ОПД.Ф.02.03 ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ
СИНТЕЗ И АНАЛИЗ ПЕРЕДАТОЧНОГО МЕХАНИЗМА
Методические указания к курсовому проекту

Методические указания содержат исходные данные, объем, последовательность выполнения и контроля качества передаточного механизма в соответствии с действующими нормативными материалами по зубчатым передачам.

Цель выполнения листа курсового проекта "Синтез и анализ передаточного механизма" заключается в формировании у будущих инженеров знаний и умения проектирования и исследования зубчатых механизмов.

Зубчатые механизмы являются самыми распространенными среди механических передач. Это обусловлено надежностью их работы в широком диапазоне нагрузок и скоростей, компактностью, долговечностью, высоким коэффициентом полезного действия, постоянством передаточного отношения, простотой обслуживания и др. Вместе с тем следует иметь в виду и присущие им недостатки: шум при больших скоростях, высокая жесткость, не позволяющая компенсировать динамические нагрузки, повышенные требования к точности изготовления.

В курсовом проекте по теории механизмов и машин для синтеза и анализа предлагаются передаточные механизмы, представляющие собой последовательное соединение открытой пары зубчатых колес внешнего зацепления и планетарного механизма, основным назначением которых является понижение частоты вращения вала двигателя. Синтез передаточного механизма состоит в определении постоянных параметров кинематической схемы привода: линейных размеров зубчатых колес, передаточных отношений, чисел зубьев и т.п.

Часть из этих параметров известна из задания на курсовой проект, другая - находится в результате решения задачи синтеза.

Анализ передаточного механизма заключается в определении качественных показателей спроектированного механизма, расчете контрольных размеров, нахождении линейных и угловых скоростей - звеньев привода и отдельных точек.

1. Исходные данные для выполнения листа курсового проекта.

1.1. Принципиальная схема передаточного механизма

1.2. Частота вращения входного вала $n_{вх} = n_{дв}$

1.3. Частота вращения выходного вала $n_{вых} = n_{кр}$

1.4. Модуль колес профилируемой пары $m_{I,II}$

1.5. Модуль колес планетарного редуктора $m_{1,2,3,4}$

1.6. Числа зубьев колес профилируемой пары $Z_I; Z_{II}$

1.7. Условия для выбора коэффициентов смещения

1.8. Параметры исходного контура зуборезного инструмента:

$\alpha = 20^\circ$ - угол профиля; $h_a^* = 1{,}0$ - коэффициент высоты головки зуба; $C^* = 0{,}25$ - коэффициент радиального зазора.

2. Объем работы

2.1. Выбрать коэффициенты смещения

2.2. Произвести расчет геометрии эвольвентной цилиндрической прямозубой зубчатой передачи внешнего зацепления.

2.3. Проверить качество зацепления по геометрическим показателям.

2.4. Рассчитать контрольные размеры.

2.5. Построить картину зацепления проектируемой пары зубчатых колес.

2.6. Проверить по картине зацепления качество синтеза открытой пары колес.

2.7. Провести разбивку общего передаточного отношения механизма на передаточные отношения открытой пары колес и планетарного редуктора.

2.8. Подобрать числа зубьев колес планетарного механизма с учетом основного и дополнительных условий синтеза

2.9. Провести кинематическое исследование передаточного механизма аналитическим и графическим методами.

2.10. Сравнить результаты кинематического исследования передаточного механизма, полученные при аналитическом и графическом исследованиях.

3. Выбор коэффициентов смещения

Чтобы спроектировать передачу, отвечающую определенным условиям ее работы, необходимо назначить соответствующие коэффициенты смещения исходного производящего контура. Удобнее всего для этих целей использовать блокирующие контуры (I).

Чтобы спроектировать передачу с максимальной контактной прочностью необходимо к линии $\varepsilon = 1{,}2$ блокирующего контура провести касательную под углом 45^0 к осям координат в зоне положительных значений x_I и x_{II}. Спроецировав полученную точку касания на координатные оси ξ_I и ξ_{II}, находят коэффициенты смещения.

Если на блокирующем контуре нельзя провести касательную к линии $\varepsilon = 1{,}2$, образующую угол 45^0 с координатными осями, то для выбора x_I и x_{II} необходимо принять точку пересечения линии $\varepsilon = 1{,}2$ с границей с безусловного контура в верхнем левом углу. При этом чтобы избежать интерференцию на ножке зуба меньшего колеса вследствие возможной ошибки определения коэффициентов смещения, рекомендуется отступить на 1÷2мм по линии $\varepsilon = 1{,}2$ во внутрь контура.

Чтобы спроектировать передачу с максимальной изгибной прочностью необходимо при ведущем меньшем колесе двигаться по кривой «*а*» блокирующего контура, а при ведущем большем колесе – по кривой «*в*» вверх до пересечения с кривой $\varepsilon = 1{,}2$. Спроецировав полученную точку пересечения на координатные оси ξ_I и ξ_{II} находят коэффициенты смещения x_I и x_{II}.

Для проектирования передачи с максимальной абразивной износостойкостью и стойкостью против заедания следует двигаться по кривой $\eta' = \eta''(\lambda' = \lambda'')$ вверх до пересечения с кривой $\varepsilon = 1{,}2$ на блокирующем контуре. Точность найденных по блокирующим контурам коэффициентов смещения при курсовом проектировании можно ограничить двумя знаками после запятой.

Пример. Выбрать коэффициенты смещения для пары эвольвентных цилиндрических зубчатых колес внешнего зацепления, имеющих числа зубцов $Z_I = 12$ и $Z_{II} = 14$.

По блокирующему контуру для колес с числами зубцов $Z_I = 12$ и $Z_{II} = 14$ находим (рис.1):

Передача работает с максимальной износостойкостью $x_I = 0{,}4$, $x_{II} = 0{,}3$.

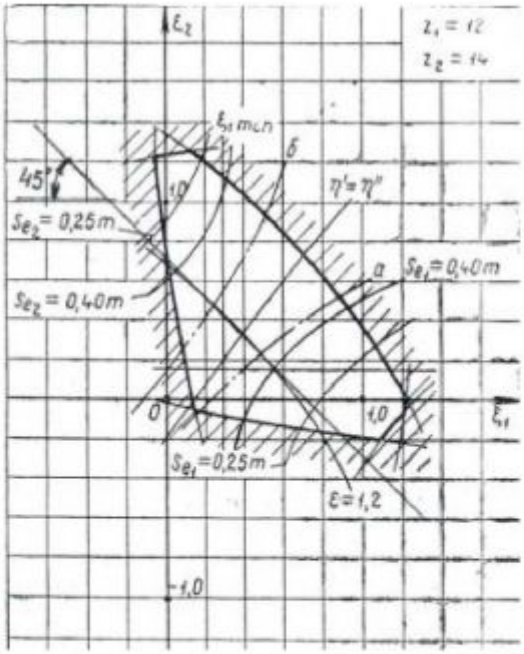

Рис. 1

4. Расчет геометрии эвольвентной цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления.

Линейные размеры передач необходимо вычислять и проставлять на чертежах с точностью до 0,01 мм, а угловые- с точностью до минуты.

Последовательность расчета геометрии пары корригированных зубчатых колес(по ГОСТ 16532-70) изложим для следующих исходных данных:

$z_1 = 12$, $z_2 = 14$; $m_{I,II} = 14мм$; $x_I = 0.4$ $x_{II} = 0.3$; $h_a^* = 1{,}0$, $c^*_0 = 0{,}25$, $\alpha = 20^\circ$

4.1 Угол зацепления пары в сборе

$$inv\alpha_w = \frac{2(x_I + x_{II})}{z_I + z_{II}} \cdot tg\alpha + inv\alpha ,$$

где $inv\alpha_w$, $inv\alpha$ - эвольвентные функции профильного угла эвольвенты соответственно на начальной и делительной окружностям.

По таблице эвольвентных функций (см. приложение 1) находим, что $inv20^\circ = 0{,}014904$. Тогда

$$inv\alpha_w = \frac{2(0{,}4 + 0{,}3)}{12 + 14} \cdot 0{,}36397 + 0{,}014904 = 0{,}034012 .$$

$\alpha_w = 26^\circ$, $\cos\alpha_w = 0.897797$, $\sin\alpha_w = 0.44041$, $tg\alpha_w = 0.49054$

4.2. Радиусы делительных окружностей $r_{I,II} = \dfrac{m_{I,II} \cdot z_{I,II}}{2}$

$$r_I = \frac{14 \cdot 12}{2} = 84{,}00 мм, \; r_{II} = \frac{14 \cdot 14}{2} = 98{,}00 мм.$$

4.3. Радиусы начальных окружностей $r_{w_{I,II}} = r_{I,II} \cdot \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w}$

$$r_{w_I} = 84{,}00 \cdot \frac{0.939693}{0.897797} = 87.93 мм, \; r_{w_{II}} = 98{,}00 \cdot \frac{0.939693}{0.897797} = 102{,}57 мм.$$

4.4. Межосевое расстояние

$$a_w = \frac{z_I + z_{II}}{2} \cdot m_{I,II} \cdot \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w};$$

$$a_w = \frac{12+14}{2} \cdot 14 \cdot \frac{0.939693}{0.897797} = 190{,}50 мм$$

4.5.Радиусы основных окружностей

$$r_{b_{I,II}} = r_{I,II} \cdot \cos\alpha;$$

$$r_{b_I} = 84{,}00 \cdot 0{,}939693 = 78{,}93 мм;$$

$$r_{b_{II}} = 98{,}00 \cdot 0{,}939693 = 92{,}09 мм;$$

4.6. Радиусы окружностей впадин

$$r_{f_{I,II}} = m_{I,II}\left(\frac{z_{I,II}}{2} - h_0^* - C_0^* + x_{I,II}\right)$$

$$r_{f_I} = 14 \cdot \left(\frac{12}{2} - 1{,}0 - 0{,}25 + 0{,}4\right) = 72{,}10 мм$$

$$r_{f_{II}} = 14 \cdot \left(\frac{14}{2} - 1{,}0 - 0{,}25 + 0{,}3\right) = 84{,}70 мм$$

4.7. Радиусы окружностей вершин

$$r_{a_{I,II}} = a_w - r_{f_{I,II}} - C^* m$$

$$r_{a_I} = 190{,}50 - 84{,}70 - 0{,}25 \cdot 14 = 112{,}30 мм$$

$$r_{a_{II}} = 190{,}50 - 72{,}10 - 0{,}25 \cdot 14 = 114{,}90 мм$$

Обратим внимание, что при расчете r_{a_I} в формулу следует подставлять $r_{f_{II}}$, а при расчете $r_{a_{II}}$ надо подставлять значение r_{f_I}.

$$h_1 = h_2 = r_{a_I} - r_{f_I} = r_{a_{II}} - r_{f_{II}} = 102{,}30 - 72{,}10 = 114{,}90 - 87{,}40 = 30{,}20 мм$$

Здесь полезно сделать следующие проверки:

$$a_w = r_{w_I} + r_{w_{II}} = 190{,}5 = 87{,}93 + 102{,}57$$

$$r_{a_I} + r_{f_{II}} = r_{a_{II}} + r_{f_I} = a_w - C^* m_{I,II}$$

102,30+84,70=114,90+72,10=190,50-0,25·14=187,00

Если проверка не получилась, следует искать арифметическую ошибку в расчетах.

