жидкости в цилиндр гидроподъемника. Закон изменения ускорения плунжера представлен на рис. 78г.

Звенья 4 и 5 механизма шасси (так называемый "ломающий подкос") увеличивают жесткость шасси в выпущенном положении. Для фиксации амортизационной стойки в конечных положениях имеются специальные замки (например, звено ЕН, рис. 78а).

При уборке шасси амортизационная стойка I поворачивается из одного крайнего (вертикального) положения (I) в другое (II), на угол $\varphi_1 \max$ (рис. 78а). При этом на механизм шасси действуют силы сопротивления воздуха, зависящие от скорости полета, плотности и других факторов. Разнодействующую сил сопротивления приблизительно можно вычислять по формуле

$$P_{c1} = P_c \cos \varphi_1,$$

где P_c — сила сопротивления воздуха в выпущенном положении шасси;

φ_1 — угол поворота стойки I, отсчитываемый от начального положения I по часовой стрелке.

Разнодействующая сил сопротивления параллельна продольной

Примечания: I. При проектировании механизма гидроподъемника (при определении длины звена OA) (рис. 78а) необходимо обеспечить в крайних положениях механизма равенство плеч $\angle$ движущей силы, действующей на звено I (в направлении оси гидроподъемника), относительно точки O. Диаметр d поршня следует определить из условия, что в начальном (I) положении механизма приведенный движущий момент должен на 10% превышать суммарный приведенный момент сопротивления, состоящий из приведенного момента от силы P_c , и приведенного момента трения

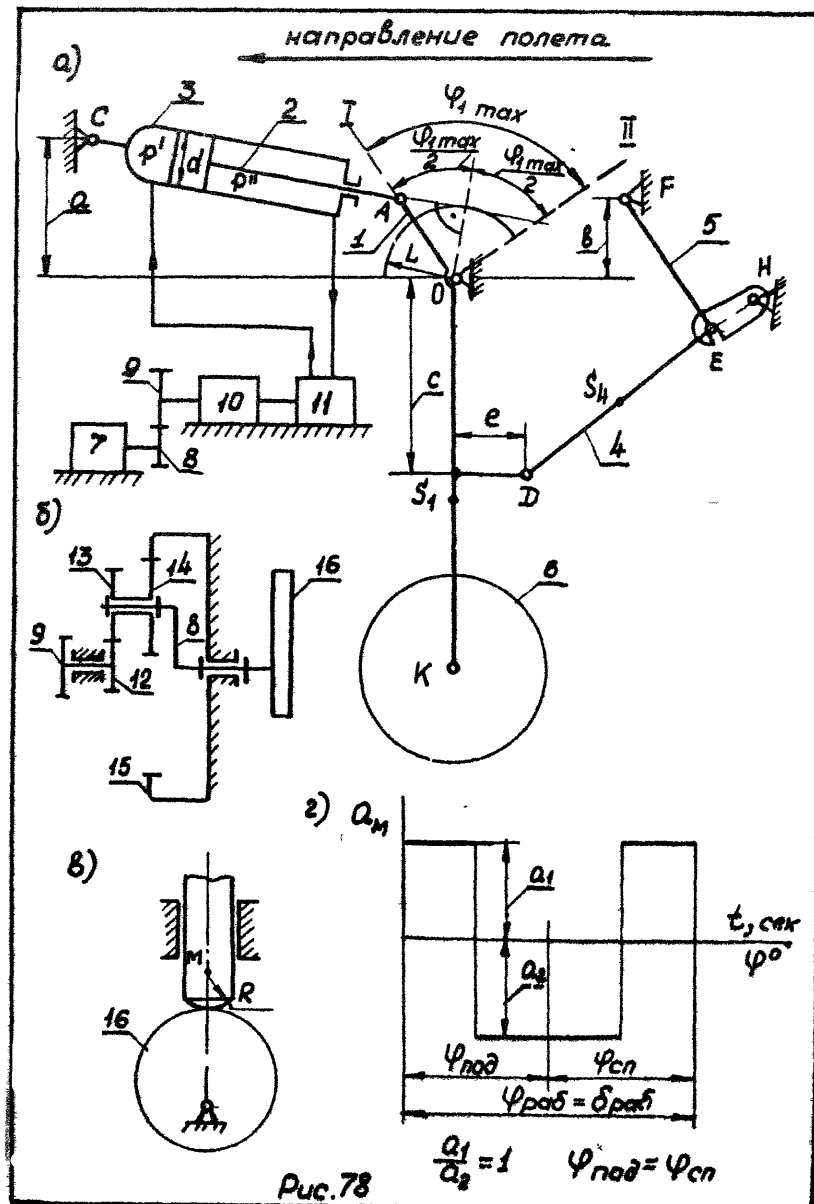
$$(M_{\theta}^{np})_I = 1, 1 [(M_C^{np})_I + M_{TP}^{np}] .$$

