

## **ВВЕДЕНИЕ**

В процессе выполнения курсового проекта по теории механизмов и машин студент в первую очередь должен приобрести навыки в применении изучаемых им теоретических положений к выполнению практических расчетов.

В настоящее время почти нет машин, в которых не было бы передачи зацеплением и механизма управления. Широкое распространение зубчатых механизмов объясняется повышением быстроходности силовых передач и надежностью их в работе. Правильно рассчитанные зубчатые передачи и планетарные механизмы могут работать до исчерпания своего моторесурса. Такие передачи имеют малые габариты, высокую кинематическую точность и к.п.д., обеспечивают постоянство передаточного отношения на протяжении всего срока эксплуатации.

Большинство механизмов используются в машинах и устройствах, имеющих цикловой характер. Для управления циклом (последовательность открытия и закрытия клапанов двигателя внутреннего сгорания) или выполнения операций подачи топлива в цилиндры и т.д. используются кулачковые механизмы.

В курсовом проекте зубчатые и кулачковые механизмы являются частью общей кинематической схемы проектируемой машины.

Целью данных методических указаний является оказание помощи студентам-заочникам специальности «техническое обеспечение сельскохозяйственного производства» в изучении вопросов синтеза зубчатых и кулачковых механизмов и самостоятельном выполнении этих разделов курсового проекта.

### **1. СИНТЕЗ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЗУБЧАТОГО МЕХАНИЗМА**

В этой теме рассматриваются вопросы синтеза механизмов передач, удовлетворяющих заданным кинематическим и геометрическим критериям. Освойте аналитический и графический методы расчета передаточного отношения зубчатых механизмов, включая и планетар-

ные. Обеспечение заданного передаточного отношения – есть основное условие синтеза планетарного механизма. Изучите общие рекомендации по выбору входного и выходного звеньев заданной схемы планетарного редуктора. На примерах простейших схем по передаточному отношению и условию соосности научитесь подбирать числа зубьев зубчатых колес. Разберитесь с такими понятиями, как условие сборки и соседства.

Большинство технологических процессов выполняются при низких скоростях движения исполнительных звеньев, но требует больших крутящих моментов на входном валу рабочей машины.

Современные двигатели, предназначенные для привода рабочих машин, имеют высокие скорости движения выходного вала, но малый крутящий момент. Для обеспечения требований технологического процесса в большинстве современных машин выходной вал двигателя и входной вал рабочей машины соединяются при помощи передаточных механизмов. Передаточные механизмы увеличивают крутящий момент и уменьшают угловую скорость входного вала рабочей машины. В качестве передаточного механизма в машинах широко применяются ременные, червячные, зубчатые и другие передачи.

*Величина, показывающая, во сколько раз угловая скорость входного вала механизма передач (выходного вала двигателя) меньше (больше) угловой скорости выходного вала (входного вала рабочей машины), называется передаточным отношением.*

В задании на курсовой проект предусматривается синтез передаточного зубчатого механизма, состоящего из планетарной ступени и рядной с неподвижными осями. В задачу синтеза входит определение передаточного отношения механизма передач по угловой скорости выходного вала двигателя и угловой скорости входного вала рабочей машины, а также определение числа зубьев всех колес зубчатого механизма. Последовательность одного из возможных методов синтеза зубчатого механизма передач приведена ниже.

### **1.1. Задание на курсовой проект по синтезу зубчатого механизма**

1. Описать принцип работы механизма.
2. Определить угловые скорости входного и выходного звеньев, а также передаточное отношение редуктора.
3. Найти передаточное отношение рядной ступени, используя заданное число зубьев колес.
4. Определить передаточное отношение планетарной ступени.
5. Провести анализ заданной схемы зубчатого механизма, назначить входное и выходное звенья планетарной ступени.

6. По найденному передаточному отношению, условию соосности и отсутствия подрезания ножек зубьев подобрать числа зубьев зубчатых колес планетарной ступени.

7. По условию соседства и сборки рассчитать числа блоков сателлитов, устанавливаемых в планетарной ступени механизма.

8. Рассчитать геометрические параметры зубчатых колес.

9. Дать качественную оценку по коэффициенту перекрытия пары зубчатых колес и к.п.д. зубчатого механизма.

## 1.2. Зубчатые передачи с неподвижными осями вращения колес

Передаточным отношением зубчатой передачи называется отношение угловой скорости вала, принятого за входной, к угловой скорости вала, принятого за выходной, т.е.

$$U_{1k} = \omega_1 / \omega_k, \text{ или } U_{1k} = n_1 / n_k, \text{ так как } \omega = \pi n / 30. \quad (1.1)$$

Зубчатые передачи могут быть одноступенчатыми и многоступенчатыми. Передаточное отношение многоступенчатой передачи равно произведению передаточных отношений ступеней. Количество ступеней равно числу неподвижных осей минус единица:

$$U_{1k} = U_{12} * \cdot U_{23} * \dots U_{(k-1)k}. \quad (1.2)$$

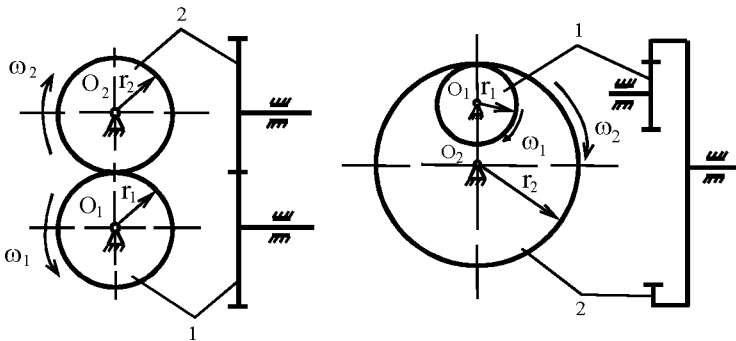


Рис. 1.1. Схемы зацеплений зубчатых колес: а) внешнего; б) внутреннего.

Одноступенчатые передачи делятся на передачи с внешним зацеплением (рис. 1.1а) и с внутренним зацеплением:

$$U_{12} = \omega_1 / \omega_2 = -Z_2 / Z_1 = -r_{w2} / r_{w1} \text{ — для внешнего зацепления;}$$

$$U_{12} = \omega_1 / \omega_2 = Z_2 / Z_1 = r_{w2} / r_{w1} \text{ — для внутреннего зацепления;}$$

где  $Z_1$ ,  $r_{w_1}$  – число зубьев и радиус начальной окружности входного колеса;

$Z_2$  и  $r_{w_2}$  – число и радиус начальной окружности выходного колеса.

Для пары зубчатых колёс с числом зубьев  $Z_1 \geq 17$  радиусы начальных и делительных окружностей совпадают. В этом случае  $r_{w_1} = r_1$ ;  $r_{w_2} = r_2$ .

Для одной пары зубчатых колес передаточное отношение больше 6 конструктивно принимать не рационально, так как резко возрастают габариты механизма в радиальном направлении.

Имея схему передачи и зная числа зубьев или радиусы начальных окружностей колес, можно всегда определить общее передаточное отношение редуктора.

### 1.3. Проектирование планетарных передач

Планетарным называется сложный зубчатый механизм, у которого геометрические оси одного или нескольких колес движутся, а степень подвижности равна единице (рис.1.2).

Колеса с подвижными осями называют сателлитами. Подвижное звено, в котором закреплена ось сателлита, называется водилом. Колеса, геометрические оси которых неподвижны, называются центральными. Неподвижное центральное колесо называется опорным. Планетарные механизмы, изображенные на рис.1.2, получили широкое применение в силовых передачах средней и большой мощности при высоком к.п.д. (0,96 ...0,98). Наличие нескольких сателлитов позволяет значительно снизить габариты, улучшить уравнивание, разгрузить опоры центральных колес и водила, уменьшить массу по сравнению с другими видами передач при тех же передаточных отношениях.

Следует обратить внимание, что каждая пара зубчатых колес планетарной ступени образует только внешнее зацепление (схема а), только внутреннее зацепление (схема б) или смешанное зацепление (схемы в и г), где колеса 1-2 образуют внешнее зацепление, а колеса 3-4 – внутреннее. Различие схем зацепления зубчатых колес планетарного механизма имеет принципиальное значение в определении пределов изменения передаточного отношения механизма.

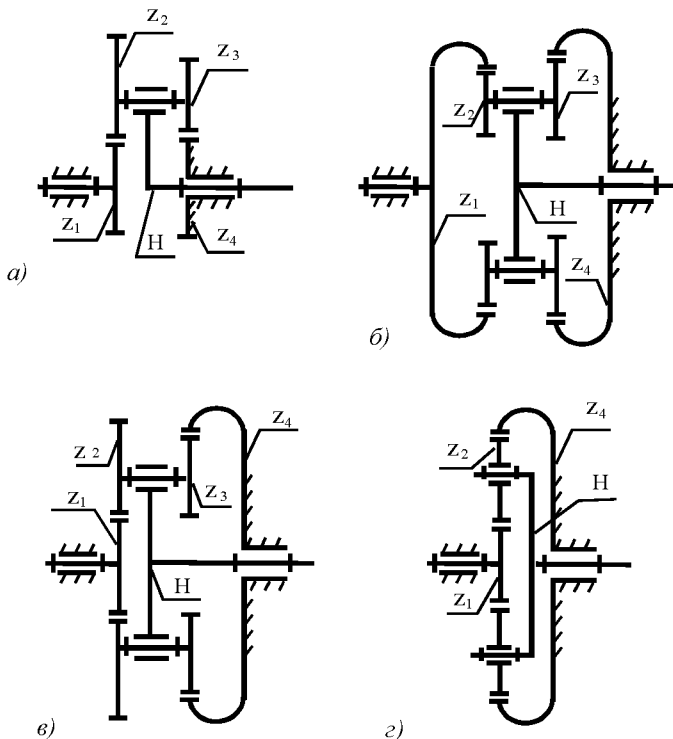


Рис. 1.2. Базовые схемы планетарных механизмов:  
 а) внешнее; б) внутреннее; в и г) смешенное зацепление колес.