5. Проверка качества зацепления по геометрическим показателям.

Для оценки спроектированной передачи используют следующие качественные показатели зацепления:

1) интерференция – явление, состоящее в том, что при рассмотрении теоретической картины зацепления часть пространства оказывается одновременно занятой двумя взаимодействующими зубьями. Зубья колеса защемляются во впадинах шестерни, что влечет за собой поломку зубьев или их усиленный износ;

2) подрезание зуба - срезание части поверхности у основания зуба обрабатываемого зубчатого колеса в результате интерференции зубьев при станочном зацеплении. Подрезание уменьшает эвольвантную часть профиля зуба колеса и ослабляет зуб у основания;

3) заострение зуба - явление, при котором пересечение двух симметричных боковых профилей зуба происходит ниже окружности вершин зубьев. В результате заострения высота зуба может уменьшиться, снижается и его прочность;

4) коэффициент перекрытия - это отношение угла перекрытия (угла поворота зубчатого колеса от положения входа зуба в зацепление до выхода из него) к угловому шагу зубьев. Он характеризует плавность и непрерывность работы передачи. Для непрерывности зацепления необходимо, чтобы коэффициент перекрытия был не менее единицы. Плавность работы передачи тем выше, чем больше коэффициент перекрытия;

5) коэффициент скольжения учитывает влияние геометрических и кинематических факторов на величину проскальзывания профилей зубьев в процессе зацепления. Скольжение зубьев приводит к износу профилей и их заеданию (схватыванию металла). О качестве передачи принято судить - по максимальным значениям коэффициентов скольжения, которые соответствуют зацеплению пары зубьев в точках А и В (см. рис.2) линии зацепления NN. Чем меньше коэффициент скольжения, тем меньший износ зуба;

6) коэффициент удельного давления учитывает влияние геометрии зубьев колес (радиусов кривизны их профилей) на контактную прочность и выкрашиваемость зубьев. Надо стремиться к тому, чтобы коэффициент удельного давления имел возможно наименьшее значение (меньше единицы).

5.1 Проверка отсутствия интерференции зубьев

Условие отсутствия интерференции имеет вид

$\rho_{l_{I,II}} \le \rho_{P_{I,II}}$,

где $\rho_{l_{I,II}}$ - радиусы кривизны в граничной точке профиля зуба (см. рис.2);

$\rho_{P_{I,II}}$ - радиусы кривизны активного профиля зуба в нижней точке (см. рис.2)

Если в курсовом проекте для шестерни или колеса указанное условие не выполняется, то следует уменьшить (на 10÷20%) значения соответствующего коэффициента смещения (x_I и x_{II}) и расчет геометрически повторить.

$$\rho_{l_{I,II}} = r_{I,II} \cdot \sin\alpha - \frac{h_a^* - x_{I,II}}{\sin\alpha} \cdot m_{I,II}$$

$$\rho_{l_I} = 84{,}00 \cdot 0{,}34202 - \frac{1-0{,}4}{0{,}34202} \cdot 14 = 4{,}17 мм$$

$$\rho_{l_{II}} = 98{,}00 \cdot 0{,}34202 - \frac{1-0{,}3}{0{,}34202} \cdot 14 = 4{,}86 мм$$

Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке

а) для шестерни (в точке А на рис.2)

$$\rho_{P_I} = a_w \cdot \sin\alpha_w - r_{b_{II}} \cdot tg\alpha_{a_{II}}$$

где $\alpha_{a_{II}}$ - угол профиля у вершины зуба колеса

$$\alpha_{a_{II}} = \arccos\frac{r_{b_{II}}}{r_{a_{II}}} = \arccos\frac{92{,}09}{114{,}90} = 36{,}728^\circ$$

$$\rho_{P_I} = 190{,}50 \cdot 0{,}44041 - 92{,}09 \cdot 0{,}746137 = 15{,}20 мм$$

б) для колеса (в точке В на рис. 2)

$$\rho_{P_{II}} = a_w \cdot \sin\alpha_w - r_{b_I} \cdot tg\alpha_{a_I}$$

где α_{a_I} - угол профиля у вершины зуба шестерни

Получим:

Для шестерни 4,17<18,83

Следовательно, интерференция отсутствует.

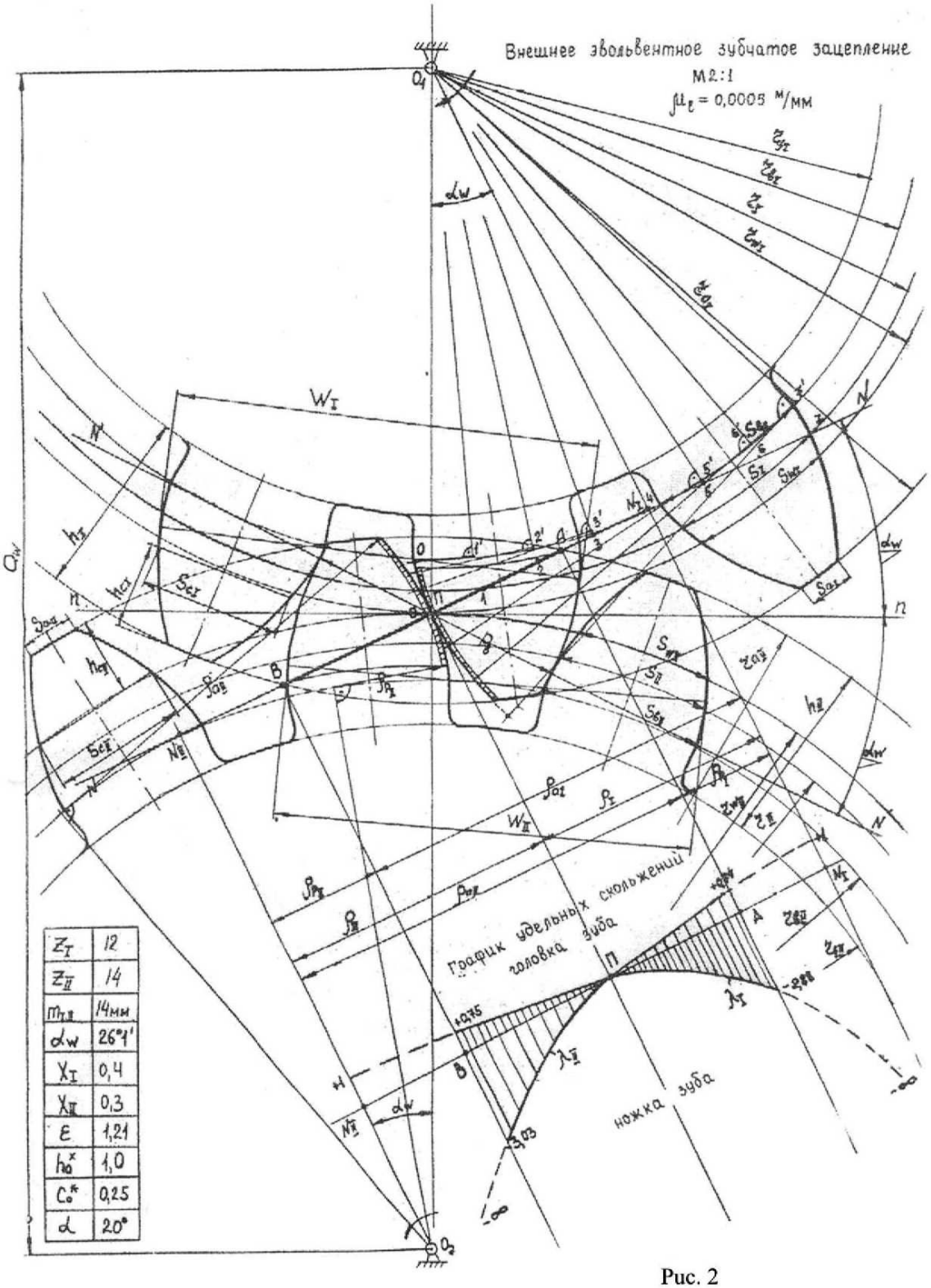

Рис. 2

$$\alpha_{a_I} = \arccos\frac{r_{b_I}}{r_{a_{II}}} = \arccos\frac{78,935}{102,30} = 39,5019^\circ$$

$$\rho_{P_{II}} = 190,50 \cdot 0,44041 - 78,935 \cdot 0,82439 = 18,83 мм$$

5.2. Проверка отсутствия подрезания зубьев

Условие отсутствия подрезания зубьев имеет вид:

$x_{I,II} > x_{I,II_{\min}}, \rho_{l_{I,II}} > 0$,

где $x_{I,II_{\min}}$ - коэффициент наименьшего смещения режущего инструмента.

Если в курсовом проекте указанные условия не выполняются, то следует увеличить коэффициенты x_I и x_{II} на 10÷20% и расчет геометрии повторить.

$$x_{I,II_{\min}} = h_a^* - 0{,}5 \cdot z_{I,II} \cdot \sin^2 \alpha$$

$$x_{I_{\min}} = 1 - 0{,}5 \cdot 12 \cdot 0{,}34202^2 = 0{,}30$$

$$x_{II_{\min}} = 1 - 0{,}5 \cdot 14 \cdot 0{,}34202^2 = 0{,}18$$

Получили:

Для шестерни 0,4>0,3; 4,17>0

Для колеса 0,3>0,18; 4,86>0

Следовательно, подрезания зубьев нет.

5.3 Проверка заострения зубьев

Для предотвращения излома вершины зуба, коэффициент смещения назначают так, чтобы толщина $S_{a_{I,II}}$ зуба у вершины была не менее 0,2·m, т.е. $S_{a_{I,II}} \geq 0.2 \cdot m$.

Если в курсовом проекте указанное соотношение для шестерни или колеса не выполняется, то следует уменьшить (на 10÷20%) значение соответствующего коэффициента смещения (x_I и x_{II}) и расчет геометрии повторить.

$$S_{a_{I,II}} = 2 \cdot r_{a_{I,II}} \left(\frac{0{,}5 \cdot \pi + 2 \cdot x_{I,II} \cdot tg\alpha}{z_{I,II}} + inv\alpha - inv\alpha_{I,II}\right);$$

$$S_{a_I} = 2 \cdot 102{,}30 \cdot \left(\frac{0{,}5 \cdot \pi + 2 \cdot 0{,}4 \cdot 0{,}36397}{12} + 0{,}014904 - 0{,}13493\right) = 7{,}189 мм;$$

$$S_{a_I} = 2 \cdot 114{,}90 \cdot \left(\frac{0{,}5 \cdot \pi + 2 \cdot 0{,}3 \cdot 0{,}36397}{14} + 0{,}014904 - 0{,}105116\right) = 8{,}64 мм.$$

Получили:

Для шестерни $S_{a_I} = 7{,}18 мм$, что больше 0,2·m=0,2·14=2,8 мм;

Для колеса $S_{a_{II}} = 8{,}64 мм$, что больше 0,2·m=0,2·14=2,8 мм.