2. При определении закона движения механизма угол φ_{1max} разделить на 6 равных интервалов.

3. При подсчёте приведенного момента инерции колеса 6 массу колеса считать сосредоточенной в точке К.

4. Геометрический расчёт эвольвентной зубчатой передачи выполнить для колес 8 и 9.

Параметры исходного производящего контура: $\alpha = 20^\circ$, $h_z^* = 1$, $C^* = 0.25$.



Puc.78

№ по пор.	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
				A	B	В	Г	Д
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Максимальный угол поворота амортизационной стойки I	φ_{max}	град	90	90	90	90	90
2	Расстояние между осями поворота стойки I и гидродинамиче-ской стойки I и колеса 6	L_{oc}	м	1,10	1,15	1,25	1,20	1,20
	стойки I и колеса 6	L_{ok}	м	1,90	2,00	2,10	1,95	2,05
	стойки I и коромысла 5	L_{of}	м	0,30	0,32	0,34	0,30	0,35
3	Вертикальная проекция межосевого расстояния L_{oc}	a	м	0,44	0,42	0,45	0,40	0,42
4	Вертикальная проекция межосевого расстояния L_{of}	b	м	0,10	0,12	0,14	0,11	0,13
5	Координаты шарнира D	c	м	0,75	0,70	0,85	0,60	0,60
6	Длина ватуна 4	e	м	0,12	0,10	0,12	0,14	0,15
7	Длина коромысла 5	L_{ed}	м	0,93	0,95	0,92	0,90	0,92
8	Плечо действующей силы подвешива-ка в крайних положениях меха-низма (в вышущенном и убранным положениях шасси, рис. 78a)	L_{ef}	м	0,50	0,52	0,54	0,51	0,55
9	Сила сопротивления воздуха в вышущенном положении шасси	L	м	0,17	0,18	0,20	0,18	0,19
10	Приведенный к звену I момент сил трения	P_c	кгс	400	450	480	430	470
11	Давление в цилиндре 3 гидро-подъемника	$M_{тр}^{np}$	кгс·м	40	40	42	41,5	46,5
		p	кгс/см ²	44	52	58	48	55

