

ОПД.Ф.02.03 ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНЫХ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ С ПОМОЩЬЮ ЭВМ

Методические указания к курсовому проекту

Методические указания составлены для студентов специальностей 170900 – «Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование», 150200 – «Автомобили и автомобильное хозяйство», 291300 - «Механизация и автоматизация строительства», 170400 - «Машины и оборудование лесного комплекса», выполняющих курсовой проект по теории механизмов и механике машин.

В указаниях приведены алгоритмы и прикладные программы (ZUB, KOLESO) для расчетов по определению чисел зубьев колес основных видов планетарных механизмов и геометрических параметров прямозубых цилиндрических колес эвольвентного профиля.

1. СТРУКТУРНЫЕ СХЕМЫ ПЛАНЕТАРНЫХ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

Планетарными зубчатыми механизмами называются механизмы для передачи и преобразования вращательного движения, содержащие зубчатые колеса с перемещающейся осью вращения хотя бы одного из них. В планетарных механизмах основными звеньями являются центральные зубчатые колеса, оси которых неподвижны, сателлиты - зубчатые колеса с перемещаемыми осями вращения и водило - звено, в котором установлены оси сателлитов. Как правило, планетарные механизмы изготавливаются соосными. Планетарные механизмы подразделяются на планетарные редукторы (или мультипликаторы) и дифференциальные механизмы. В планетарных механизмах обязательно имеется хотя бы одно неподвижное (жестко закрепленное) зубчатое колесо, и они обладают одной степенью подвижности.

Если в планетарном механизме освободить от закрепления неподвижное колесо и сообщить ему вращение, то все колеса станут подвижными и механизм превратится в дифференциальный, степень подвижности которого будет равна не менее двум. Изменять схему планетарного редуктора можно с помощью тормозного устройства. Свойство обратимости планетарных механизмов позволяет применять одинаковые методы проектирования и исследования для планетарных редукторов и дифференциалов.

Планетарные механизмы отличаются меньшими габаритами и весом по сравнению с другими зубчатыми передачами, обеспечивают высокие значения КПД (в пределах 0,9...0,98) и большие передаточные отношения (до 1000 и более). Следует, однако, помнить, что с увеличением передаточного отношения уменьшается КПД.

В инженерной практике получили распространение четыре схемы простейших планетарных механизмов (рис. 1, 2, 3,

4), в которых сателлиты (двойные - рис. 1, 2, 3, или одинарные - рис. 4) зацепляются одновременно с двумя центральными колесами. Все они имеют три соосных вала, один из которых неподвижный.

Выбор той или иной структурной схемы планетарного механизма проводят с учетом требуемого передаточного отношения. В заданиях на курсовой проект схема задана.

2. УСЛОВИЯ, КОТОРЫЕ НЕОБХОДИМО ВЫПОЛНЯТЬ ПРИ ГЕОМЕТРИЧЕСКОМ СИНТЕЗЕ ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

2.1. Выполнение заданного передаточного отношения

Для обеспечения заданного передаточного отношения i нужно подобрать числа зубьев колес так, чтобы при подстановке их значений в выражение для выбранной (или заданной) схемы механизма получилось требуемое численное значение i . С целью упрощения определения числа зубьев допускается отклонение значения передаточного отношения от заданного до 5 %.

Для механизмов типов AA , JJ , AJ (рис. 1, 2, 3) при ведущем колесе 1, ведомом водиле H и закрепленном колесе 3:

$$i_{111}^{(3)} = 1 - i_{13}^{(H)},$$

где $i_{13}^{(H)}$ - передаточное отношение механизма от колеса 1 к колесу 3 в обратном движении, то есть при остановленном водиле H и освобожденном от закрепления колесе 3.