Следовательно, заострения зубьев нет.

5.4. Проверка коэффициента перекрытия

В общем машиностроении, если не предъявлено специальных требований, для прямозубых передач рекомендуется в качестве допустимого коэффициент перекрытия $\varepsilon_w \geq 1{,}2$.

Если в курсовом проекте указанное условие не выполняется, то следует уменьшить на 10÷20% один или оба коэффициента смещения $x_{1,II}$ и расчет геометрии повторить.

$$\varepsilon_w = \frac{z_I(tg\alpha_{a_I} - tg\alpha_w) + z_{II}(tg\alpha_{a_{II}} - tg\alpha_w)}{2\cdot\pi} = \frac{12\cdot(0{,}82439 - 0{,}49054) + 14\cdot(0{,}746137 - 0{,}49054)}{2\cdot\pi} = 1{,}21$$

Получили $\varepsilon_w = 1{,}21 > 1{,}2$. Следовательно, непрерывность и достаточная плавность работы проектируемой пары колес будет обеспечена.

5.5. Проверка коэффициентов скольжения зубьев в крайних точках активной линии зацепления.

В точке А (см. рис.2)

На ножке зуба шестерни

$$\lambda_{A_I} = 1 - \frac{\rho_{a_{II}}\cdot z_I}{\rho_{P_I}\cdot z_{II}}$$

$\rho_{a_{II}}$ - радиус кривизны активного профиля зуба в точке на окружности вершин колес

$$\rho_{a_{II}} = r_{b_{II}}\cdot tg\alpha_{a_{II}} = 92{,}09\cdot 0{,}746137 = 68{,}70 мм;$$

$$\lambda_{A_I} = 1 - \frac{68{,}70\cdot 12}{15{,}2\cdot 14} = -2{,}88.$$

В точке А (см. рис.2) на головке зуба колеса

$$\lambda_{A_{II}} = 1 - \frac{\rho_{P_I}\cdot z_{II}}{\rho_{a_{II}}\cdot z_I} = 1 - \frac{15{,}20\cdot 14}{68{,}70\cdot 12} = 0{,}74$$

В точке В (см. рис.2) на головке зуба шестерни

$$\lambda_{B_I} = 1 - \frac{\rho_{P_{II}}\cdot z_I}{\rho_{a_I}\cdot z_{II}},$$

где ρ_{a_I} - радиус кривизны активного профиля зуба в точке на окружности вершин шестерни

$$\rho_{a_I} = r_{b_I}\cdot tg\alpha_{a_I} = 78{,}935\cdot 0{,}82439 = 65{,}07 мм$$

$$\lambda_{B_I} = 1 - \frac{\rho_{P_{II}} \cdot z_I}{\rho_{a_I} \cdot z_{II}} = 1 - \frac{18{,}83 \cdot 12}{65{,}07 \cdot 14} = 0{,}75$$

В точке В (см. рис.2) на ножке зуба колеса

$$\lambda_{B_{II}} = 1 - \frac{\rho_{a_{II}} \cdot z_{II}}{\rho_{P_I} \cdot z_I} = 1 - \frac{65{,}07 \cdot 14}{18{,}83 \cdot 12} = -3{,}03 .$$

Выводы: 1. Коэффициенты скольжения на головках шестерни и колеса меньше, чем соответствующие коэффициенты на ножках. Следовательно, ножки зубьев изнашиваются быстрее, чем головки.

2. Головка зуба шестерни изнашивается быстрее, чем головка зуба колеса, т.к. $\lambda_{B_I} > \lambda_{B_{II}}$ (0,75>0,74).

3. Ножка зуба колеса изнашивается быстрее, чем головка зуба шестерни.

4. Ножка зуба шестерни изнашивается быстрее, чем головка зуба колеса.

Эти выводы удобнее делать, используя диаграмму изменения коэффициентов скольжения.

5.6. Оценка расчетного коэффициента удельного давления.

За расчетный коэффициент удельного давления принимают тот, который соответствует контактированию зубьев в полюсе П, т.е. $K_{нр} < 1$.

Если при курсовом проектировании указанное соотношение не выполняется, то следует увеличить x_I и x_{II} и расчет геометрии повторить.

$$K_{ПР} = \frac{2 \cdot (z_I + z_{II})}{z_I \cdot z_{II} \cdot tg\alpha_w \cdot \cos\alpha} .$$

$$K_{НР} = \frac{2 \cdot (12 + 14)}{12 \cdot 14 \cdot 0{,}49054 \cdot 0{,}93969} = 0{,}67 < 1 .$$

Следовательно, в передаче не следует ожидать значительных контактных напряжений.

Примечание. Фактические контактные напряжения находят методами, изучаемыми в курсе «Деталей машин».

5.7. Проверка точности вычисления радиусов кривизны

Точность вычисления радиусов кривизны проверить по зависимости

$$\rho_I + \rho_{II} = \rho_{P_I} + \rho_{a_{II}} = \rho_{a_I} + \rho_{P_{II}} = a_w \cdot \sin\alpha_w ,$$

где $\rho_{I,II}$ - радиусы кривизны профилей зубьев в точках на начальных окружностях соответственно шестерни и колеса.

$\rho_I = r_{w_I} \cdot \sin\alpha_w = 87{,}93 \cdot 0{,}44041 = 38{,}72 мм$;

$\rho_{II} = r_{w_{II}} \cdot \sin\alpha_w = 102{,}57 \cdot 0{,}44041 = 45{,}18 мм$;

38,72+45,18=15,20+68,70=65,07+18,83=190,50·0,44041=83,9*мм.*

6. РАСЧЕТ КОНТРОЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ

Взаимное положение разноименных профилей зубьев при нарезании контролируется путем измерения постоянной хорды или общей нормали[6]

6.1. Постоянная хорда зуба

Постоянная хорда $S_{C_{I,II}}$ равна (см. рис.2) расстоянию между точками касания профилей зубьев и боковых сторон зубьев зуборезного инструмента при их симметричном расположении относительно оси симметрии зуба.

При больших значениях коэффициентов смещения $/x_{I,II}/$ постоянная хорда может оказываться вне зубчатого венца, т.е. обмер по постоянной хорде оказывается невозможным. Проверка этого положения производится по условию $\rho_{S_{I,II}} > \rho_{I,II}$,

где $\rho_{S_{I,II}}$- радиус кривизны разноименных профилей зуба в точках, определяющих постоянную хорду.

Если при курсовом проектировании указанное условие не выполняется, то надо уменьшить на 10÷20% коэффициенты смещения $x_{I,II}$ и расчет геометрии повторить.

$$\overline{S}_{C_{I,II}} = m \cdot (0{,}5 \cdot \pi \cdot \cos^2\alpha + x_{I,II} \cdot \sin 2\alpha),$$

$$\rho_{S_{I,II}} = r_{b_{I,II}} \cdot tg\alpha + \frac{\overline{S}_{C_{I,II}}}{2 \cdot \cos\alpha},$$

$$\overline{S}_{C_I} = 14 \cdot (0{,}5 \cdot \pi \cdot 0{,}93969^2 + 0{,}4 \cdot 0{,}642788) = 23{,}02 мм,$$

$$\rho_{S_I} = 78{,}935 \cdot 0{,}36397 + \frac{23{,}02}{2 \cdot 0{,}939693} = 40{,}24 мм > \rho_{P_I} = 15{,}20 мм,$$

$$\overline{S}_{C_{II}} = 14 \cdot (0{,}5 \cdot \pi \cdot 0{,}93969^2 + 0{,}3 \cdot 0{,}642788) = 22{,}12 мм,$$

$$\rho_{S_{II}} = 92{,}09 \cdot 0{,}36397 + \frac{23{,}12}{2 \cdot 0{,}939693} = 45{,}29 мм > \rho_{b_{II}} = 18{,}83 мм .$$

6.2. Высота до постоянной хорды от окружности вершин

$$\overline{h}_{C_{I,II}} = r_{a_{I,II}} - r_{I,II} - 0{,}5 \cdot \overline{S}_{C_{I,II}} \cdot tg\alpha ,$$

$$\overline{h}_{C_I} = 102{,}30 - 84{,}00 - 0{,}5 \cdot 23{,}02 \cdot 0{,}36397 = 14{,}11 мм ,$$

$$\overline{h}_{C_{II}} = 114{,}90 - 98{,}00 - 0{,}5 \cdot 22{,}12 \cdot 0{,}36397 = 12{,}87 мм .$$

6.3. Длина общей нормали

Общая нормаль - отрезок касательной к основной окружности между разноименными эвольвентными профилями, нормальными к этой касательной и расположенными по разные стороны от точки касания (см. рис.2)

$$W_{I,II} = \left[\pi \cdot (z_{n_{I,II}} - 0{,}5) + 2x_{I,II} \cdot tg\alpha + z_{I,II} \cdot inv\alpha\right] \cdot m \cdot \cos\alpha ,$$

где $W_{I,II}$- расстояние между разноименными боковыми поверхностями зубьев по общей нормали к этим поверхностям;

$z_{n_{I,II}}$ - число зубьев по длине общей нормали;

Находим z_{nr} - расчетное число зубьев в длине общей нормали

$$z_{nr_{I,II}} = \frac{z_{I,II}}{\pi}(tg\alpha_{x_{I,II}} - \frac{2x_{I,II} \cdot tg\alpha}{z_{I,II}} - inv\alpha) + 0{,}5 ,$$

$\alpha_{x_{I,II}}$ - угол профиля зуба в точке на концентрической окружности радиуса

$$r_{x_{I,II}} = r_{I,II} + x_{I,II} \cdot m_{I,II} ,$$

$\alpha_{x_{I,II}} = \arccos\frac{z_{I,II} \cdot \cos\alpha}{z_{I,II} + 2 \cdot x_{I,II}}$ при $\frac{z_{I,II} \cdot \cos\alpha}{z_{I,II} + 2 \cdot x_{I,II}} \geq 1$, следует принимать $z_n \geq 3$

Найденное z_{nr} следует округлять по правилам округления чисел до ближайшего целого числа z_n

$$\alpha_{x_I} = \arccos\frac{12 \cdot 0.939693}{12 + 2 \cdot 0.4} = 28{,}2413^\circ ,$$

$$z_{nr_I} = \frac{12}{\pi} \cdot (0{,}537125 - \frac{2 \cdot 0{,}4 \cdot 0{,}36397}{12} - 0{,}014904) + 0{,}5 = 2{,}4$$

$$W_I = \left[\pi \cdot (2 - 0{,}5) + 2 \cdot 0{,}4 \cdot 0{,}36397 + 12 \cdot 0{,}014904\right] \cdot 12 \cdot 0{,}939693 = 68{,}18 мм$$

$$\alpha_{x_{II}} = \arccos\frac{14 \cdot 0{,}939693}{14 + 2 \cdot 0{,}3} = 25{,}70^\circ ,$$

$$z_{n_{II}} = \frac{14}{\pi} \cdot (0{,}48127 - \frac{2 \cdot 0{,}3 \cdot 0{,}36397}{14} - 0{,}014904) + 0{,}5 = 2{,}50$$

Принимаем $z_{n_{II}} = 2$.

$$W_{II} = [\pi \cdot (2 - 0{,}5) + 2 \cdot 0{,}3 \cdot 0{,}36397 + 14 \cdot 0{,}014904] \cdot 14 \cdot 0{,}939693 = 67{,}61 мм$$

Проверка: должно выполняться условие $\rho_{P_{1,II}} < \rho_{w_{1,II}} < \rho_{a_{1,II}}$,

$\rho_{w_{1,II}}$ - радиус кривизны разноименных профилей зубьев в точках, определяющих длину общей нормали

$$\rho_{w_{1,II}} = 0{,}5 \cdot W_{1,II} .$$

Если при проверке условие левой части неравенства не выполняется, следует пересчитать W при увеличенном значении z_n, если условие правой части неравенства не выполняется, пересчитать величину W при уменьшенном значении z_n.

$$\rho_{w_I} = \frac{68{,}18}{2} = 34{,}09 мм; \quad \rho_{w_{II}} = \frac{67{,}61}{2} = 33{,}805 мм .$$

Для шестерни имеем 15,20<34,09<65,07.