### 1.3.1. Определение передаточного отношения зубчатого механизма и распределение его между ступенями

Если центральные колёса  $1$  и  $4$ , а также водило  $H$  в любой из схем (см. рис. 1.2.) планетарных редукторов обеспечить независимым тормозным устройством, то можно получить шесть типов различных передаточных механизмов, которые обеспечат различные передаточные отношения. Так, например, если затормозить водило  $H$  и растормозить колесо  $4$ , то планетарный механизм преобразуется в обыкновенный рядный с неподвижными осями и входным колесом  $1$  или  $4$ . Передаточные отношения такого механизма определяются по следующим зависимостям:

а) при входном колесе  $1$

$$U_{14}^{(H)} = \pm \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_4}{Z_3}; \quad (1.3)$$

в) при входном колесе 4

$$U_{41}^{(H)} = \pm \frac{Z_3}{Z_4} \cdot \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{1}{U_{14}^{(H)}}, \quad (1.4)$$

где  $U_{ab}^{(H)}$  – передаточное отношение от колеса  $a$  к колесу  $b$  при неподвижном водиле ( $H$ );

$z_k$  – число зубьев на колесе  $K$ .

В схеме г следует принять  $z_2 = z_3$ .

В зависимостях (1.3) и (1.4) ставится знак плюс при определении передаточного отношения редукторов, выполненных по схемам а и в (см. рис. 1.2), а знак минус — по схемам б и г.

Если затормозить колесо 4, то в планетарном механизме может быть входным колесо 1 или водило  $H$ . Передаточное отношение определяется по следующим зависимостям:

а) при входном колесе 1 и выходном водиле  $H$

для схем а и б

$$U_{1H}^{(4)} = 1 - U_{14}^{(H)} = 1 - \frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3}; \quad (1.5)$$

для схем в и г

$$U_{1H}^{(4)} = 1 - U_{14}^{(H)} = 1 + \frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3}; \quad (1.6)$$

б) при входном водиле  $H$  и выходном колесе 1

для схем а и б

$$U_{H1}^{(4)} = \frac{1}{1 - U_{14}^{(H)}} = \frac{1}{1 - \frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3}}; \quad (1.7)$$

для схем в и г

$$U_{H1}^{(4)} = \frac{1}{1 - U_{14}^{(H)}} = \frac{1}{1 + \frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3}}. \quad (1.8)$$

Если затормозить колесо 1, то в планетарном редукторе входным может быть колесо 4 или водило  $H$ . Передаточное отношение таких редукторов определяется по следующим зависимостям:

а) при входном колесе 4 и выходном водиле  $H$

$$U_{4H}^{(1)} = 1 - U_{41}^{(H)} = 1 - \frac{1}{U_{14}^{(H)}}; \quad (1.9)$$

б) при входном водиле  $H$  и выходном колесе 4

$$U_{H4}^{(1)} = \frac{1}{1 - U_{41}^{(H)}}. \quad (1.10)$$

В формулах (1.9—1.10) передаточное отношение  $U_{14}^{(H)}$ , выраженное через числа зубьев колес, подставляется с учётом знаков.

В зависимости от числа зубьев зубчатых колес и схемы сборки передаточное отношение планетарных механизмов может быть положительным или отрицательным, по модулю больше или меньше единицы. При отрицательном передаточном отношении входное и выходное звенья механизма будут вращаться в разных направлениях, а при положительном – в одном направлении.

Если передаточное отношение по модулю меньше единицы, то угловая скорость входного звена меньше угловой скорости выходного звена и механизм называется мультипликатором. Если передаточное отношение по модулю больше единицы, то угловая скорость входного звена больше угловой скорости выходного звена и механизм называется редуктором. Для выполнения большинства технологических процессов сельскохозяйственного производства используются редукторы.

Если передаточное отношение планетарного редуктора меньше передаточного отношения рядного редуктора, собранного с тех же колес (планетарного механизма при заторможенном водиле), то планетарный редуктор считается кинематически невыгодным.

### 1.3.2. Область изменения передаточного отношения планетарных механизмов, выполненных по различным схемам

Анализ зависимостей 1.3—1.8 показывает, что: если в планетарных механизмах, выполненных по схемам а и б (рис.1.2), передаточное отношение в обратном движении

$$U_{14}^{(H)} = (Z_2 * Z_4 / Z_1 * Z_3) > 2, \text{ то:}$$

а) механизм будет работать в режиме редуктора при входном зубчатом колесе 1 и выходном водиле  $H$ , обеспечивая отрицательное передаточное отношение  $U_{1H}^{(4)} > [1]$ , при этом  $U_{14}^{(H)} > U_{1H}^{(4)}$  и схема называется кинематически невыгодной, так как конструктивно планетарный механизм более сложен, чем механизм с неподвижными осями;

б) при входном водиле  $H$  и выходном зубчатом колесе 1 механизм будет работать в режиме мультипликатора, обеспечив отрицательное передаточное отношение  $-1 < U_{H1}^{(4)} < 0$ ;

если в планетарных механизмах, выполненных по схемам а и б (рис.1.2), передаточное отношение в обратном движении  $1 < U_{14}^{(H)} < 2$ , то:

а) при входном зубчатом колесе  $I$  и выходном водиле  $H$  механизм будет работать в режиме мультипликатора, обеспечив отрицательное передаточное отношение  $-1 < U_{IH}^{(4)} < 0$ ;

б) при входном водиле  $H$  и выходном зубчатом колесе  $I$  механизм будет работать в режиме редуктора, обеспечивая отрицательное передаточное отношение в пределах  $-\infty < U_{HI}^{(4)} < -1$ ;

– если в схемах а и б (рис.1.2) передаточное отношение  $0 < U_{I4}^{(II)} < 1$ , то :

а) при входном зубчатом колесе  $I$  и выходном водиле  $H$  механизм будет работать в режиме мультипликатора, обеспечив положительное передаточное отношение  $0 < U_{IH}^{(4)} < 1$ ;

б) при входном водиле  $H$  и выходном зубчатом колесе  $I$  механизм будет работать в режиме редуктора, обеспечивая положительное передаточное отношение в пределах  $1 < U_{HI}^{(4)} < +\infty$ ;

– если в планетарных механизмах, выполненных по схемам а и б (рис.1.2), передаточное отношение в обратном движении  $U_{I4}^{(II)} = 2$ , то независимо от входного и выходного звеньев, передаточное отношение в планетарном режиме будет равно  $-1$ , т.е. входное и выходное звенья будут вращаться с одинаковыми угловыми скоростями, но в разном направлении;

– если в планетарных механизмах, выполненных по схемам а и б (рис.1.2), передаточное отношение в обратном движении  $U_{I4}^{(II)} = 1$  (это возможно при условии, что  $Z_1 = Z_4$  и  $Z_2 = Z_3$ ), то при входном зубчатом колесе  $I$  и выходном водиле  $H$  передаточное отношение  $U_{IH}^{(4)} = 0$ , т.е. при вращении колеса  $I$  водило  $H$  будет неподвижно; а при входном водиле  $H$  и выходном зубчатом колесе  $I$  передаточное отношение  $U_{HI}^{(4)} = 1 / (1-1) = \infty$ , что соответствует режиму заклинивания механизма.

Анализ зависимостей 1.9 – 1.10 показывает, что механизмы, выполненные по схемам в и г, могут обеспечить только положительное передаточное отношение при любом варианте сборки. Если в этих механизмах за входное принять зубчатое колесо, а за выходное – водило, то механизм будет работать в режиме редуктора; при входном водиле и выходном колесе – в режиме мультипликатора. При любом варианте сборки схемы в и г кинематически выгодны.

Если в схемах в и г за входное принять зубчатое колесо  $I$  с наружным зубом, а за выходное принять водило, то оптимальное передаточное отношение редуктора будет находиться в пределах  $1,3 < U_{IH}^{(4)} < 6$ . Если же в этих схемах принять за входное зубчатое колесо  $4$  с внутренним зубом, а за выходное водило  $H$ , то передаточное отношение редуктора будет находиться в пределах  $1 < U_{HI}^{(4)} < 2$ .

*При выполнении курсового проекта студенту рекомендуется самостоятельно назначить входное и выходное звенья для задан-*

*ной схемы планетарного механизма так, чтобы обеспечить его работу в режиме редуктора.*

Следовательно, если двухступенчатый передаточный механизм состоит из пары зубчатых колёс внешнего зацепления (рядная ступень) и планетарной ступени, то вал двигателя и вал рабочей машины будут вращаться в одну сторону у механизмов с планетарной ступенью, выполненной по схемам а и б (передаточное отношение всего механизма положительное); вал двигателя и вал рабочей машины будут вращаться в разные стороны у механизмов с планетарной ступенью, выполненной по схемам в и г (передаточное отношение всего механизма отрицательное).

Последовательность определения передаточного отношения всего механизма и распределение его по ступеням рассмотрим на примере рис. 1.3.

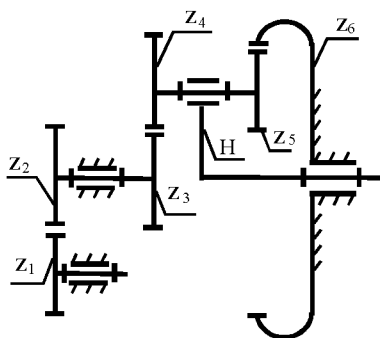


Рис. 1.3. Схема планетарного редуктора.

По заданной угловой скорости выходного вала двигателя и угловой скорости ведущего (входного) вала рабочей машины определяем общее передаточное отношение зубчатой передачи, состоящей из планетарного механизма и одной пары колёс рядного зубчатого зацепления. Так как передаточный механизм включает рядную ступень, состоящую из колёс 1 и 2, и планетарную ступень, выполненную по схеме в (см. рис. 1.2), то вал колеса 1 (вал двигателя) и вал водила H (вал рабочей машины) будут вращаться в разные стороны. Общее передаточное отношение всего механизма будет отрицательным :

$$U = -\frac{\omega_{ДВ}}{\omega_1} = -U_{ПЛ} \cdot U_P, \quad (1.11)$$

где  $\omega_{об}$  — угловая скорость входного вала механизма передач (вала механизма передач, связанного с двигателем);

$\omega_1$  – угловая скорость выходного вала механизма передач (вала механизма передач, связанного с рабочей машиной);

$U_{пл}$  – передаточное отношение планетарной ступени механизма передач ;

$U_p$  – передаточное отношение рядной ступени механизма передач .