продолжение табл. 78-1

I	2	3	4	5	6	7	8	9
12	Отношение, определяющее положение центра масс амортизационной стойки I	$\frac{L_{oc1}}{L_{oc}}$	-	0,50	0,45	0,40	0,44	0,46
13	Отношение, определяющее положение центра масс ватуна 4	$\frac{L_{ed1}}{L_{ed}}$	-	0,50	0,52	0,5	0,48	0,48
14	Вес амортизационной стойки I	G_1	кгс	200	225	250	220	230
15	Вес колеса 6	G_6	кгс	220	230	240	225	235
16	Вес ватуна 4	G_4	кгс	60	70	75	65	72
17	Моменты инерции относительно осей, проходящих через центры масс звена I	J_x	кгс·м·сек ²	7,2	9,1	11,0	8,3	9,7
	звена 4	J_4	кгс·м·сек ²	0,52	0,63	0,69	0,53	0,60
18	Угловая координата звена I для силового расчета	φ_1	град	15	15	15	15	15
19	Число оборотов электродвигателя	n_1	об/мин	6000	4320	5400	4480	5320
20	Число оборотов кулачка	n_6	об/мин	150	120	180	140	190
21	Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	град	30	28	27	28	29
22	Хоч толкателя кулачкового механизма	h	м	0,015	0,013	0,012	0,014	0,015
23	Угол рабочего профиля кулачка	$\phi_{раб}$	град	330	360	360	360	360
24	Число зубьев колес 8 и 9	z_8	-	12	13	14	11	15
		z_9	-	24	26	28	22	30
25	Момент зубчатых колес 8 и 9	m	мм	2,0	2,5	3,0	2,0	2,5
26	Число сателлитов в планетарном редукторе	K	-	3	3	3	3	3

Лист 1. Проектирование основного механизма и закона его движения

1. Определение основных размеров звеньев механизма по заданным условиям.
 2. Определение закона движения механизма при неустановившемся режиме (построение диаграмм изменения угловой скорости и углового ускорения звена привода за время работы механизма).
 3. Построение диаграммы времени движения.
- Примечания: 1. Веса звеньев механизма и их моменты инерции даны ориентировочно.
2. Звенья, веса и моменты инерции которых не заданы, считать невесомыми.

Лист 2. Силовой расчёт основного механизма

1. Определение углового ускорения звена привода по уравнению движения в дифференциальной форме в заданном положении механизма. Определение линейных ускорений центров тяжести и угловых ускорений звеньев.
2. Построение картины силового нагружения механизма.
3. Определение сил в кинематических парах механизма.
4. Оценка точности расчётов, выполненных на 1-м и 2-м листах проекта, по уравнению моментов, составленному для звена привода.

Лист 3. Проектирование зубчатой передачи и планетарного редуктора

1. Выполнение геометрического расчёта эвольвентной зубчатой передачи при нарезании колес инструментом со стандартным исходным производящим контуром ($\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$, $c^* = 0,25$).
2. Построение схемы станочного зацепления при нарезании колеса с меньшим числом зубьев и профилирование зуба (исполняя галтель) методом огибания.
3. Вычерчивание схемы зацепления колес с указанием основных размеров и элементов колес и передачи.
4. Проектирование планетарного редуктора (подбор числа зубьев) по заданному передаточному отношению его к числу сателлитов. Допустимое отклонение $i_{ред} \pm 5\%$. Колеса планетарного редуктора нулевые; модуль колес принять равным единице.

5. Построение треугольников линейных скоростей звеньев сирок... редуктора. Проверка передаточного отношения редуктора... способом.

Примечание. При проектировании зубчатой передачи шестеренного насоса (задания № 74, 76, 77) с целью уменьшения вредного влияния заземленных объемов жидкости рекомендуется обеспечить величину коэффициента перекрытия в пределах $\varepsilon = 1,01 \div 1,05$.

Лист 4. Проектирование кулачкового механизма

1. Построение кинематических диаграмм движения толкателя (ускорения, скорости, перемещения) по заданному закону изменения ускорения толкателя.
2. Определение основных размеров кулачкового механизма наименьших габаритов с учетом максимально допустимого угла давления $\alpha_{доп}$.
3. Построение профиля кулачка (центрального и конструктивно-го).
4. Построение диаграммы изменения угла давления в функции угла поворота кулачка.