Для колеса имеем 18,83<33,805<68,70.

Следовательно, все расчеты выполнены правильно.

7. ПОСТРОЕНИЕ КАРТИНЫ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

7.1. Выбрать по ГОСТу 2.302-68* (СТ СЭВ 1180-78) такой масштаб, чтобы высота зуба на чертеже формата А1 была не менее 50 мм.

7.2. Отложить межосевое расстояние a_w.

Если этот размер на листе не разместится, то центр O_2 колеса можно вынести за пределы чертежа.

Из каждого центра O_1 и O_2 провести все окружности (начальные, основные, делительные, вершин и впадин).

Проконтролировать правильность построения:

1) начальные окружности должны коснуться друг друга в полюсе П зацепления;

2) расстояние по линии центров между окружностью вершин одного колеса и окружностью впадин другого - радиальные зазоры, должны быть равны каждый $C = C_0^* \cdot m$.

7.3. Через полюс зацепления П провести нормаль n-n к межосевой линии.

К этой нормали под углом зацепления α_w провести две линии зацепления N-N и N'-N'. Проконтролировать правильность построения:

1) линии зацепления N-N и N'-N' должны коснуться основных окружностей в точках N_I, N_{II}, N_I', N_{II}';

2) с учетом масштаба построения должно быть $ПN_I = ПN_I' = \rho_I$, $ПN_{II} = ПN_{II}' = \rho_{II}$;

3) угол между межосевой линией и перпендикулярами, опущенными на линии зацепления $N-N$ и $N'-N'$ в точки N_I и N_I' из центра O_1 и в точки N_{II} и N_{II}' из точки O_2, должен равняться α_w.

7.4. Отметить точки пересечения линий зацепления с окружностями вершин: начало зацепления зубьев - точка А и конец зацепления – точка В.

7.5. Построить пару сопряженных зубьев, соприкасающихся в полюсе зацепления П.

Эвольвенту бокового профиля можно построить графически, используя рекомендации в литературе [4,6,7].

Построение будет более точным, если рассчитать толщину зубьев по произвольным окружностям, используя формулу:

$$S_{x_{I,II}} = 2 \cdot r_{x_{I,II}} \left(\frac{\pi}{2 \cdot z_{I,II}} + \frac{2 \cdot x_{I,II}}{z_{I,II}} \cdot tg20^\circ + inv20^\circ - inv\alpha_{x_{I,II}}\right),$$

где $S_{x_{I,II}}$ - толщина зуба по окружности радиуса $r_{x_{I,II}}$;

$r_{x_{I,II}}$ - радиус произвольной окружности;

$\alpha_{x_{I,II}}$ - угол профиля зуба по произвольной окружности

$$\alpha_{x_{I,II}} = \arccos\frac{r_{b_{I,II}}}{r_{x_{I,II}}}.$$

Определим толщину зубьев по начальным, основным и делительным окружностям. Толщина зуба по окружностям вершин определена в п.4.3.

$$S_{w_I} = 2 \cdot 87{,}925\left(\frac{\pi}{2 \cdot 12} + \frac{2 \cdot 0.4}{12} \cdot 0{,}36397 + 0{,}014904 - 0{,}0345\right) = 23{,}84 мм;$$

где $\alpha_{w_I} = \arccos\frac{78{,}935}{87{,}925} = 26{,}135^\circ = 26^\circ 8'$, $26^\circ 8' = 0{,}0345$;

$$S_{w_{II}} = 2 \cdot 102.575\left(\frac{\pi}{2 \cdot 14} + \frac{2 \cdot 0{,}3}{14} \cdot 0{,}36397 + 0{,}014904 - 0{,}0345\right) = 22{,}20 мм;$$

$$\alpha_{W_{II}} = \arccos\frac{92{,}09}{102{,}575} = 26{,}13^\circ = 26^\circ 8';$$

$$S_{b_I} = 2 \cdot 78{,}935\left(\frac{\pi}{2 \cdot 12} + \frac{2 \cdot 0{,}4}{12} \cdot 0{,}36397 + 0{,}014904 - 0\right) = 26{,}84 мм;$$

$$\alpha_{b_I} = \arccos\frac{78{,}935}{78{,}935} = 0^\circ,\ inv0^\circ = 0;$$

$$S_{b_{II}} = 2 \cdot 92{,}09\left(\frac{\pi}{2 \cdot 14} + \frac{2 \cdot 0{,}3}{14} \cdot 0{,}36397 + 0{,}014904 - 0\right) = 26{,}28 мм;$$

$$S_I = 2 \cdot 84{,}00\left(\frac{\pi}{2 \cdot 12} + \frac{2 \cdot 0{,}4}{12} \cdot 0{,}36397 + 0{,}014904 - 0{,}014904\right) = 26{,}06 мм;$$

Т.е. $\alpha_I = \arccos\frac{78{,}935}{84{,}00} = 20^\circ$, $inv20^\circ = 0{,}014904$;

$$S_{II} = 2 \cdot 98{,}00\left(\frac{\pi}{2 \cdot 14} + \frac{2 \cdot 0{,}3}{14} \cdot 0{,}36397 + 0{,}014904 - 0{,}014904\right) = 25{,}04 мм.$$

При построении эвольвенты удобнее откладывать толщину зуба не по дугам окружностей, а по хордам. При этом хорды рассчитывают по формуле:

$$\overline{S}_{x_{I,II}} = 2 \cdot r_{x_{I,II}} \cdot \sin\frac{S_{x_{I,II}} \cdot 57{,}3}{2 \cdot r_{x_{I,II}}}.$$

Для рассматриваемого примера получим

$$\overline{S}_{B_I} = 2 \cdot 78{,}935 \cdot \sin\frac{26{,}84 \cdot 57{,}3}{2 \cdot 78{,}935} = 26{,}72 мм;$$

$$\overline{S}_{B_{II}} = 2 \cdot 92{,}09 \cdot \sin\frac{26{,}28 \cdot 57{,}3}{2 \cdot 92{,}09} = 26{,}19 мм;$$

$$\overline{S}_{I} = 2 \cdot 84{,}00 \cdot \sin\frac{26{,}06 \cdot 57{,}3}{2 \cdot 84{,}00} = 25{,}96 мм;$$

$$\overline{S}_{II} = 2 \cdot 98{,}00 \cdot \sin\frac{25{,}00 \cdot 57{,}3}{2 \cdot 98{,}00} = 24{,}90 мм;$$

$$\overline{S}_{W_I} = 2 \cdot 87.925 \cdot \sin\frac{23{,}84 \cdot 57{,}3}{2 \cdot 87{,}925} = 23{,}77 мм;$$

$$\overline{S}_{W_{II}} = 2 \cdot 102{,}575 \cdot \sin\frac{22{,}2 \cdot 57{,}3}{2 \cdot 102{,}575} = 22{,}15 мм;$$

$$\overline{S}_{a_I} = 2 \cdot 102{,}3 \cdot \sin\frac{7{,}189 \cdot 57{,}3}{2 \cdot 102{,}3} = 7{,}18 мм;$$

$$\overline{S}_{a_I} = 2 \cdot 114.90 \cdot \sin\frac{8{,}64 \cdot 57{,}3}{2 \cdot 114{,}9} = 8{,}639 мм.$$

Вначале строим по одному зубу на шестерне и колесе.

Для этого от полюса зацепления П по начальным окружностям в направлении точек N_I и N_{II} откладываем толщины зубьев $\overline{S}_{w_I}$ и $\overline{S}_{w_{II}}$ с учетом масштаба построения. Через середины хорд $\overline{S}_{w_I}$ и $\overline{S}_{w_{II}}$ и центры колес O_1 и O_2 проводим оси симметрии зубьев шестерни и колеса.

В обе стороны от оси симметрии откладываем по соответствующим окружностям (с учетом масштаба) $\frac{\overline{S}_{a_{I,II}}}{2}, \frac{\overline{S}_{I,II}}{2}, \frac{\overline{S}_{b_{I,II}}}{2}$.

Полученные точки соединяем лекальной кривой, получаем эвольвенты боковых профилей.

Если полученных точек для построения эвольвенты окажется недостаточно, то можно дополнительно определить толщину зубьев по окружностям произвольного радиуса.

Полезно помнить, что радиус окружности впадин r_f может быть больше, равен или меньше радиуса r_b основной окружности. Это зависит от числа зубьев зубчатого колеса (шестерни) и коэффициента X смещения зуборезного инструмента.

Если $r_b \le r_f$, то теоретически весь боковой профиль-эвольвента. Если $r_b > r_f$, то боковой профиль зуба между основной окружностью и окружностью впадин при нарезании зуба получается по станочной кривой, а на чертеже курсового проекта эту часть зуба следует вычерчивать по радиальной прямой. Во всех случаях переходную часть зуба (при переходе бокового профиля к окружности впадин) надо изображать дугой радиуса $\rho = 0{,}4m_{I,II}$. Эта переходная часть бокового профиля называется галтелью.

7.6. Построить несколько зубьев на каждом колесе.

Для этого по делительной окружности в обе стороны от осей симметрии, построенных согласно п.7.5, откладываем отрезки, равные шагу зубьев по хорде делительной окружности шестерни $\overline{P}_I$ и $\overline{P}_{II}$

$$\overline{P}_{I,II} = m_{I,II} \cdot z_{I,II} \cdot \sin\frac{180^\circ}{z_{I,II}};$$

$$\overline{P}_I = 14 \cdot 12 \cdot \sin\frac{180^\circ}{12} = 43{,}48 мм;$$

$$\overline{P}_{II} = 14 \cdot 14 \cdot \sin\frac{180^\circ}{14} = 43{,}61 мм.$$

Сколько зубьев необходимо вычертить на колесе и шестерне?

Необходимо вычертить все зубья, находящиеся между точками пересечения окружностей вершин шестерни и колеса с линией NN. Кроме того, число вычерчиваемых зубьев должно быть достаточным для обозначения размеров W_I и W_{II}, т.е. не менее z_{n_I} и $z_{n_{II}}$.