Передаточное отношение рядной ступени редуктора определяется через заданное число зубьев  $z_1$  и  $z_2$  по формуле

$$U_p = -\frac{Z_2}{Z_1}, \quad (1.12)$$

где знак минус относится к внешнему зацеплению пары зубчатых колёс 1 и 2.

Из формулы (1.11) с учётом выражения (1.12) определяем передаточное отношение планетарной ступени механизма передач:

$$U_{пл} = \frac{U}{U_p}. \quad (1.13)$$

Определив таким образом передаточное отношение  $U_{пл}$ , необходимо назначить входное и выходное звенья планетарной ступени из условия работы механизма в режиме редуктора. В соответствии с выбранными входным и выходным звеньями, составить расчётную схему механизма передач и приступить к подбору числа зубьев колёс.

#### 1.4. Подбор чисел зубьев планетарного зубчатого механизма

При подборе чисел зубьев колёс для выбранной схемы механизма необходимо учесть ряд условий, а именно, выдержать заданное передаточное число, обеспечить соосность зубчатых колёс, выдержать «условие соседства» сателлитов; обеспечить «условие сборки», отсутствие заклинивания; добиться более высокого к.п.д. передачи. При этом необходимо добиваться компактности и простоты конструкции, простоты сборки, равномерности распределения нагрузки между зубьями колёс.

Наиболее простым методом подбора числа зубьев является метод неопределённых сомножителей, при котором подбор ведётся только по двум условиям — передаточному отношению и условию соосности, а проверка — по условию сборки, соседства, заклинивания и наименьшему суммарному числу зубьев. Обеспечение заданного отношения (с допустимой точностью 1...5%) диктуется требованиями точности выполнения технологического процесса. Передаточное отношение планетарной ступени редуктора определяется по зависимости (1.13) с учётом формул (1.1 и 1.12).

Условие соосности требует размещения осей вращения всех колёс на одной прямой. Для схем механизмов, изображенных на рис. 1.2, условие соосности имеет вид:

$$\text{для схемы а} \quad m_{12}(Z_1 + Z_2) = m_{34}(Z_3 + Z_4); \quad (1.14)$$

$$\text{для схемы б} \quad m_{12}(Z_1 - Z_2) = m_{34}(Z_4 - Z_3); \quad (1.15)$$

$$\text{для схемы в} \quad m_{12}(Z_1 + Z_2) = m_{34}(Z_4 - Z_3); \quad (1.16)$$

$$\text{для схемы г} \quad m_{12}(Z_1 + Z_2) = m_{42}(Z_4 - Z_2); \quad (1.17)$$

где  $m_{12}$ ,  $m_{34}$  — модуль зацепления колёс 1 и 2, 3 и 4.

В задании на курсовой проект принято  $m_{12} = m_{34} = m$ .

Выполнение условия соосности необходимо для обеспечения зацепления сателлитов с центральными колёсами и проворачиваемости вала.

Выполнение условия соседства обеспечит размещение сателлитов вокруг центрального колеса (внутри центрального колеса) так, что соседние сателлиты не будут задевать своими зубьями друг друга.

В общем случае для нулевых цилиндрических передач условие соседства имеет следующий вид:

$$(Z_4 \pm Z_3) \sin \frac{180}{K} \geq Z_3 + 2, (\text{при } \frac{Z_2}{Z_3} < 1); \quad (1.18)$$

$$(Z_1 \pm Z_2) \sin \frac{180}{K} \geq Z_2 + 2, (\text{при } \frac{Z_2}{Z_3} > 1). \quad (1.19)$$

В зависимостях (1.18—1.19) берётся знак плюс при внешнем и минус — при внутреннем зацеплении колёс 1—2.

Возможность установки нескольких сателлитов и их одновременного зацепления с центральными колёсами обеспечивается условиями сборки. Условие сборки планетарных механизмов связывает в одно целое число зубьев зубчатых колёс, числа сателлитов и их взаимное расположение.

Для однорядной планетарной передачи (рис. 1.2, г) условие сборки имеет вид

$$K = \frac{Z_1 + Z_3}{C}, \quad (1.20)$$

где  $K$  — число сателлитов, устанавливаемых в планетарный редуктор;

$C$  — целое число зубьев, на которое нужно повернуть подвижное колесо для установки следующего сателлита.

Для передачи с двойными сателлитами (рис. 1.2, а, в) условие сборки имеет вид

$$K = \frac{Z_1 \cdot Z_3 \pm Z_2 \cdot Z_4}{C \cdot P}, \quad (1.21)$$

где  $P$  — общий наибольший делитель чисел зубьев  $z_2$  и  $z_3$  венцов сателлита. Знак плюс берётся для схемы в, а минус — для схем а и б.

Чтобы избежать заклинивания передач внутреннего зацепления, составленных из эвольвентных нулевых колёс, необходимо выбрать число зубьев каждого колеса передачи больше допустимого минимума  $z_{min}$ . Для колёс с внутренними зубьями при угле зацепления  $\alpha=20^\circ$  и коэффициенте высоты зуба  $\chi=1,0$  принимается  $z_{min}^B=60^\circ$ ; для сцепляющихся с ними колёс с внешними зубьями  $z_{min}^H$  соответственно равно 20 зубьям, а для всей передачи разность чисел зубьев сцепляющихся колёс  $z_B - z_H$  должна быть не менее 8. Во избежание подреза зубьев для передач внешнего зацепления при  $\alpha=20^\circ$  и  $\chi=1,0$  необходимо принять  $z_{min} \geq 17$ .

Размеры планетарного редуктора определяются суммарными числами зубьев всех колёс. Подбор числа зубьев колёс планетарного редуктора методом неопределённых сомножителей рекомендуется выполнять в предлагаемой ниже последовательности.

1. По приведённой схеме (рис. 1.3) планетарного механизма выразить передаточное отношение через числа зубьев по зависимостям (1.3—1.8).

Если входным является зубчатое колесо 3, а выходным — вал водила  $H$ , то передаточное отношение определяется по формуле

$$U_{пл} = U_{3H}^{(6)} = 1 - U_{36}^{(H)}, \quad (1.22)$$

где  $U_{36}^{(H)}$  — передаточное отношение от колеса 3 к колесу 6 редуктора при остановленном водиле  $H$ ;

$U_{3H}^{(6)}$  — передаточное отношение от колеса 3 к водилу  $H$  при неподвижном шестом колесе.

Если по кинематической схеме механизма водило является входным (ведущим) звеном при неподвижном колесе 6, то передаточное отношение определяется по формуле

$$U_{пл} = U_{H3}^{(6)} = \frac{1}{U_{3H}^{(6)} - 1} = \frac{1}{1 - U_{36}^{(H)}}. \quad (1.23)$$

Если передаточное отношение планетарной ступени  $U_{пл}$  больше допустимых пределов, то в кинематическую схему передаточного механизма следует включить две планетарные ступени. Передаточное отношение одной планетарной ступени

$$U_{пл1} = \sqrt{U_{пл}}. \quad (1.24)$$

Передаточное отношение от колеса 3 к колесу 6 редуктора при неподвижном водиле Н определяется через число зубьев по формуле

$$U_{36}^{(H)} = (-1)^n \frac{Z_4 \cdot Z_6}{Z_3 \cdot Z_5}, \quad (1.25)$$

где  $n$  — показатель, равный числу пар зубчатых колёс планетарного механизма с внешним зацеплением. В нашем случае  $n = 1$ .

Выразив из формул (1.22) и (1.23) передаточное отношение  $U_{36}^{(H)}$  обращенного редуктора с учётом зависимости (1.25), получим

$$U_{3H}^{(6)} - 1 = U_{36}^{(H)} = \frac{Z_4 \cdot Z_6}{Z_3 \cdot Z_5}, \quad (1.26)$$

$$\frac{1 - U_{H3}^{(6)}}{U_{H3}^{(6)}} = U_{36}^{(H)} = \frac{Z_4 \cdot Z_6}{Z_3 \cdot Z_5}. \quad (1.27)$$

2. Из зависимостей (1.26)–(1.27) определяется численное значение передаточного отношения  $U_{36}^{(H)}$ . Это число представляется в виде неопределённых сомножителей  $a$ ,  $b$ ,  $c$  и  $d$  следующим образом:

$$U_{36}^{(H)} = \frac{Z_4 \cdot Z_6}{Z_3 \cdot Z_5} = \frac{a \cdot b}{c \cdot d}. \quad (1.28)$$

Численные значения сомножителей следует определить так, чтобы обеспечивалось заданное передаточное отношение  $U_{36}^{(H)}$ . При этом необходимо помнить, что неподвижное колесо на схеме должно иметь наибольшее число зубьев и ему должен соответствовать больший из неопределённых сомножителей. В случае иррациональности значений  $U_{36}^{(H)}$  неопределённые сомножители следует подобрать так, чтобы расчётное передаточное отношение отличалось от заданного не более чем на  $\pm 5\%$ . Таких численных сомножителей будет бесконечное множество. Необходимо просчитать несколько вариантов и выбрать тот, который удовлетворяет всем условиям: соседства, сборки, заклинивания и имеет наименьшее суммарное число зубьев. Например, пусть задано передаточное отношение

$$U_{36}^{(H)} = \frac{Z_4 \cdot Z_6}{Z_3 \cdot Z_5} = 6,51.$$

Округлим данное передаточное отношение на  $\pm 5\%$ , что составит 0,32. Тогда расчётное передаточное отношение будет находиться в пределах  $6,19 \leq U_{36}^{(H)} \leq 6,83$ . К расчёту принимаем  $U_{36}^{(H)} = 6,5$ . В данном случае численное значение передаточного отношения

$$U_{36}^{(H)} = 6,5 \neq 6,51.$$

Ошибка не превышает  $\pm 5\%$ , что допустимо по условию обеспечения передаточного отношения.