Дополнительное задание:
ПРОЕКТИРОВАНИЕ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

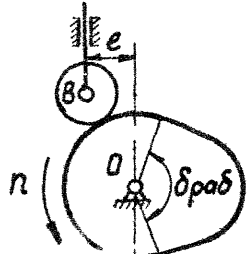


Схема I
(для заданий № 74, 76, 77)

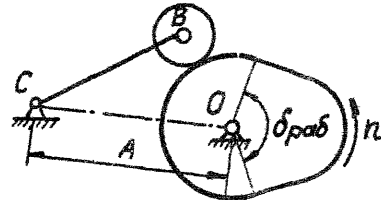
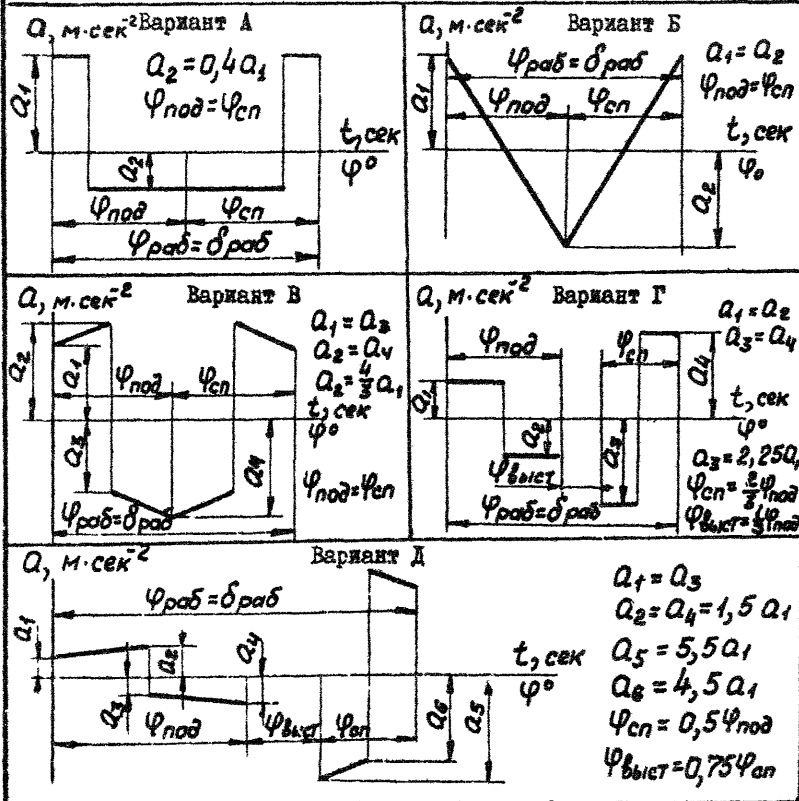


Схема II
(для заданий № 73, 75)

Законы изменения ускорения точки В толкателя



Исходные данные для схемы I

№	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
1	Число оборотов кулачка	n	об/мин	350	380	200	250	300
2	Угол рабочего профиля кулачка	$\delta_{раб}$	град	180	130	150	170	180
3	Внеосность толкателя	e	мм	0,020	0,030	0	0,030	0,035
4	Ход толкателя	h	мм	0,040	0,045	0,025	0,030	0,035
5	Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	град	25	28	29	30	26

Исходные данные для схемы II

№	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
1	Число оборотов кулачка	n	об/мин	600	500	450	550	400
2	Угол рабочего профиля кулачка	$\delta_{раб}$	град	170	162	155	180	140
3	Внеосность толкателя (перемещение точки В)	h	мм	0,024	0,036	0,032	0,026	0,020
4	Длина рычага толкателя	$l_{ос}$	мм	0,075	0,112	0,100	0,080	0,070
5	Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	град	32	34	35	33	31

СОДЕРЖАНИЕ

Задание № 73. Проектирование и исследование механизмов управления летательного аппарата с угловыми соплами	3
Задание № 74. Проектирование и исследование механизмов управления летательного аппарата с качающимся раструбом	8
Задание № 75. Проектирование и исследование механизмов рулевой машины	13
Задание № 76. Проектирование и исследование механизмов рулевой машины с круговым цилиндром	18
Задание № 77. Проектирование и исследование механизмов рулевого гидропривода	23
Задание № 78. Проектирование и исследование механизмов таски	27
Объем и содержание курсового проекта	32
Дополнительное задание: Проектирование кулачкового механизма	34