7.7. Выделить активные профили зубьев.

Для этого на профиль зуба шестерни и колеса спроецировать точки А и В соответственно радиусами $O_I A$ и $O_{II} B$. Активные профили отмечаем штриховой линией (см. рис.2).

7.8. Провести размерные линии и проставить все вычисленные размеры, в том числе и контрольные.

7.9. Проверить с помощью чертежа величину коэффициента перекрытия по формуле

$$\varepsilon_{\alpha p} = \frac{AB}{P_b} = \frac{50}{44} = 1{,}135\,,$$

где АВ - длина активной линии зацепления в мм;

P_b - основной шаг, измеряемый как отрезок прямой, расположенной на любой нормали к одноименным профилям зубьев и заключенный между двумя соседними зубьями шестерни или колеса, в мм.

7.10. Определить с помощью чертежа величину удельных скольжений по формулам:

В точке А на ножке зуба шестерни:

$$\lambda_{A_I} = 1 + U_{II,I} - \frac{N_I N_{II}}{N_I A} \cdot U_{II,I}\,,$$

где $U_{II,I}$ - передаточное отношение от колеса II к шестерне I;

$N_I N_{II}$, $N_I A$ - отрезки на линии зацепления NN.

В точке А на головке зуба колеса:

$$\lambda_{A_{II}} = 1 + U_{I,II} - \frac{N_I N_{II}}{AN_{II}} \cdot U_{I,II}\,,$$

где $U_{I,II}$ - передаточное отношение от шестерни I к колесу II;

AN_{II} - отрезок линии зацепления.

В точке В на головке зуба шестерни:

$$\lambda_{B_I} = 1 + U_{I,II} - \frac{N_I N_{II}}{BN_{II}}\,.$$

В точке В на ножке зуба колеса:

$$\lambda_{B_{II}} = 1 + U_{II,I} - \frac{N_I N_{II}}{AN_{II}} \cdot U_{II,I}\,.$$

7.11. Определить с помощью чертежа расчетный коэффициент удельного давления.

Расчетный коэффициент удельного давления найти по формуле

$$K_{нр} = \frac{m \cdot N_I N_{II}}{N_I \Pi \cdot \Pi N_{II}}$$

$N_I \Pi$, ΠN_{II} - отрезки линии зацепления.

7.12. Привести на свободном месте чертежа в виде таблицы параметры зацепления:

z_I, z_{II}; $m_{I,II}$; x_I x_{II}; h_a^*, c_o^*, α, α_w, ε_w.

8. РАЗБИВКА ОБЩЕГО ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ

8.1 Общее передаточное отношение привода

$$U_{общ} = \frac{n_{вх}}{n_{вых}} = U_{I,II} \cdot U_{пл},$$

где $U_{I,II}$ - передаточное отношение открытой пары колес;

$U_{пл}$ - передаточное отношение планетарного механизма.

8.2. Передаточное число открытой пары колес

$$U_{I,II} = \left|\frac{z_{II}}{z_I}\right|.$$

8.3. Передаточное отношение планетарной ступени привода

$$U_{пл} = \frac{U_{общ}}{U_{I,II}}.$$

9. ПОДБОР ЧИСЕЛ ЗУБЬЕВ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА

В курсовом проекте предлагается одна из следующих схем простейших планетарных механизмов (рис.3), получивших наибольшее распространение в инженерной практике.

9.1. Выбор числа сателлитов

Для разгрузки центральных подшипников и возможности передачи большей мощности, а также для достижения лучшей уравновешенности в планетарных редукторах устанавливают несколько симметрично расположенных (с одинаковым угловым шагом) сателлитов.

На выбор числа сателлитов влияют два ограничения, связанных с числами зубьев всех колес планетарного механизма.

Первое ограничение, называемое условием соседства сателлитов регламентирует возможность размещения сателлитов в одной плоскости так, чтобы соседние сателлиты не задевали своими, зубьями друг друга. Математически это условие записывается так:

$$\sin\frac{\pi}{k} > \frac{z_C + 2\cdot h_a^*}{z_1 + z_2}, \quad (9.1)$$

где k – число сателлитов;

h_a^* - коэффициент высоты зуба.

Если $z_2 > z_3$, то в числе принимают $z_C > z_2$.

При $z_3 > z_2$ принимают $z_C > z_3$.

В знаменателе в формуле (9.1) знак плюс берут при внешнем зацеплении колес 1 и 2 и минус - при внутреннем зацеплении.

Второе ограничение, называемое <u>условием собираемости</u> (сборки), требует необходимость одновременного зацепления всех сателлитов с центральными колесами при условии равных углов между сателлитами. Математически это условие записывается так:

$$\frac{z_1 \cdot U_{1,H}^{(4)}}{k}(1 + K\cdot P) = C, \qquad (9.2)$$

где $U_{1,H}^{(4)}$- передаточное отношение планетарного механизма при входном звене-колесе 1 и выходном звене-водиле Н и неподвижном колесе 4 (в схеме на рисунке 3, *г* неподвижным будет колесо 3).

Р – число полных оборотов водиле, которое необходимо сделать при сборке механизма (целое число).

С - любое целое число.

Выполнение этого условия означает, что если один из сателлитов установить в выбранном, например, в верхнем положении, то все последующие сателлиты свободно входят в зацепление с соответствующими центральными колесами в том же положении при повороте водила на угол

$$\varphi_H = \frac{360}{K}(1 + K \cdot P).$$

При курсовом проектировании будем принимать следующее количество сателлитов:

у механизма по схеме на рис. 3 а,б – один или два сателлита,

по схеме на рис. 3 в,г – три сателлита.

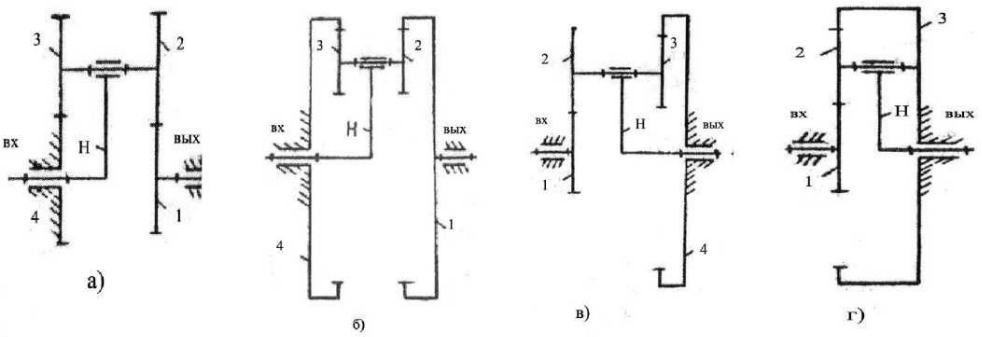

Рис. 3

9.2. Выбор чисел зубьев в планетарных редукторах

Основное (кинематическое) условие для выбора чисел зубьев колес заключается в обеспечении заданного передаточного отношения. Оно имеет вид:

Для механизмов на рис. 3 а,б

$$U_{H,1}^{(4)} = \frac{1}{1 - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}}, \qquad (9.3)$$

для механизма на рис. 3в

$$U_{1.H}^{(4)} = 1 + \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_2} \qquad (9.4)$$

для механизма на рис. 3г

$$U_{1.H}^{(3)} = 1 + \frac{z_3}{z_1} \qquad (9.5)$$

Дополнительные условия для выбора чисел зубьев учитывают различные ограничения по геометрическим, динамическим и др. условиям существования механизма. Некоторые из них студенты должны учитывать при подборе чисел зубьев.

Планетарные механизмы, как правило, проектируют и изготавливают с нулевыми колесами, но их можно составлять и из ненулевых колес (со смещением); модули рядов колес могут быть одинаковые и разные.

При курсовом проектировании будем считать, что все колеса планетарного механизма – нулевые, нарезаны инструментом реечного типа с параметрами исходного контура $\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1{,}0$, $C_0^* = 0{,}25$; модули рядов колес одинаковые.

При подборе чисел зубьев студенты должны учитывать следующие дополнительные условия.

Условие соосности, которое требует, чтобы при расположении осей центральных колес 1 и 4 и водила на одной прямой обеспечивалось зацепление сателлитов с центральными колесами. Оно имеет вид:

для схемы рис. 3а $z_1 + z_2 = z_3 + z_4$; (9.6)

для схемы рис. 3б $z_1 - z_2 = z_4 - z_3$; (9.7)

для схемы рис. 3в $z_1 + z_2 = z_4 - z_3$; (9.8)

для схемы рис. 3г $z_1 + 2z_2 = z_3$. (9.9)

Условие отсутствия заклинивания передачи требует, чтобы число зубьев находилось в определенном диапазоне. У эвольвентных колес с внутренними зубьями должно быть $z_{\min} \geq 85$. Для зацепляющихся с ним колес с внешними зубьями $z_{\min вш} \geq 20$, а для всей передачи в целом разность чисел зубьев сцепляющихся колес должна быть

$z_{вн} - z_{вш} \geq 8$.

Условие отсутствия подреза требует, чтобы у эвольвентных нулевых колес с внешним расположением зубьев $z_{\min} \geq 17$.

При назначении числа зубьев на меньшем колесе надо помнить, что завышенное число зубьев z_1 ведет к возрастанию габаритов передачи и увеличению массы колес.

Снижение числа зубьев ведет к уменьшению коэффициента перекрытия, плавности и точности работы. Из технологических соображений желательно избегать назначения чисел зубьев более 100 из ряда простых чисел (101,103,107 и т.д.) или кратных этим простым числам.

Если при синтезе планетарных механизмов задаться числом сателлитов, то условия соседства сателлитов и сборки будут дополнительными условиями.

Основному и дополнительным условиям синтеза могут удовлетворять несколько варианта чисел зубьев колес. Из множества вариантов студент обязан оставить оптимальный. В качестве критерия оптимизации при курсовом проектировании в первом приближении будем использовать межосевое расстояние планетарного механизма. Условие оптимизации будет иметь вид:

для схемы рис. 3а $A = \min(z_1 + z_2)$, (9.10)

для схемы рис. 3б $A = \min(z_1 - z_2)$, (9.11)

для схемы рис. 3в $A = \min(z_1 + z_2)$, (9.12)

для схемы рис. 3г $A = \min(z_3)$. (9.13)

9.3. Примеры подбора чисел зубьев колес планетарного механизма

Подбор чисел зубьев сводится к составлению исходных уравнений, отражающих основные и дополнительные условия для каждой конкретной схемы, и совместному решению их. Методов их решения, а значит, и методов подбора чисел зубьев, обеспечивающих все эти условия, имеется много. Наиболее общим считается метод сомножителей [7,8]. При этом методе для механизмов по схемам рис. 3 а,б,в подбор зубьев ведется по трем условиям: основному условию (передаточному отношению), условиям соосности и отсутствия заклинивания, а проверка - по условиям сборки и соседства сателлитов.

Для механизма по схеме рис. 3 г подбор чисел зубьев ведется также по трем условиям: основному, соосности и сборки, а проверка - по условию соседства.