Это передаточное отношение можно представить в виде произведения неопределённых множителей:

$$\frac{Z_4 \cdot Z_6}{Z_3 \cdot Z_5} = \frac{a \cdot b}{c \cdot d} = \frac{5 \cdot 13}{5 \cdot 2} = \frac{5 \cdot 13}{2 \cdot 5} = \frac{10 \cdot 13}{5 \cdot 4}.$$

В данном случае множитель  $a$  пропорционален  $z_4$ :

$$b \Rightarrow z_6; \quad c \Rightarrow z_3; \quad d \Rightarrow z_5.$$

Смножителями  $a, b, c, d$  могут быть любые положительные числа, удовлетворяющие передаточному отношению. Для различных вариантов численные значения этих множителей удобно представить в виде табл. 1.1.

Таблица 1.1. Численные значения неопределённых множителей

Смножитель	В а р и а н т		
	1-й	2-й	3-й
a	5	5	10
b	13	13	13
c	5	2	5
d	2	5	4

### 3. Чтобы обеспечить условие соосности

$$z_3 + z_4 = z_6 - z_5, \quad (1.29)$$

когда все колёса одного модуля, необходимо ввести множители  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ . В этом случае условие соосности, выраженное через неопределённые множители, примет вид

$$\gamma(a + c)\alpha_1 = \gamma(b - d)\alpha_2. \quad (1.30)$$

Проще всего принять в качестве дополнительных множителей  $\alpha_1 = (b - d)$  и  $\alpha_2 = (a + c)$ . Тогда условие соосности примет вид

$$a(b - d)\gamma + c(b - d)\gamma = b(a + c)\gamma - d(a + c)\gamma. \quad (1.31)$$

Следовательно,

$$\begin{aligned} z_4 &= a(b - d)\gamma; \quad z_6 = b(a + c)\gamma; \\ z_3 &= c(b - d)\gamma; \quad z_5 = d(a + c)\gamma, \end{aligned} \quad (1.30)$$

где  $\gamma$  – любое положительное число, определяемое из условия отсутствия подрезания ножек зубьев.

Определение чисел зубьев колёс всех выбранных вариантов приведено в табл. 1.2.

Для всех вариантов коэффициент  $\gamma$  определяем из условия отсутствия подрезания ножек зубьев. Определение коэффициента  $\gamma$  рассмотрим на примере первого варианта.

Таблица 1.2. Определение числа зубьев колёс планетарного редуктора

Расчётные формулы	Варианты					
	1-й		2-й		3-й	
	$z \cdot \gamma_1$	$\gamma_1=1$	$z \cdot \gamma_2$	$\gamma_2=1$	$z \cdot \gamma_3$	$\gamma_3=0,4$
$z_4 = a(b-d) \gamma$	55	55	40	40	90	36
$z_6 = b(a+c) \gamma$	130	130	91	91	195	78
$z_3 = c(b+d) \gamma$	55	55	16	16	45	18
$z_5 = d(a+c) \gamma$	20	20	35	35	60	24
$z_{\text{сум}}$	-	260	-	182	-	180

Согласно кинематической схеме (рис. 1.3), колесо  $z_6$  имеет внутренние зубья. Для этого колеса  $z_{\min} \geq 60$  при  $\alpha = 20^\circ$  и  $\chi = 1,0$ . Следовательно,  $z_6 = 130 \gamma_1' \geq 60$ , откуда  $\gamma_1' \geq \frac{60}{130} = 0,46$ . С колесом  $z_6$  находится в зацеплении колесо  $z_5$ . Для этого колеса  $z_{\min} \geq 20$ . Следовательно,  $z_5 = 20 \gamma_1'' \geq 20$ , откуда  $\gamma_1'' \geq \frac{20}{20} = 1$ . Колеса  $z_3$  и  $z_4$  имеют внешнее зацепление. Для этой пары зубчатых колёс  $z_{\min} > 17$ . В этом случае  $z_3 = z_4 = 55 \gamma_1''' \geq 17$ , откуда

$$\gamma_1''' \geq \frac{17}{55} = 0,3.$$

Для исключения отсутствия подрезания ножек зубьев в первом варианте следует принять  $\gamma_1 = \gamma_1'' = 1$ . В общем случае коэффициент  $\gamma$  принимают из условия отсутствия подрезания ножек зубьев таким, чтобы числа зубьев колёс были целыми. Число зубьев колёс с внутренними зацеплениями в целях уменьшения габаритов редуктора не рекомендуется принимать больше 100. Следовательно, числа зубьев колёс должны находиться в диапазоне  $17 \leq z \leq 100$ .

Аналогично определяются коэффициенты  $\gamma$  для всех остальных вариантов расчета. В нашем случае  $\gamma_1 = 1$ ,  $\gamma_2 = 1$ ,  $\gamma_3 = 0,4$ . По принятым значениям  $\gamma$  определяем числа зубьев всех колёс во всех вариантах (табл. 1.2).

Анализ данных таблицы показывает, что число зубьев, рассчитанное по варианту 1, не удовлетворяет ограничениям по габаритам редуктора, т.е.  $z_6 = 130 > 100$ . Поэтому в дальнейшем расчёт по этому варианту производить не следует.

Проверяем расчётные числа зубьев варианта 2 и 3 по условиям сооседства

$$\sin \frac{180}{K} \geq \frac{z_{6c} + 2}{z_{cк} + z_{6c}} \quad \text{или} \quad \sin \frac{182}{K} \geq \frac{z_{6c} + 2}{z_{cк} - z_{6c}}, \quad (1.31)$$

и сборки

$$C = \frac{Z_3 \cdot Z_5 + Z_4 \cdot Z_6}{KP}, \quad (1.32)$$

где  $K$  – число блоков сателлитов ( $K=3-4$ );

$Z_{6c}$  – большее из числа зубьев колёс блока сателлитов;

$Z_{ck}$  – число зубьев центрального колеса, с которым в зацеплении находится сателлит  $Z_{6c}$ ;

$P$  – наибольший делитель чисел  $Z_4$  и  $Z_5$ ;

$C$  – любое целое число.

Расчёты по условиям (1.31) и (1.32) представлены в табл. 1.3.

Таблица 1.3. Определение числа зубьев планетарного редуктора по условию соседства и сборки

Вариант	Условие соседства		Условие сборки	
	K=3	K=4	P=5, K=3	P=6, K=4
2	+	—	+	—
3	+	+	—	+

П р и м е ч а н и е. В табл. 1.4 знак плюс указывает, что требуемое условие выполняется, минус – не выполняется.

Анализ табл. 1.3 показывает, что по варианту 2 можно изготовить планетарный редуктор с тремя блоками сателлитов, а по варианту 3 в планетарный редуктор следует поставить четыре блока сателлитов.

Суммарное число зубьев, определяемое по табл. 1.2, показывает, что редуктор, изготовленный по варианту 3 будет компактнее, чем по второму варианту, так как  $z_{сум2} > z_{сум3}$ .

### 1.5. Определение геометрических параметров зубчатых колёс

Задача состоит в том, чтобы по заданному модулю  $m$  и числам зубьев  $z_1, z_2, \dots, z_6$  определить геометрические параметры нулевых эвольвентных зубчатых колёс передаточного механизма (рис.1.4).

Эвольвентные профили зубьев удовлетворяют основному условию синтеза зубчатого зацепления – получению заданного передаточного отношения. Выполнение условия синтеза зависит в первую очередь от размеров зубьев. Эти размеры удобно задавать в долях модуля. Все размеры зубчатого колеса пропорциональны модулю и определяются по следующим формулам:

$$\text{высота головки зуба } h_a = m; \quad (1.33)$$

$$\text{высота ножки зуба } h_f = 1,25 m; \quad (1.34)$$

$$\text{высота зуба } h = 2,25 m; \quad (1.35)$$

$$\text{диаметр делительной окружности } d = mz; \quad (1.36)$$

$$\text{диаметр окружности вершин зубьев } d_a = m(z \pm 2); \quad (1.37)$$

$$\text{диаметр окружности впадин зубьев } d_f = m(z \pm 2,5); \quad (1.38)$$

$$\text{угловой шаг зацепления } \tau = \frac{2\pi}{Z}; \quad (1.39)$$

$$\text{окружной шаг зацепления } p = \pi m; \quad (1.40)$$

$$\text{толщина зуба по делительной окружности } s = 0,5\pi m; \quad (1.41)$$

$$\text{межосевое расстояние } a = 0,5m(z_1 \pm z_2). \quad (1.42)$$

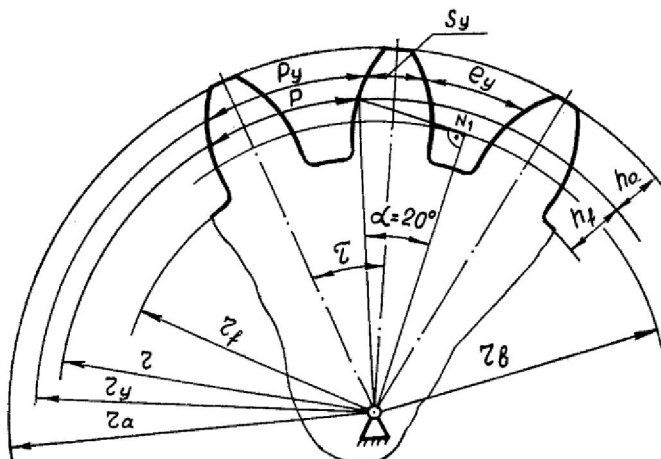


Рис. 1.4. К определению геометрических размеров зубчатого колеса.

В зависимостях (1.37), (1.42) знак плюс относится к внешнему зацеплению, а минус – к внутреннему. В зависимости (1.38) знак минус относится к внешнему зацеплению, а плюс – к внутреннему. По полученным данным определяются качественные показатели зацепления:

- коэффициент перекрытия пары зубчатых колёс  $z_1$  и  $z_2$ ;
- коэффициент полезного действия планетарной ступени и всего механизма передач;
- мощность, потребляемая машинным агрегатом.