Если в процессе подбора чисел зубьев не находится ни одного варианта отношения сомножителей, удовлетворяющего всем условиям синтеза, то дробь $\frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3} = \frac{C_2 \cdot C_4}{C_1 \cdot C_3}$ следует несколько изменить, округлив передаточное отношение редуктора. При этом отклонение передаточного отношения по сравнению с заданным не должно превышать 5%.

П р и м е р 1. Подобрать числа зубьев колес планетарного механизма по рис. 3 а, обеспечивающего передаточное отношение $U_{H,1}^{(4)} = 20$. Число блоков сателлитов К=2.

Решение.

Из формулы (9.3) передаточного отношения имеем:

$$\frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} = 1 - \frac{1}{U_{H,1}^{(4)}}.$$

После подстановки $U_{H,1}^{(4)} = 20$ получим

$$\frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} = 1 - \frac{1}{20} = \frac{19}{20}.$$

Число $\frac{19}{20}$ представляем в виде простых сомножителей

$$\frac{19}{20} = \frac{C_2 \cdot C_4}{C_1 \cdot C_3} = \frac{19 \cdot 1}{20 \cdot 1} = \frac{19 \cdot 1}{1 \cdot 20} = \frac{1 \cdot 19}{20 \cdot 1} = \frac{1 \cdot 19}{1 \cdot 20} = \frac{1 \cdot 19}{10 \cdot 2} = \frac{19 \cdot 1}{10 \cdot 2} = \frac{1 \cdot 19}{2 \cdot 10} = \frac{19 \cdot 1}{2 \cdot 10} = \frac{1 \cdot 19}{5 \cdot 4} = \frac{19 \cdot 1}{5 \cdot 4} = \frac{1 \cdot 19}{4 \cdot 5} = \frac{19 \cdot 1}{4 \cdot 5}.$$

Других вариантов нет.

Из возможных вариантов отношений оставим те, которые позволяют получить минимальные габариты редуктора. Частные передаточные отношения в ступенях (колеса 1-2, 3-4) должны быть не более 8÷10, а передаточное отношение U_T тихоходной ступени (колеса 1-2) должно быть несколько больше или равно передаточному отношению быстроходной (колеса 3-4) ступени.

Оставим для дальнейшего рассмотрения следующие четыре варианта

$$\frac{C_2 \cdot C_4}{C_1 \cdot C_3} = \frac{1 \cdot 19}{1 \cdot 20} = \frac{19 \cdot 1}{10 \cdot 2} = \frac{19 \cdot 1}{5 \cdot 4} = \frac{19 \cdot 1}{4 \cdot 5}.$$

Расчетная формула	1-й вариант	2-й вариант	3-й вариант	4-й вариант
$z_1 = c_1(c_3 + c_4) \cdot Ж$	1(19+20)·Ж=39·Ж	10(1+2)·Ж=30·Ж	5(1+4)·Ж=25·Ж	4(1+5)·Ж=24·Ж
$z_2 = c_2(c_3 + c_4) \cdot Ж$	1(19+20)·Ж=39·Ж	19(1+2)·Ж=57·Ж	19(1+4)·Ж=95·Ж	19(1+5)·Ж=114·Ж

$z_3 = c_3(c_1 + c_2)\cdot Ж$	20(1+1)·Ж=40·Ж	2(10+19)·Ж=58·Ж	4(19+5)·Ж=96·Ж	5(19+4)·Ж=115·Ж
$z_4 = c_4(c_1 + c_2)\cdot Ж$	19(1+1)·Ж=38·Ж	1(10+19)·Ж=29·Ж	1(1+5)·Ж=24·Ж	1(19+4)·Ж=23·Ж

Здесь Ж - произвольное число (в том числе и дробное). Оно выбирается так, чтобы все числа зубьев были целыми, выполнялись условия отсутствия заклинивания, и не было подрезания зубьев.

Принимаем для первого, третьего и четвертого вариантов Ж=1, а для второго – Ж=4.

Получим следующие числа зубьев:

	1-й вариант	2-й вариант	3-й вариант	4-й вариант
z_1	39	120	25	24
z_2	39	228	95	114
z_3	40	232	96	115
z_4	38	116	24	23

Проверяем условие соседства сателлитов по формуле (9.1).

В нашем случае $Z_3 > Z_2$, поэтому надо принимать $Z_C = Z_3$.

<u>1-й вариант</u>

$\sin\frac{180}{2} > \frac{40+2\cdot 1}{39+39}$; 1>0,538, т.е. условие соседства выполняется.

<u>2-й вариант</u>

$\sin\frac{180}{2} > \frac{232+2\cdot 1}{120+228}$; 1>0,672, т.е. условие соседства выполняется.

<u>3-й вариант</u>

$\sin\frac{180}{2} > \frac{96+2\cdot 1}{25+95}$; 1>0,817, т.е. условие соседства выполняется.

<u>4-й вариант</u>

$\sin\frac{180}{2} > \frac{115+2\cdot 1}{24+114}$; 1>0,833, т.е. условие соседства выполняется.

Проверяем условие сборки по формуле (9.2)

<u>1-й вариант</u>

$\frac{39\cdot\frac{1}{20}}{2}(1+2\cdot P) \neq C$ - ни при каких целых значениях Р.

2-й вариант

$\frac{120\cdot\frac{1}{20}}{2}(1+2\cdot P)=3$ - при P=0.

Следовательно, сборка невозможна.

3-й вариант

$\frac{25\cdot\frac{1}{20}}{2}(1+2\cdot P)\neq C$ - ни при каких целых значениях P.

4-й вариант

$\frac{24\cdot\frac{1}{20}}{2}(1+2\cdot P)\neq C$ - ни при каких целых значениях P.

Всем условиям синтеза удовлетворяет вариант 2. Поэтому принимает окончательно:

$Z_1=120$; $Z_2=228$; $Z_3=232$; $Z_4=116$.

Заметим, что при числе сателлитов К=1 условия соседства сателлитов и сборки удовлетворяются всегда и их проверять нет необходимости.

Пример 2. Подобрать числа зубьев колес планетарного механизма по рис. 3 б, обеспечивающего передаточное отношение $U_{H,1}^{(4)}=16{,}7$. Число сателлитов примем К=2.

Решение.

Округлим заданное передаточное отношение, приняв его равным $U_{H,1}^{(4)}=17$. Тогда отклонение от заданного передаточного отношения будет равно

$\delta=\frac{|16{,}7-17|}{16{,}7}\cdot 100\%=1{,}79\%<5\%$, что допустимо.

Из формулы (9.3) передаточного отношения имеем:

$$\frac{z_2\cdot z_4}{z_1\cdot z_3}=1-\frac{1}{U_{H,1}^{(4)}}=1-\frac{1}{17}=\frac{16}{17}.$$

Число $\frac{16}{17}$ представляем в виде простых сомножителей:

$$\frac{16}{17}=\frac{C_2\cdot C_4}{C_1\cdot C_3}=\frac{1\cdot 16}{17\cdot 1}=\frac{16\cdot 1}{1\cdot 17}=\frac{1\cdot 16}{1\cdot 17}=\frac{4\cdot 4}{1\cdot 17}=\frac{4\cdot 4}{17\cdot 1}=\frac{8\cdot 2}{17\cdot 1}=\frac{8\cdot 2}{1\cdot 17}=\frac{2\cdot 8}{17\cdot 1}=\frac{2\cdot 8}{1\cdot 17}.$$

Других вариантов нет.

Для дальнейшего рассмотрения оставим соотношения, в которых $C_1 > 2C_2$; $C_4 > 2C_3$.

Это будут варианты:

$$\frac{C_2 \cdot C_4}{C_1 \cdot C_3} = \frac{1 \cdot 16}{17 \cdot 1} = \frac{4 \cdot 4}{17 \cdot 1} = \frac{2 \cdot 8}{17 \cdot 1}$$

Расчетная формула	1-й вариант	2-й вариант	3-й вариант
$z_1 = c_1(c_4 - c_3) \cdot Ж$	17(16-1)·Ж=225·Ж	17(4-1)·Ж=51·Ж	17(8-1)·Ж=119·Ж
$z_2 = c_2(c_4 - c_3) \cdot Ж$	1(16-1)·Ж=15·Ж	4(4-1)·Ж=12·Ж	2(8-1)·Ж=14·Ж
$z_3 = c_3(c_1 - c_2) \cdot Ж$	1(17-1)·Ж=16·Ж	1(17-4)·Ж=13·Ж	1(17-2)·Ж=15·Ж
$z_4 = c_4(c_1 - c_2) \cdot Ж$	16(17-1)·Ж=256·Ж	4(17-4)·Ж=52·Ж	8(17-2)·Ж=120·Ж

Примем для всех вариантов Ж=2. Получим следующие числа зубьев:

	1-й вариант	2-й вариант	3-й вариант
z_1	510	102	238
z_2	30	24	28
z_3	32	26	30
z_4	512	104	240

Проверяем условие соседства сателлитов по формуле (9.1).

<u>1-й вариант</u>

$\sin\frac{180}{2} > \frac{32 + 2 \cdot 1}{510 - 30}$; 1>0,0708, т.е. условие соседства выполняется.

<u>2-й вариант</u>

$\sin\frac{180}{2} > \frac{26 + 2 \cdot 1}{102 - 24}$; 1>0,359, т.е. условие соседства выполняется.

<u>3-й вариант</u>

$\sin\frac{180}{2} > \frac{30 + 2 \cdot 1}{238 - 28}$; 1>0,152, т.е. условие соседства выполняется.

Проверяем условие сборки по формуле (9.2)

<u>1-й вариант</u>

$$\frac{510\cdot\frac{1}{17}}{2}(1+2\cdot 0)=15$$ - т.е. сборка возможна при Р=0.

<u>2-й вариант</u>

$$\frac{102\cdot\frac{1}{17}}{2}(1+2\cdot 0)=3$$ - т.е. сборка возможна при Р=0.

<u>3-й вариант</u>

$$\frac{238\cdot\frac{1}{17}}{2}(1+2\cdot 0)=7$$ - т.е. сборка возможна при Р=0.

Всем условиям синтеза удовлетворяют все три варианта. Но редуктор по варианту 2 согласно условию (9.11) имеет наименьшие габариты. Поэтому принимает окончательно:

$Z_1=102$; $Z_2=24$; $Z_3=26$; $Z_4=104$.

Заметим, что при числе сателлитов К=1 условия соседства сателлитов и сборки удовлетворяются всегда и их проверять нет необходимости.

Пример 3. Подобрать числа зубьев колес планетарного механизма по рис. 3 в, обеспечивающего передаточное отношение $U_{1.H}^{(4)}=4{,}17$. Число сателлитов примем К=3.

Решение.

Округлим заданное передаточное отношение $U_{1.H}^{(4)}=4{,}17$, приняв его равным $U_{1.H}^{(3)}=4{,}2$. Тогда отклонение от заданного передаточного отношения составит:

$\delta=\frac{|4{,}17-4{,}2|}{4{,}17}\cdot 100\%=0{,}71\%<5\%$, что допустимо.