Формулы, по которым определяются данные показатели, приведены в следующем разделе.

## 1.6. Синтез зубчатого зацепления

### 1.6.1. Определение геометрических параметров коррегированных зубчатых колёс

Задача состоит в том, чтобы по заданному модулю и числам зубьев  $z_1$  и  $z_2$  определить геометрические параметры эвольвентного зубчатого

зацепления непланетарной части механизма при условии отсутствия подрезания ножек зуба у меньшего колеса (рис. 1.5).

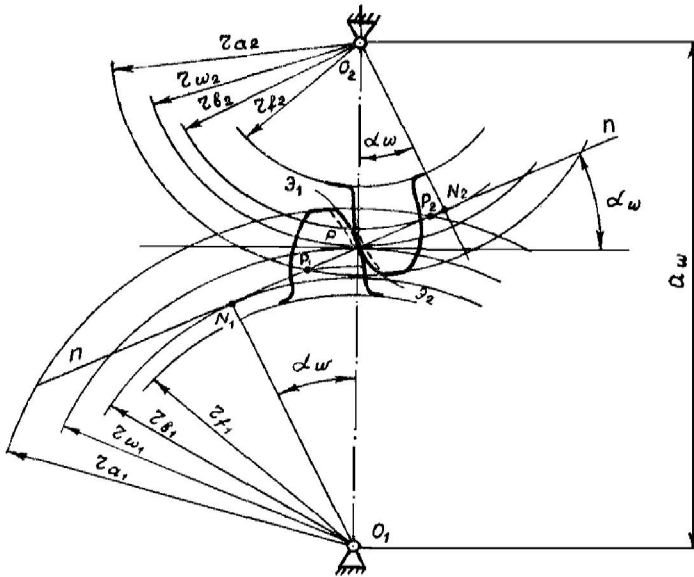


Рис. 1.5. Схема зацепления пары зубчатых колёс.

В соответствии с ГОСТ 9587–2001, для пары зубчатых колёс, находящихся в зацеплении, принято:

угол зацепления при нарезании  $\alpha = 20^\circ$ ; радиальный зазор  $C=0,25$ ; радиус переходной кривой  $\rho_t = 0,38$ ; высота делительной головки зуба  $h_a=1$ .

**Порядок расчёта.** 1. Определить коэффициенты смещения инструмента из условия отсутствия подрезания ножек зуба:

$$X_1 = \frac{17 - Z_1}{17}, X_2 = \frac{17 - Z_2}{17}. \quad (1.43)$$

Если  $z_1 > 17$ , то принять  $x_1 = 0$ , если  $z_2 > 17$ , то  $x_2 = 0$ .

2. Определить угол зацепления при сборке

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{inv} \alpha + \frac{2(X_1 + X_2)}{Z_1 + Z_2} \operatorname{tg} \alpha, \quad (1.44)$$

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{tg} \alpha - \alpha,$$

где  $\alpha = 20^\circ$ ;

$\operatorname{inv} \alpha_w$  – эвольвентная функция, рассчитанная по зависимости

$inv\alpha_w = tg\alpha - \alpha$ . Численные значения функции для  $\alpha_w = \alpha = 20 \dots 45^\circ$  представлено в табл. 1.4.

3. Определить межцентровое расстояние

$$A = \frac{m}{2}(z_1 + z_2), \quad A_w = \frac{m(z_1 + z_2)\cos\alpha}{2\cos(\alpha_w)}. \quad (1.45)$$

4. Найти начальные диаметры

$$d_{w_1} = mz_1 \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w}; \quad d_{w_2} = mz_2 \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w}. \quad (1.46)$$

5. Определите делительные диаметры

$$d_1 = mz_1, \quad d_2 = mz_2. \quad (1.47)$$

6. Определите коэффициент воспринимаемого смещения

$$y = \frac{a_w - a}{m}. \quad (1.48)$$

7. Вычислить коэффициент уравнительного смещения

$$\Delta y = (x_1 + x_2) - y. \quad (1.49)$$

8. Определите диаметры вершин зубьев колёс

$$d_{a_1} = d_1 + 2(h_a + x_1 - \Delta y)m; \quad (1.50)$$

$$d_{a_2} = d_2 + 2(h_a + x_2 - \Delta y)m. \quad (1.51)$$

9. Найти диаметры впадин зубчатых колёс

$$d_{f_1} = d_1 - 2(h_a + c - x_1)m; \quad (1.52)$$

$$d_{f_2} = d_2 - 2(h_a + c - x_2)m. \quad (1.53)$$

10. Рассчитать основные диаметры

$$d_{b_1} = mz_1\cos\alpha; \quad (1.54)$$

$$d_{b_2} = mz_2\cos\alpha. \quad (1.55)$$

11. Рассчитать толщину зуба по делительной окружности

$$s_1 = m\left(\frac{\pi}{2} + 2x_1tg\alpha\right); \quad (1.56)$$

$$s_2 = m\left(\frac{\pi}{2} + 2x_2tg\alpha\right). \quad (1.57)$$

## 1.7. Определение качественных показателей работы зубчатого зацепления

### 1. Коэффициент перекрытия

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{z_1 \operatorname{tg} \alpha_{a_1} + z_2 \operatorname{tg} \alpha_{a_2} - (z_1 + z_2) \operatorname{tg} \alpha_w}{2\pi}, \quad (1.58)$$

где

$$\cos \alpha_{a_1} = \frac{d_{b_1}}{d_{a_1}}; \quad \cos \alpha_{a_2} = \frac{d_{b_2}}{d_{a_2}}. \quad (1.59)$$

Коэффициент перекрытия характеризует плавность работы передачи и изменяется от 1 до 2.

Т а б л и ц а 1.4. Значение эвольвентной функции  $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$

Угол $\alpha$	0,0	10'	20'	30'	40'	50'
20°	0,0149	0,0153	0,0157	0,0161	0,0165	0,0169
21°	0,0173	0,0178	0,0182	0,0187	0,0191	0,0196
22°	0,0200	0,0205	0,0210	0,0215	0,0220	0,0225
23°	0,0230	0,0236	0,0241	0,0247	0,0252	0,0258
24°	0,0263	0,0269	0,0275	0,0281	0,0287	0,0293
25°	0,0300	0,0306	0,0313	0,0319	0,0326	0,0333
26°	0,0339	0,0346	0,0353	0,0361	0,0368	0,0375
27°	0,0383	0,0390	0,0398	0,0406	0,0414	0,0422
28°	0,0430	0,0438	0,0447	0,0455	0,0464	0,0473
29°	0,0482	0,0491	0,0500	0,0509	0,0518	0,0529
30°	0,0537	0,0547	0,0557	0,0567	0,0577	0,0588
31°	0,0598	0,0608	0,0619	0,0630	0,0641	0,0652
32°	0,0664	0,0675	0,0686	0,0698	0,0710	0,0722
33°	0,0734	0,0747	0,0759	0,0772	0,0785	0,0798
34°	0,0811	0,0824	0,0838	0,0851	0,0865	0,0879
35°	0,0893	0,0908	0,0922	0,0937	0,0951	0,0967
36°	0,0982	0,0998	0,1013	0,1029	0,1045	0,1061
37°	0,1078	0,1094	0,1111	0,1128	0,1145	0,1163
38°	0,1181	0,1199	0,1216	0,1234	0,1253	0,1272
39°	0,1291	0,1310	0,1329	0,1349	0,1369	0,1389
40°	0,1409	0,1430	0,1451	0,1472	0,1494	0,1515
41°	0,1537	0,1559	0,1582	0,1604	0,1627	0,1650
42°	0,1674	0,1697	0,1721	0,1745	0,1770	0,1795
43°	0,1820	0,1846	0,1871	0,1897	0,1924	0,1950
44°	0,1977	0,2005	0,2032	0,2060	0,2088	0,2117
45°	0,2146	0,2175	0,2205	0,2234	0,2265	0,2296

### 1.7.1. Определение коэффициента полезного действия зубчатого механизма

Коэффициент полезного действия зубчатого механизма определяется в рекомендуемой ниже последовательности.

1. Определить к.п.д. редуктора, используя одну из формул, приведенных в табл. 1.5, в зависимости от величины передаточного отношения и типа входного звена механизма.

Таблица 1.5. Расчётные формулы к.п.д. планетарных редукторов

Вводное звено: при $0 < U_{пл} < 1$	При остальных значениях
Зубчатое колесо $\eta = \frac{1}{U_{пл}} \left[ 1 - \frac{1}{\eta_{(H)}} (1 - U_{пл}) \right]$	$\eta = \frac{1}{U_{пл}} \left[ 1 - \eta_{(H)} (1 - U_{пл}) \right]$
Водило $\eta = \frac{U_{пл}}{\left[ 1 - \eta_{(H)} (1 - U_{пл}) \right]}$	$\eta = \frac{U_{пл}}{1 - \frac{1}{\eta_{(H)}} (1 - U_{пл})}$

Здесь  $\eta_{(H)}$  – к.п.д. обращённого механизма. Принимаем коэффициент полезного действия каждой пары колёс  $\eta_1 = 0,96$ .

Тогда

$$\eta_{(H)} = (\eta_1)^n, \quad (1.61)$$

где  $n$  – число пар колёс планетарной ступени, одновременно находящихся в зацеплении.

2. Найти общий к.п.д. зубчатого механизма:

$$\eta_{зм} = \eta_{ряд} \cdot \eta. \quad (1.62)$$

3. Вычислить мощность, потребляемую машинным агрегатом,

$$N = \frac{N_{\text{ЭФ}}}{\eta_{зм} \cdot \eta_{рм}}, \quad (1.63)$$

где  $\eta_{рм}$  – к.п.д. рабочей машины.

4. Сделать краткий анализ и выводы по результатам синтеза зубчатого механизма.

## 2. СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

### 2.1. Исходные данные и порядок проектирования кулачкового механизма

Во второй части курсового проекта ставится задача – определить размеры кулачкового механизма по заданной схеме и закону движения исполнительного звена, а также построить профиль кулачка.

Основными размерами кулачкового механизма являются:  $r_0$  – начальный радиус центрального профиля кулачка;  $e$  – эксцентриситет;  $l$  – длина коромысла;  $A$  – межцентровое расстояние;  $h$  – максимальное перемещение толкателя;  $R_p$  – радиус ролика;  $R_{max}$  – максимальный радиус кулачка.

При решении задач синтеза один из этих размеров задаётся, а другие определяются из расчётов поэтапного проектирования механизма. Последовательность проектирования кулачкового механизма по этапам следующая:

1. Выбор типа механизма;
2. Выбор и обоснование размеров движения толкателя;
3. Определение основных размеров звеньев;
4. Графическое построение профиля кулачка.

#### 2.1.2. Выбор типа механизма

По заданной кинематической схеме описывается тип механизма, принцип его работы, производится классификация кинематических пар, назначается способ замыкания высшей пары.

#### 2.1.3. Выбор и обоснование закона движения толкателя

Определить основные фазы работы кулачкового механизма, а также углы поворота кулачка, соответствующие этим фазам. По заданному закону движения толкателя описать условия динамической работы механизма на каждой фазе.

### 2.2. Определение основных размеров механизма

При проектировании кулачкового механизма необходимо соблюдать следующую последовательность:

1. Выписать и внимательно изучить исходные данные для проектирования, тип механизма и законы движения толкателя на фазе удаления и возврата;
2. Определить рабочий угол профиля кулачка

$$\varphi_p = \varphi_y + \varphi_\partial + \varphi_\partial; \quad (2.1)$$

3. Определить максимальные значения аналогов скорости и аналогов ускорения толкателя на фазе удаления и возврата, используя исходные данные, закон движения толкателя на данной фазе и аналитические зависимости, приведенные в задании на проектирование кулачкового механизма. При этом необходимо помнить, что значения углов в расчётные зависимости нужно подставлять в радианах.

4. Рассчитать значение масштабных коэффициентов по осям координат:

$$\text{по оси } \varphi \rightarrow \mu_\varphi = \frac{\varphi_p}{(0-17)} \left( \frac{p\alpha\partial}{\text{мм}} \right),$$

где  $(0-17)$  – длина отрезка в миллиметрах от начала координат до точки 17, изображающего рабочий угол профиля кулачка. Для того чтобы масштаб  $\mu_\varphi$  соответствовал ГОСТу, длину отрезка  $(0-17)$  определите из соотношения

$$(0-17) = \frac{\varphi_p \cdot L}{2\pi},$$

где  $L$  следует принять одно из значений: 62,8; 125,6; 251,2 или 324 (мм).

Масштабный коэффициент по оси  $a_\varphi$  выберите из соотношения

$$\mu_{a_\varphi} = \frac{a_{\varphi\max}}{V_{a\max}} \left( \frac{M}{\text{мм}} \right), \quad (2.2)$$

где  $V_{max}$  следует принять в пределах 60 – 120 мм таким, чтобы  $\mu_{a_\varphi}$  соответствовал ГОСТу.

5. Определить абсциссу, изображающую угол удаления, дальнего стояния и угол возврата, и отложить эти отрезки на оси  $\varphi$ :

$$X_y = \frac{\varphi_y}{\mu_\varphi} (\text{мм}), X_d = \frac{\varphi_d}{\mu_\varphi} (\text{мм}), X_B = \frac{\varphi_B}{\mu_\varphi} (\text{мм}).$$

Таким образом,

$$(0-17) = X_y + X_d + X_B. \quad (2.3)$$

6. Разделить независимо угол удаления и угол возврата на восемь равных частей и построить диаграммы аналогов ускорений (рис. 2.1,а).

7. Произвести графическое интегрирование диаграммы ускорений и построить диаграмму аналогов скоростей. Его производят в следующей последовательности:

а) на каждом участке разбиения на фазах удаления и возврата заменить криволинейную трапецию равновеликим прямоугольником, и высоту этого прямоугольника спроецировать на ось ординат (точки 1', 2', 3', ..., 17');

б) определить и отложить полюсные расстояния  $H_1$  из соотношения  $H_1=1/\mu_\varphi$ , тогда диаграмма аналогов ускорений и скоростей будут построены в одном масштабе

$$\mu_{a\varphi} = \mu_{v\varphi}; \quad (2.4)$$

в) соединить лучами точки  $1', 2', \dots, 17'$  с точкой  $\pi$ ;

г) построить новую систему осей координат  $V_\varphi - \varphi$ , сохранив по оси  $\varphi$  масштаб и разбивку;

д) провести из начала координат линию, параллельную лучу, до пересечения с вертикалью, проведенной из точки  $1$ . Из точки пересечения провести линию, параллельную лучу  $\pi 1'$ , до пересечения с вертикалью, проведенной из точки  $1$ ; из точки пересечения провести линию, параллельную лучу  $\pi 2'$  до пересечения с вертикалью, проведенной из точки  $2$  и т. д.;

е) полученная ломаная линия представляет собой диаграмму изменения аналога скорости толкателя в функции от угла поворота кулачка (рис. 2.1, б, в).

8. Произвести аналогическим способом графическое интегрирование диаграммы аналога скорости и построить диаграмму перемещения толкателя.

Величину полюсного расстояния принять равной  $H_2=H_1$ , тогда все диаграммы будут построены в одном масштабе  $\mu_{a\varphi} = \mu_{v\varphi} = \mu_s$ .

9. Спроецировать ход толкателя на ось ординат, получить разбивку хода на фазе удаления – точки  $A_1, A_2, A_3, \dots, A_8$  и на фазе возврата – точки  $A_9, A_{10}, \dots, A_{17}$  (рис. 2.1, в).

### 2.2.1. Определение радиуса основной шайбы кулачка

**1. Поступательно движущийся толкатель с роликом.** Построить диаграмму  $V_\varphi = V(S)$  методом исключения параметра  $\varphi$  из диаграмм  $V_\varphi = V(\varphi)$  и  $S = S(\varphi)$ . При этом по осям координат  $V_\varphi$  и  $S$  масштабные коэффициенты должны быть одинаковы. Под заданными углами давления  $\Theta_y$  и  $\Theta_B$  провести касательные к диаграмме  $V_\varphi = V(S)$ , как указано на рис. 2.2,а. Точка  $O$  пересечения касательных может быть выбрана за ось вращения кулачка, при этом радиус основной шайбы  $r_{0min}$  будет минимальным. Смещение оси вращения кулачка от линии движения толкателя определит величину эксцентриситета  $e$  (рис. 2.2,а).

**Построение профиля кулачка.** В выбранном масштабе проводят окружность основной шайбы кулачка и окружность эксцентриситета,





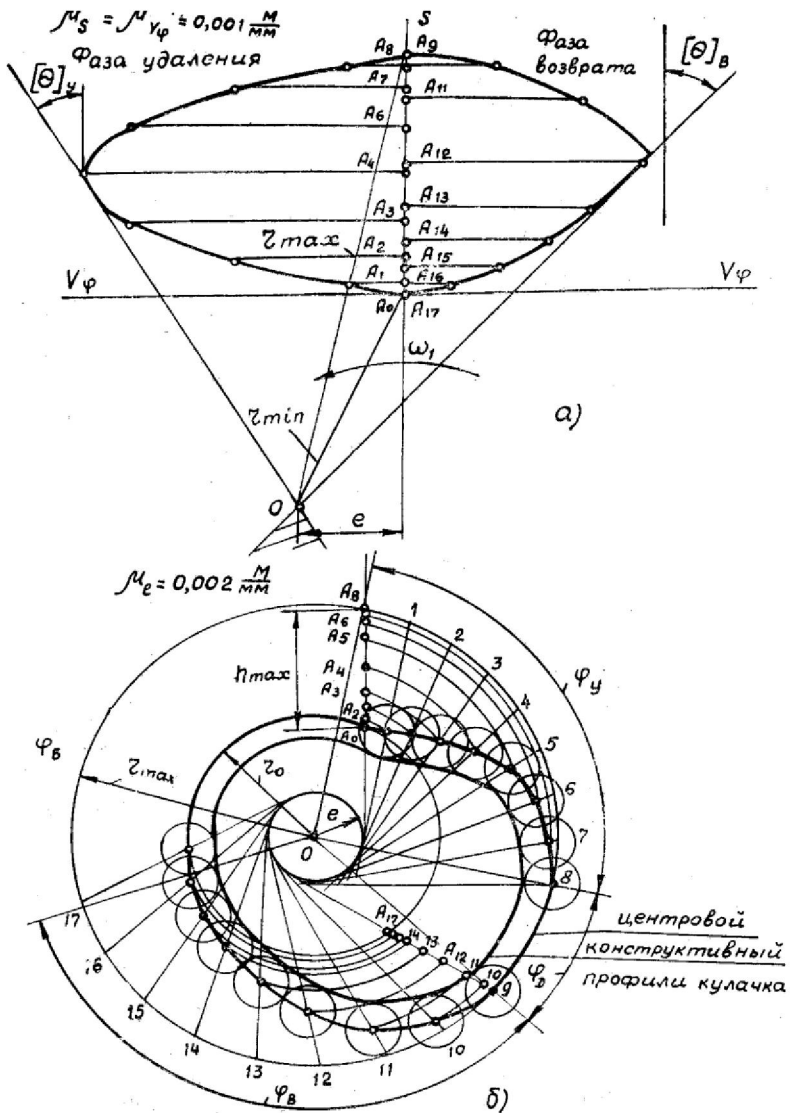


Рис. 2.2. Определение радиуса основной шайбы и построение профиля кулачка при поступательном движении толкателя.

окружность радиуса  $R_{max}$  и отмечают линию движения толкателя  $A_0A_8$ , проведя касательную к окружности эксцентриситета  $e$ . От линии  $OA_8$  откладывают фазовые углы  $\varphi_y, \varphi_\delta, \varphi_e$ . Делят фазовые углы на восемь равных частей и через каждую точку деления проводят касательные к окружности эксцентриситета. На линии  $A_0A_8$  отмечают разбивку хода толкателя на фазе удаления и на линии  $A_9A_{17}$  – на фазе возврата. Пересечения одноимённых касательных и дуг окружностей определяют положение оси ролика толкателя. Соединив плавной кривой полученные точки, строится центровой профиль кулачка (рис. 2.2,б).