Для рассматриваемого типа редуктора формула передаточного отношения имеет вид:

$$U_{1.H}^{(4)}=1-U_{1.4}^{(H)}=1+\frac{z_2\cdot z_4}{z_1\cdot z_3}.$$

Отсюда получаем:

$$\frac{z_2\cdot z_4}{z_1\cdot z_3}=U_{1.H}^{(4)}-1=4{,}2-1=3{,}2=\frac{16}{5}.$$

Число $\frac{16}{5}$ представляем в виде простых сомножителей:

$$\frac{16}{5}=\frac{C_2\cdot C_4}{C_1\cdot C_3}=\frac{16\cdot 1}{5\cdot 1}=\frac{1\cdot 16}{5\cdot 1}=\frac{16\cdot 1}{1\cdot 5}=\frac{1\cdot 16}{1\cdot 5}=\frac{8\cdot 2}{5\cdot 1}=\frac{2\cdot 8}{5\cdot 1}=\frac{8\cdot 2}{1\cdot 5}=\frac{2\cdot 8}{1\cdot 5}=\frac{4\cdot 4}{1\cdot 5}=\frac{4\cdot 4}{5\cdot 1}.$$

Других вариантов нет.

Из возможных вариантов отклонений оставляем для дальнейшего исследования соотношения, у которых $C_4 > 2C_3$. Этому ограничению удовлетворяют варианты:

$$\frac{C_2\cdot C_4}{C_1\cdot C_3}=\frac{1\cdot 16}{5\cdot 1}=\frac{1\cdot 16}{1\cdot 5}=\frac{2\cdot 8}{5\cdot 1}.$$

Расчетная формула	1-й вариант	2-й вариант	3-й вариант
$z_1 = c_1(c_4 - c_3)\cdot Ж$	5(16-1)·Ж=75·Ж	1(16-5)·Ж=11·Ж	5(8-1)·Ж=35·Ж
$z_2 = c_2(c_4 - c_3)\cdot Ж$	1(16-1)·Ж=15·Ж	1(16-5)·Ж=11·Ж	2(8-1)·Ж=14·Ж
$z_3 = c_3(c_1 + c_2)\cdot Ж$	1(1+5)·Ж=6·Ж	5(1+1)·Ж=10·Ж	1(2+5)·Ж=7·Ж
$z_4 = c_4(c_1 + c_2)\cdot Ж$	16(1+5)·Ж=96·Ж	16(1+1)·Ж=32·Ж	8(2+5)·Ж=56·Ж

Примем для всех вариантов Ж=3. Получим следующие числа зубьев:

	1-й вариант	2-й вариант	3-й вариант
z_1	225	33	105
z_2	45	33	42
z_3	18	30	21
z_4	288	96	168

Проверяем условие соседства сателлитов по формуле (9.1), учитывая, что для всех вариантов $Z_2 > Z_3$ и $Z_C = Z_2$.

<u>1-й вариант</u>

$\sin\frac{180}{2} > \frac{45+2\cdot 1}{225+45}$; 0,866>0,174, т.е. условие соседства выполняется.

<u>2-й вариант</u>

$\sin\frac{180}{2} > \frac{33+2\cdot 1}{33+33}$; 0,866>0,53, т.е. условие соседства выполняется.

<u>3-й вариант</u>

$\sin\frac{180}{2} > \frac{42+2\cdot 1}{105+42}$; 0,866>0,319, т.е. условие соседства выполняется.

Проверяем условие сборки по формуле (9.2)

1-й вариант

$\frac{225 \cdot 4,2}{3}(1+3 \cdot 0)=315$ - т.е. сборка возможна при P=0.

2-й вариант

$\frac{33 \cdot 4,2}{3}(1+3 \cdot 3)=462$ - т.е. сборка возможна при P=3.

3-й вариант

$\frac{105 \cdot 4,2}{3}(1+3 \cdot 0)=147$ - т.е. сборка возможна при P=0.

Всем условиям синтеза удовлетворяют все три варианта.

Согласно условию (9.12) оптимизации вариант № 2 по габаритам наименьший. Поэтому принимает окончательно:

$Z_1=33$; $Z_2=33$; $Z_3=30$; $Z_4=96$.

Пример 4. Подобрать числа зубьев колес планетарного механизма по рис. 3 г, обеспечивающего передаточное отношение $U_{1,H}^{(3)}=3,49$. Число сателлитов примем К=3.

Решение.

Редуктор с передаточным отношением $U_{1,H}^{(3)}=3,49$ спроектировать затруднительно. Поэтому округлим заданное передаточное отношение, приняв его равным $U_{1,H}^{(3)}=3,5$. Тогда отклонение передаточного отношения составит:

$\delta=\frac{|3,49-3,5|}{3,49} \cdot 100\%=0,28\%<5\%$, что допустимо.

Подбор чисел зубьев колес проводим по соотношению:

$$Z_1:Z_2:Z_3:C=Z_1:\frac{Z_1\left(U_{1,H}^{(3)}-2\right)}{2}:Z_1\left(U_{1,H}^{(3)}-1\right):\frac{Z_1 \cdot U_{1,H}^{(3)}}{K}.$$

После подстановки в это уравнение значений

$U_{1,H}^{(3)}=3,4$, К=3 получим

$$Z_1:Z_2:Z_3:C=Z_1:\frac{Z_1\left(\frac{7}{2}-2\right)}{2}:Z_1\left(\frac{7}{2}-1\right):\frac{Z_1 \cdot \frac{7}{2}}{3}$$

или

$$Z_1 : Z_2 : Z_3 : C = Z_1 : \frac{3}{4}Z_1 : \frac{5}{2}Z_1 : \frac{7}{6}Z_1 .$$

Это основное условие, позволяющее подобрать числа зубьев колес при $Z_1 \geq 17$; $Z_2 \geq 20$; $Z_3 \geq 85$; $Z_3 - Z_2 \geq 8$.

С - целое число.

Пусть $Z_1 = 24$ (что больше 17), тогда $Z_2 = \frac{3}{4}Z_1 = \frac{3}{4} \cdot 24 = 18$ (что меньше 20) и $Z_3 = \frac{5}{2}Z_1 = \frac{5 \cdot 24}{2} = 60$ (что меньше 86). Так как Z_2 и Z_3 меньше рекомендуемых значений, то этот вариант отпадает.

Примем $Z_1 = 36$, тогда $Z_2 = 27$, $Z_3 = 90$ и С=42.

Примем $Z_1 = 48$, тогда $Z_2 = 36$, $Z_3 = 120$ и С=56.

Последние два варианта проверим по условию соседства сателлитов по формуле (9.1).

<u>1-й вариант</u>

$\sin\frac{180}{2} > \frac{27 + 2 \cdot 1}{36 + 27}$; 0,866>0,46, т.е. условие соседства выполняется.

<u>2-й вариант</u>

$\sin\frac{180}{2} > \frac{36 + 2 \cdot 1}{48 + 36}$; 0,866>0,45, т.е. условие соседства выполняется.

Оба варианта удовлетворяют условиям синтеза.

По условию оптимизации (9.13) предпочтение отдаем первому варианту и окончательно принимаем:

$Z_1 = 36$; $Z_2 = 27$; $Z_3 = 90$.

10. КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕДАТОЧНОГО МЕХАНИЗМА АНАЛИТИЧЕСКИМ И ГРАФИЧЕСКИМ МЕТОДАМИ

10.1. Используя найденные числа зубьев колес планетарного механизма, определить фактические передаточные отношения и угловые скорости звеньев передаточного механизма.

10.2. Определить радиусы начальных окружностей колес планетарного механизма по формуле

$$r_i = \frac{m_i z_i}{2},$$

где i=1,2,3,4; z_i - число зубьев колеса.

m_i - модуль зубчатого колеса.

10.3. Вычертить схему передаточного механизма, приняв радиусы начальных окружностей колес 1 и 2 из п. 4.3. Задавшись стандартным масштабом, построить кинематическую схему в двух проекциях.

10.4. Построить планы линейных скоростей для каждого звена передаточного механизма (4,6,7,8). Методику построения планов линейных скоростей рассмотрим на примере механизма, схема которого изображена на рис.4,а.

Спроецируем на вертикаль m-m точки контакта колес и их оси O_1, O_2, *А, В, С, Д* (рис.4б). Окружная скорость точки *А* колеса 1 равна:

$$V_A = \frac{\pi \cdot n_{дв}}{30} \cdot r_1, \text{ м/с.}$$

Отложим эту скорость в виде отрезка $[AA']$ вправо от вертикали. Тогда масштаб плана линейных скоростей будет равен:

$$\mu_V = \frac{V_A}{[AA']}, \quad \frac{м/с}{мм}$$

Скорость центра O_I колеса 1 равна нулю. Соединяя точку A' $\overline{A}\vec{A}'$ с точкой O_I, получим треугольник $AA'O_I$ скоростей колеса I.

Скорость $V_{A_I} \equiv V_{A_{II}}$. Так как $V_{O_{II}} = 0$, то, соединив точки A' и O_{II} прямой линией, получим треугольник (план) $AA'O_{II}$ скоростей колеса II. Колесо I планетарного механизма сблокировано с колесом II, поэтому закон распределения скоростей для него будет таким же, как и для колеса II. Продолжив прямую AO_{II}, находим точку B'. Треугольник $O_{II}B'B$ и будет треугольником (планом) скоростей колеса 1. Сателлит 2-3 совершает плоскопараллельное движение, распределение скорости при котором также происходит по линейному закону. Для получения этого закона необходимо знать скорости любых двух точек звена.