Радиус ролика принять  $R_p \leq r_0$ , но так, чтобы  $D_p \geq 10$  мм.

Построить конструктивный профиль кулачка.

**2. Коромысловый толкатель с роликом.** Для кулачкового механизма с коромысловым толкателем определяют радиус основной шайбы кулачка, а также межцентровое расстояние  $A$ . Исходными данными при проектировании являются фазовые углы, длина коромысла  $l$  и угол качания коромысла  $\Delta\psi$ . Между ходом толкателя, длиной коромысла и углом качания имеется следующая взаимосвязь:

$$\Delta h = l \Delta \psi. \quad (2.5)$$

Расчёт и построение профиля кулачка провести в следующей последовательности:

а) определить угол качания коромысла

$$\Delta \psi = \frac{\Delta h(m)}{l(m)} (\text{рад});$$

б) выбрать масштабный коэффициент  $\mu_s$ ;

в) из точки  $O$  построить крайние положения коромысла, соответствующие углу качания  $\Delta\psi$ . На дуге  $A_0A_8$  отложить ход толкателя на фазе удаления, а на  $A_9A_{17}$  – на фазе возврата. Используя кинематические диаграммы, построить диаграмму  $V_\varphi = V(S)$ . Провести под допустимыми углами давления  $\Theta$  касательные к векторам аналогов скоростей, получить точку  $O_1$  – центр вращения кулачка, одновременно определить и межосевое расстояние  $A$  (рис. 2.3,а).

Построение профиля кулачка произвести в следующей последовательности:

а) из общего центра – точки  $O$  – провести окружность радиуса  $r_0$  и  $l_{q0}$  – окружность центра коромысла;

б) из произвольной точки на окружности центров коромысла провести дугу радиусом, равным длине коромысла до пересечения с окружностью  $r_0$ . Получим точку  $A_0$ ;

в) от точки  $A_0$  отложить дугу качания коромысла и на неё нанести разметку хода толкателя на фазе удаления – точки  $A_1, A_2, A_3, \dots, A_8$ ;

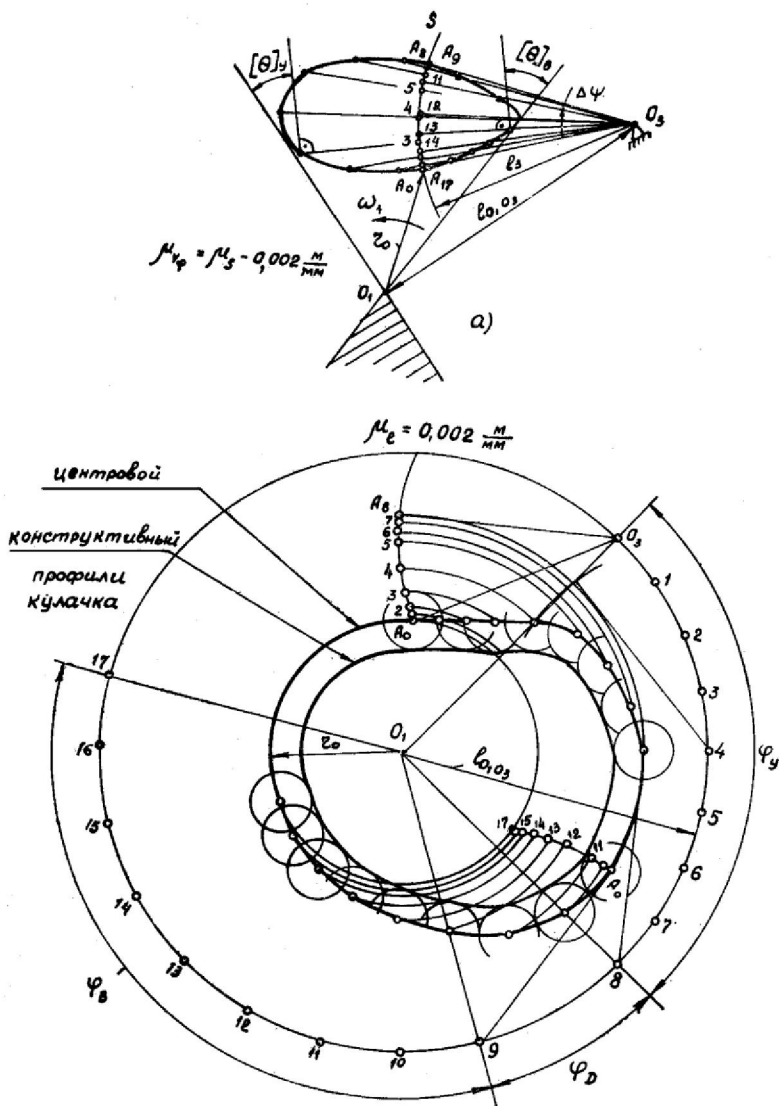


Рис. 2.3. Определение радиуса основной шайбы и построение профиля кулачка при движении коромыслового толкателя с роликом.

г) от точки  $A_3$  по дуге окружности центров коромысла отложить угол удаления, угол дальнего стояния, угол возврата в направлении, обратном вращению кулачка;

д) дугу окружности центров на фазе удаления и возврата поделить на восемь равных частей в соответствии кинематическими диаграммами;

е) провести дуги окружностей из центра  $O_1$  радиусом  $O_1A$  до пересечения с одноимёнными дугами окружностей радиусом  $l$ , проведёнными из одноимённых центров положения коромысел;

ж) соединив плавной линией точки (пункт е), получим профиль кулачка на фазе удаления. Аналогичным способом строят центральной профиль кулачка на фазе возврата (рис. 2.3, д).

**3. Кулачковый механизм с плоским толкателем.** Радиус основной шайбы кулачка определяют из условия выпуклости профиля:

а) графически исключая параметр  $\varphi$ , построить диаграмму  $a\varphi = a(S)$ , используя диаграммы движения толкателя (рис. 2.4,а). Масштабные коэффициенты по осям координат должны быть одинаковы (рис. 2.4,а);

б) провести под углом  $45^\circ$  касательную к отрицательным значениям  $a_\varphi$  и найти точку пересечения касательной с осью  $S$ , увеличив расстояние  $O_1'O$  на 10 мм, определить радиус основной шайбы кулачка;

в) провести окружность радиусами  $r_0$  и  $r_0 + S_{max}$ , затем отложить фазовые углы  $\varphi_3, \varphi_6, \varphi_9$ . Угол удаления и возврата поделить на восемь равных частей. На линии  $A_0A_8$  и  $A_9A_{17}$  нанести перемещение толкателя. Положение тарелки толкателя определить на пересечении одноимённых дуг и радиальных прямых (точки 2', 3', 4' и т. д.). Через эти точки 2', 3', 4' провести прямые, перпендикулярно радиусам.

Конструктивный профиль кулачка получится, если на фазе удаления и возврата провести линию, внутренним образом касающуюся перпендикуляров (рис. 2.4,б).

**4. Кулачковый механизм с плоским коромысловым толкателем.** Радиус основной шайбы кулачка выбирается из условия, при котором профиль кулачка во всех точках будет выпуклым (рис. 2.5,в). Условие выпуклости профиля кулачка может быть описано формулой

$$tg\beta_i > \frac{\Psi_i''}{(1 - \Psi_i')(1 - 2\Psi_i')} = tg\alpha, \quad (2.6)$$

где  $\Psi_i''$  – аналог углового ускорения коромысла в  $i$ -м положении;

$\Psi_i'$  – аналог угловой скорости коромысла в  $i$ -м положении.

При синтезе кулачкового механизма такого типа следует законы движения толкателя выразить через аналоги углового ускорения,

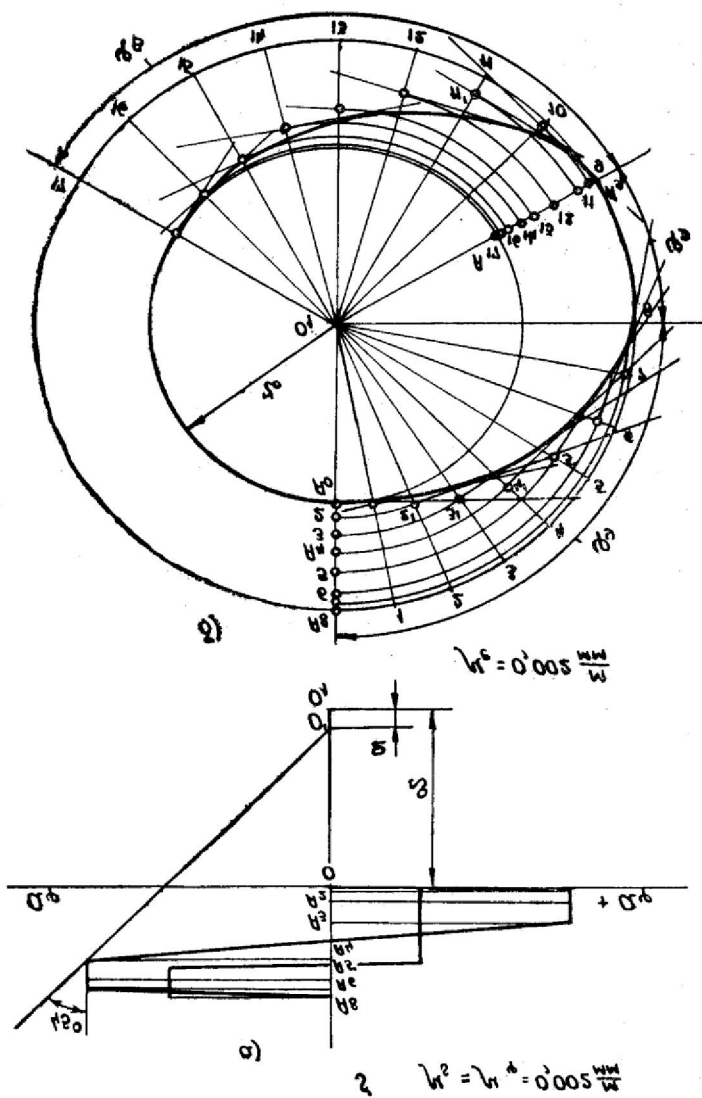


Рис. 2.4. Определение радиуса основной шайбы и построение профиля кулачка при поступательном движении тарельчатого толкателя.