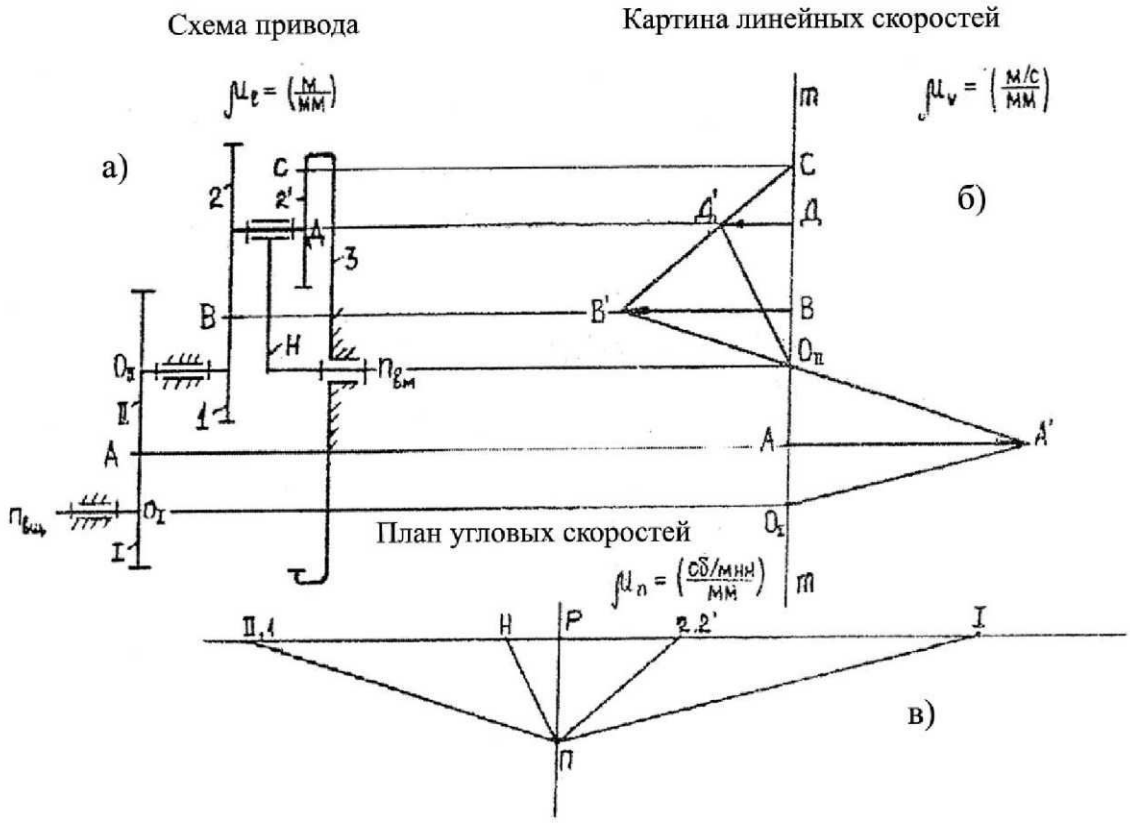

Рис. 4

Такими точками являются точка *B*, принадлежащая одновременно колесам 1 и 2, и точка *C*, принадлежащая колесам 3 и 4, скорость которой равна нулю. Соединяя точку *B* вектора $\overline{B'}\vec{B}$ с точкой *C*, лежащей на вертикали m-m, получаем закон распределения скоростей сателлита 2-3 и план линейных скоростей в виде треугольника CBB'. Зная закон распределения скоростей точек блока сателлитов, находим скорость точки *Д* водила *H*, изображенную на чертеже вектором $ДД'$. Так как скорость центра водила равна нулю, то закон распределения линейных скоростей водила представляет прямую линию, соединяющую точки Д' и O_{II}. План линейных скоростей водила представляет собой треугольник $ДO_{II}Д'$.

10.5. Используя планы скоростей звеньев, построить план чисел оборотов звеньев передаточного механизма (рис.4в).

Для этого по оси абсцисс прямоугольной системы координат откладываем отрезок [PI] произвольной длины. Тогда масштаб чисел оборотов будет равен:

$$\mu_n = \frac{n_{ов}}{[PI]}, \quad \frac{об/мин}{мм} .$$

Далее проводим прямую (IП)II[O_1A']. Получаем полюс П плана чисел оборотов. Проводя через полюс П лучи до пересечения с горизонталью (ПIII)II($A'B'$);

(ПН)II(O_{II}/I'); (П2)II($B'C$), параллельные соответствующим лучам планов линейных скоростей, получим на оси абцисс отрезки, измеряемые от основания перпендикуляра РП, пропорциональные числам оборотов звеньев передаточного механизма.

По плану чисел оборотов определяют числа оборотов и угловые скорости звеньев

$n_{II} = (PII) \cdot \mu_n$; $n_H = (PH) \cdot \mu_n$; $n_{2,3} = (P2) \cdot \mu_n$, где $(PII), (PH), (P2)$- длины отрезков на плане чисел оборотов в мм.

Угловые скорости звеньев находим по известной формуле:

$$\omega_i = \frac{\pi \cdot n_i}{30}, c^{-1},$$

где n_i - число оборотов в минуту i- звена.

10.6. По плану чисел оборотов определить передаточные отношения в приводе:

$$U'_{общ} = \frac{|PI|}{|PH|}; \; U'_{1,II} = \frac{|PI|}{|PII|}; \; U'_{пп} = \frac{|P1|}{|PH|}.$$

Полученные результаты необходимо сравнить с результатами п. 10.1.

На кафедре ТММ ДГТУ проводится расчет планетарных редукторов по алгоритму, предложенному доц. кафедры ТММ Л.И.Алексеевым. Сам алгоритм представлен в работе [11].

Использованная литература.

1. ГОСТ 16532-70. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентного внешнего зацепления. Расчет геометрии.
2. ГОСТ 16530-83 (СТ СЭВ 3295-81). Общие термины, определения и обозначения.
3. ГОСТ 16531-83 (СТ СЭВ 3294-81). Передачи зубчатые цилиндрические. Термины, определения и обозначения.
4. Артоболевский И.И. Теория механизмом и машин. М.: Наука, 1996.
5. Курсовое проектирование деталей и машин/Под редакцией КудрявцеваВ.Н.. Л.: Машиностроение, 1984.
6. Кореняко А.С. и др. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. Киев: «Вища Школа», 1970.
7. Попов С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин. М.: Высшая школа, 1986.
8. Теория механизмов и машин. Учебник для вузов/Под ред. Фролова К.В. М.: Высшая школа, 1987.
9. Синтез и анализ передаточного механизма. Методические указания. РИСХМ, 1983.
10. Синтез, анализ передаточного механизма. Методические указания. РИСХМ, 1991г.
11. Анализ и синтез зацепления и планетарных редукторов. РИСХМ, 1991.

Таблица значений эвольвентной функции $inv\,\alpha_x$

Град	Часть числа, общая для всей строки	0′	5′	10′	15′	20′	25′	30′	35′	40′	45′	50′	55′
15	0,00	61498	62548	63611	64686	65773	66873	67985	69110	70248	71398	72561	73738
16	0,0	07493	07613	07735	07857	07982	08107	08234	08362	08492	08623	08756	08889
17	0,0	09025	09161	09299	09439	09580	09722	09866	10012	10158	10307	10456	10608
18	0,0	10760	10915	11071	11228	11387	11547	11709	11873	12038	12205	12373	12543
19	0,0	12715	12888	13063	13240	13418	13598	13779	13963	14148	14334	14523	14713
20	0,0	14905	15098	15293	15490	15689	15890	16092	16296	16502	16710	16920	17132
21°	0,0	17345	17560	17777	17996	18217	18440	18665	18891	19120	19350	19583	19817
22	0,0	20054	20292	20533	20775	21019	21266	21514	21765	22018	22272	22529	22788
23	0,0	23049	23312	23577	23845	24114	24386	24660	24936	25214	25495	25778	26062
24	0,0	26350	26639	26931	27225	27521	27820	28121	28424	28729	29037	29348	29660
25	0,0	29975	30293	30613	30935	31260	31587	31917	32249	32583	32920	33260	33602
26	0,0	33947	34294	34644	34997	35352	35709	36069	36432	36796	37166	37537	37910
27	0,0	38287	38666	39047	39432	39819	40209	40602	40997	41395	41797	42201	42607
28	0,0	43017	43430	43845	44264	44685	45110	45537	45967	46400	46837	47276	47718
29	0,0	48164	48612	49064	49518	49976	50437	50901	51368	51838	52312	52788	53268
30	0,0	53751	54238	54728	55221	55717	56217	56720	57226	57736	58249	58765	59285
31	0,0	59809	60336	60866	61400	61937	62478	63022	63570	64122	64677	65236	65799
32	0,0	66364	66934	67507	68084	68665	69250	69838	70430	71026	71626	72230	72838
33	0,0	73449	74064	74684	75307	75934	76565	77200	77839	78483	79130	79781	80437
34	0,0	81097	81760	82428	83100	83777	84457	85142	85832	86525	87223	87925	88631

Град	Часть числа, общая для всей строки	0′	5′	10′	15′	20′	25′	30′	35′	40′	45′	50′	55′
35	0,0	89342	90058	90777	91502	92230	92963	93701	94443	95190	95942	96698	97459
36	0	09822	09899	09977	10055	10133	10212	10292	10371	10452	10533	10614	10696
37	0	10778	10861	10944	11028	11113	11197	11283	11369	11455	11542	11630	11718
38	0	11806	11895	11985	12075	12165	12257	12348	12441	12534	12627	12721	12815
39	0	12911	13006	13102	13199	13297	13395	13493	13592	13692	13792	13893	13995
40	0	14097	14200	14303	14407	14511	14616	14722	14829	14936	15043	15152	15261
41	0	15370	15480	15591	15703	15815	15928	16041	16156	16270	16386	16502	16619
42	0	16737	16855	16974	17093	17214	17336	17457	17579	17702	17826	17951	18076
43	0	18202	18329	18457	18585	18714	18844	18975	19106	19238	19371	19505	19639
44	0	19774	19910	20047	20185	20323	20463	20603	20743	20885	21028	21171	21315
45	0	21460	21606	21753	21900	22049	22198	22348	22499	22651	22804	22958	23113
46	0	23268	23424	23582	23740	23899	24059	24220	24382	24545	24709	24874	25040
47	0	25206	25374	25543	25713	25883	26055	26228	26401	26576	26752	26929	27107
48	0	27285	27465	27646	27828	28012	28196	28381	28567	28755	28943	29133	29324
49	0	29516	29709	29903	30098	30295	30492	30691	30891	31092	31295	31498	31703
50	0	31909	32116	32324	32534	32745	32957	33171	33385	33601	33818	34037	34257
51	0	34478	34700	34924	35149	35376	35604	35833	36063	36295	36529	36763	36999
52	0	37237	37476	37716	37958	38202	38446	38693	38941	39190	39441	39693	39947
53	0	40202	40459	40717	40977	41239	41502	41767	42034	42302	42571	42843	43116
54	0	43390	43667	43945	44225	44506	44789	45074	45361	45650	45940	46232	46526

Вопросы для самопроверки и подготовки к защите листа курсового проекта.

1. Что называется передаточным отношением и передаточным числом?
2. При помощи каких параметров можно выразить передаточное отношение, передаточное число?
3. Что называется эвольвентой окружности, как ее построить, свойства эвольвенты, уравнения эвольвенты в полярных координатах.
4. Назовите параметры исходного контура, шестерки и колеса.
5. Что называется модулем, шагом зубьев, дугой и углом зацепления?
6. В чем отличие делительной и начальной окружностей?
7. Что такое полюс зацепления, линия зацепления, активная линия зацепления, активный профиль зуба, радиальный зазор, дуга зацепления? Уметь показать их на чертеже.
8. Что такое головка и ножка зуба, какой частью зуба входят в зацепление шестерня и колесо?
9. Виды смещения исходного производящего контура. Виды коррекции (угловая и высотная), влияние величины смещения на параметры колес и зацепления.
10. Какие качественные показатели зацепления вы знаете. Физический смысл коэффициента перекрытия, как понимать величину коэффициента перекрытия?
11. Как по точке контакта, взятой на активной линии зацепления, найти контактные точки на профилях двух взаимодействующих зубьев шестерни и колеса.
12. Назовите основное и дополнительные условия синтеза планетарных механизмов. Физический смысл этих условий.
13. Условия оптимизации при синтезе планетарных механизмов.
14. Определить, используя план линейных скоростей, линейную скорость произвольной точки звена передаточного механизма.
15. Определить, используя план чисел оборотов, число оборотов (угловую скорость) произвольного эвена передаточного механизма, а также передаточные отношения в приводе.