угловой скорости и углового перемещения. Для этого необходимо в формулах, приведенных в задании, линейные перемещения  $h$  заменить на угловые  $\psi$ , выраженные в радианах, а значения  $\frac{dS}{d\varphi}$  заменить на

$$\frac{d\psi}{d\varphi} = \psi', \quad \frac{d^2S}{d\varphi^2} \text{ заменить на } \frac{d^2\psi}{d\varphi^2} = \psi''.$$

С учетом произведенных замен построить диаграммы  $\psi'' = f(\varphi)$ ,  $\psi' = f(\varphi)$  и  $\psi = f(\varphi)$  по выше-приведенной методике.

Основными геометрическими параметрами механизма являются:

$l_{O_1O_2}$  – расстояние между осями вращения кулачка и коромысла (рис.2.5,а);

$r_0$  – радиус основной шайбы;

$\beta_0$  – угол, определяющий начальное отклонение коромысла от прямой  $O_1O_2$ .

Параметры  $r_0$  и  $\beta_0$  определяются из условия выпуклости профиля кулачка.

Условие выпуклости профиля кулачка записывается в виде ограничения на значения угла :

$$\beta_0 \geq \arctg \left[ \frac{-\psi''_i}{(1-\psi'_i) \cdot (1-2\psi'_i)} \right] - \psi_i, \quad (2.6)$$

где  $\psi''_i$  – аналог углового ускорения коромысла; численное значение принимается из диаграммы (см. рис.2.1,а) для  $i$ -го положения механизма;

$\psi'_i$  – аналог угловой скорости коромысла в  $i$ -м положении механизма (рис.2.1,б);

$\psi_i$  – угловая координата коромысла в  $i$ -м положении механизма (рис.2.1,в);

Для нахождения минимальной величины начального угла поворота ведомого звена  $\beta_0$  вычисляется для ряда значений угла поворота кулачка  $\varphi$  на участках движения с отрицательным ускорением функции

$$\Phi_i = \left[ \frac{-\psi''_i}{(1-\psi'_i) \cdot (1-2\psi'_i)} \right]. \quad (2.7)$$

Затем на графике  $\psi = f(\varphi)$  откладываются вниз от соответствующих точек графика значения углов  $\beta_i = \arctg(\Phi)$  и соединяются полученные точки плавной кривой. Наибольшая отрицательная ордината этой кривой и определит искомый угол  $\beta_0$  (рис.2.6).

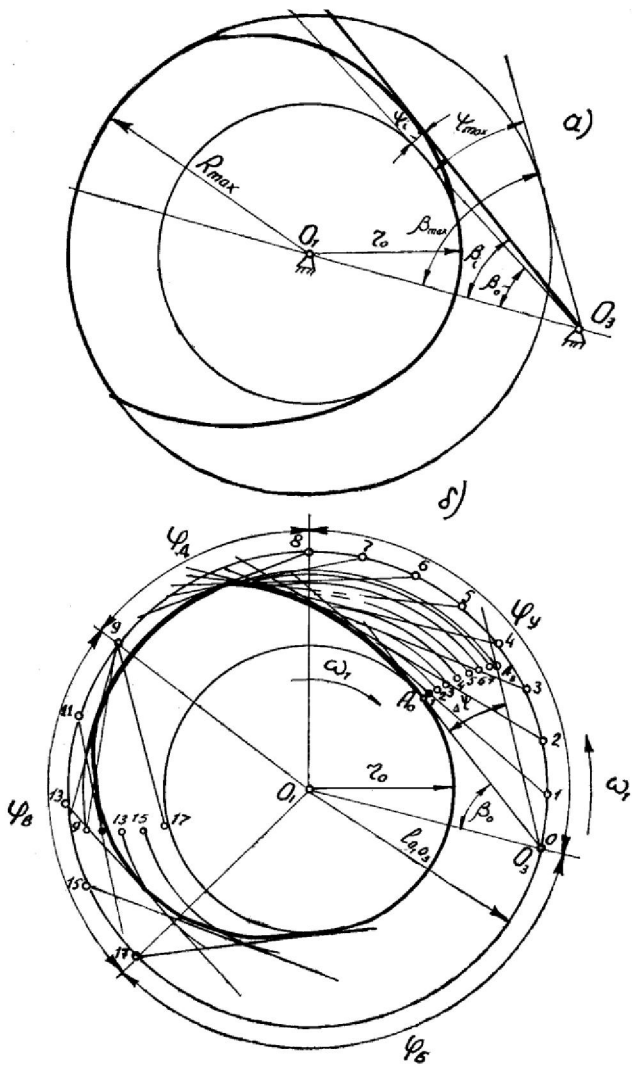


Рис. 2.5. Определение радиуса основной шайбы и построение профиля кулачка с плоским коромысловым толкателем.

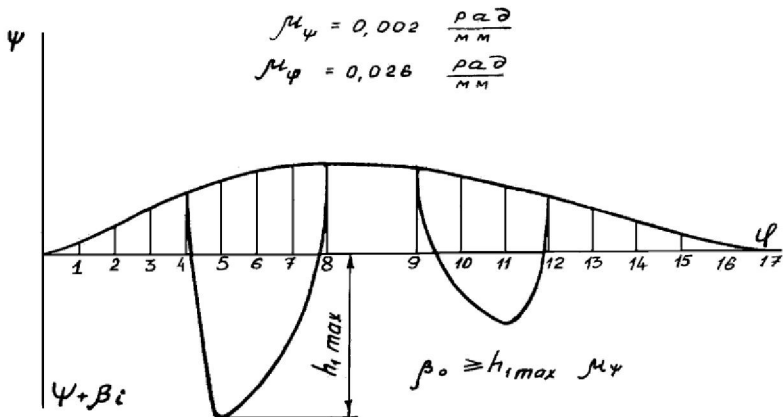


Рис. 2.6. Диаграмма определения минимального радиуса кулачка.

Условимся считать величину  $\psi'_i$  — отрицательной, если угловая скорость кулачка и коромысла имеет противоположное направление; применительно к рис.2.1,б на участке 1...8  $\psi'$  — положительные, на участке 9...17  $\psi'$  — отрицательные;  $\psi''$  — отрицательные при замедленном движении на фазе подъема (участок 4...8, рис.2.1,а) и ускоренном движении на фазе опускания (участок 9...12, рис.2.1,а).

При определении угла  $\beta_0$  рекомендуется все четыре графика выполнять в одинаковом масштабе:  $\mu_\psi = \mu'_{\psi} = \mu''_{\psi}$ .

Минимальный радиус основной шайбы

$$r_o = l_{O1O2} \sin(\beta_0). \quad (2.8)$$

Радиус профиля кулачка при повороте коромысла на угол  $\psi_i$  определяется по зависимости

$$R_o = l_{O1O2} \sin(\beta_0 + \psi). \quad (2.9)$$

Построение профиля кулачка выполнять в такой последовательности:

а) произвести построение кинематических диаграмм, аналогов угловых ускорений, аналогов угловых скоростей и угла поворота коромысла на фазе удаления и возврата;

б) рассчитать значение функции  $\Phi_i$  на участках диаграммы с отрицательным ускорением;

в) построить диаграмму  $(\beta_0 + \psi) = f(\varphi)$  в масштабе  $\mu_\psi$  и по ней определить начальный угол  $\beta_0$  (см. рис.2.6);

г) по зависимости (2.8) определить радиус основной шайбы кулачка  $r_o$ ;

- д) в масштабе провести окружность  $r_0$  и  $l_{O_1O_3}$ , на которой отложить фазовые углы в направлении, противоположном вращению кулачка;
- е) поделить угол поворота кулачка на фазе удаления и возврата на восемь равных частей и пронумеровать их (рис. 2.5,б);
- ж) в нулевом и девятом положениях коромысла, соответствующих началам фаз удаления и возврата, построить положение коромысла в соответствии с диаграммой его перемещения (точки  $A_0, A_1, A_2, \dots, A_8$  – на фазе удаления и  $A_9, A_{10}, \dots, A_{17}$  – на фазе возврата);
- з) провести дуги с центром в точке  $O_1$  радиусами  $O_1A_0, O_1A_1, O_1A_2$ , и т. д.;
- и) из точек 1, 2, 3, 4 и т. д. положений коромысла провести касательные к одноимённым дугам окружностей (из точки 5 – касательную к дуге радиуса  $O_1A_5$  и т. д.);
- к) провести линию, огибающую эти касательные, и получить профиль кулачка на фазе удаления и возврата;
- л) на фазе нижнего и дальнего стояния профиль кулачка очертить по окружности  $r_0$  и  $R_{max}$  (рис. 2.5,б).

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Артоболовский И.И. Теория машин и механизмов. М.: Наука, 1988.
2. Фролов К.В., Попов А.С. и др. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1987.
3. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1973.
4. Юдин В.А., Петрокас Л.В. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1977.
5. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. М.: Высшая школа, 1979.
6. Попов А.С. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. М.: Высшая школа, 1986.

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение .....	3
1. Синтез передаточного зубчатого механизма .....	4
1.1. Задание на курсовой проект по синтезу зубчатого механизма .....	4
1.2. Зубчатые передачи с неподвижными осями вращения колес .....	5
1.3. Проектирование планетарных передач .....	6
1.4. Подбор чисел зубьев планетарного зубчатого механизма .....	12
1.5. Определение геометрических параметров зубчатых колёс .....	18
1.6. Синтез зубчатого зацепления .....	19
1.7. Определение качественных показателей работы зубчатого зацепления .....	22
2. Синтез кулачкового механизма .....	24
2.1. Исходные данные и порядок проектирования кулачкового механизма .....	24
2.2. Определение основных размеров механизма .....	24
Литература .....	37