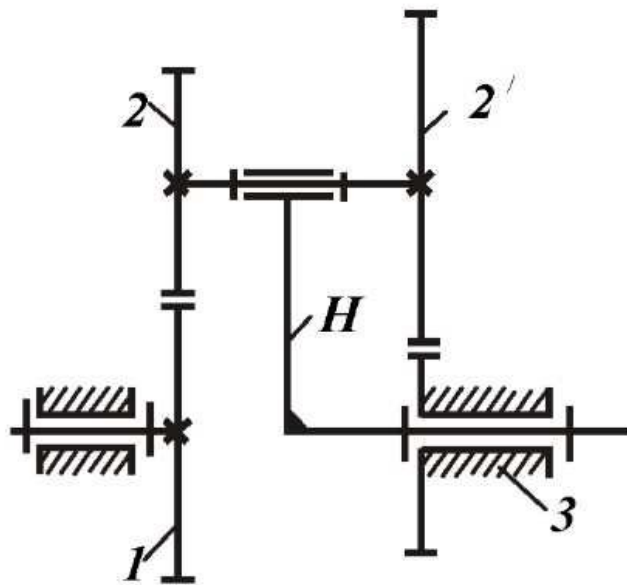


Рис. 1. Схема планетарного механизма типа *АА*

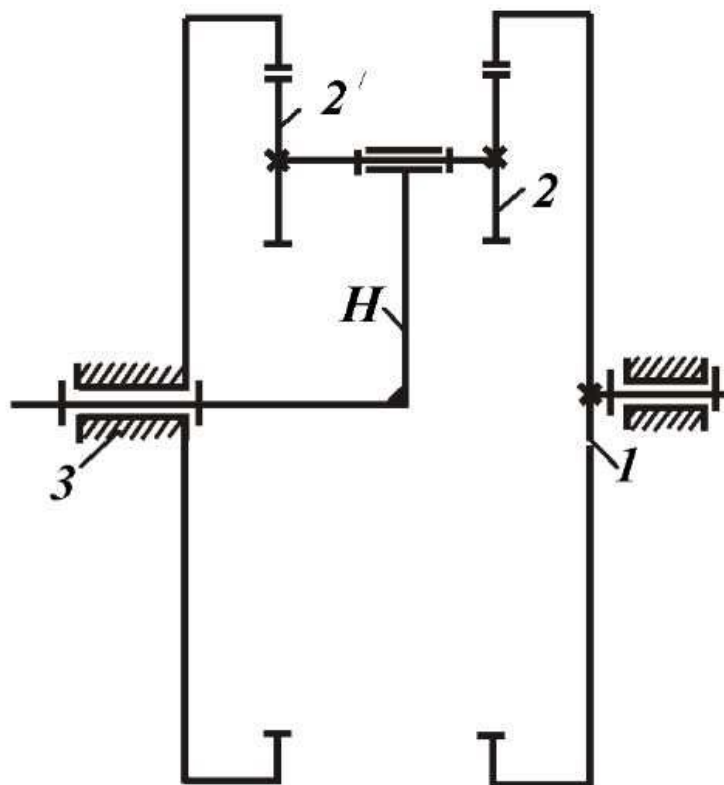


Рис. 2. Схема планетарного механизма типа *JJ*

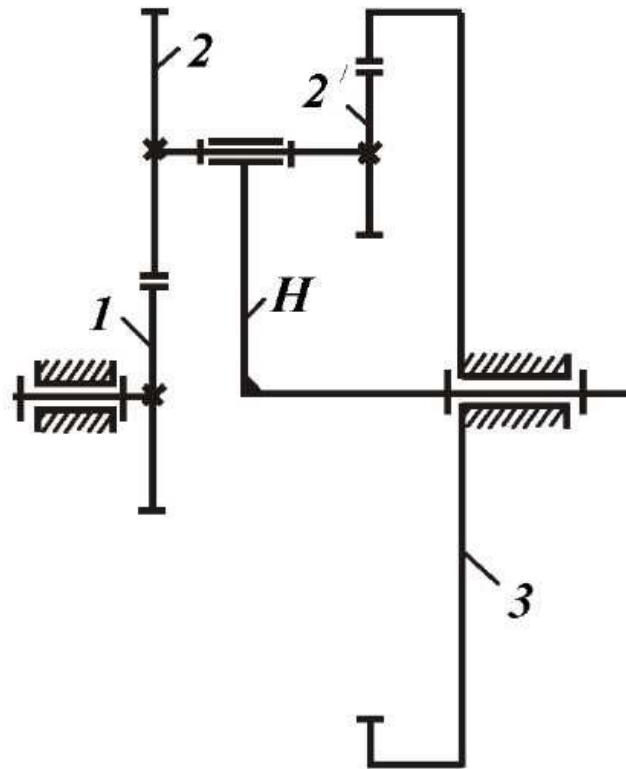


Рис. 3. Схема планетарного механизма типа AJ

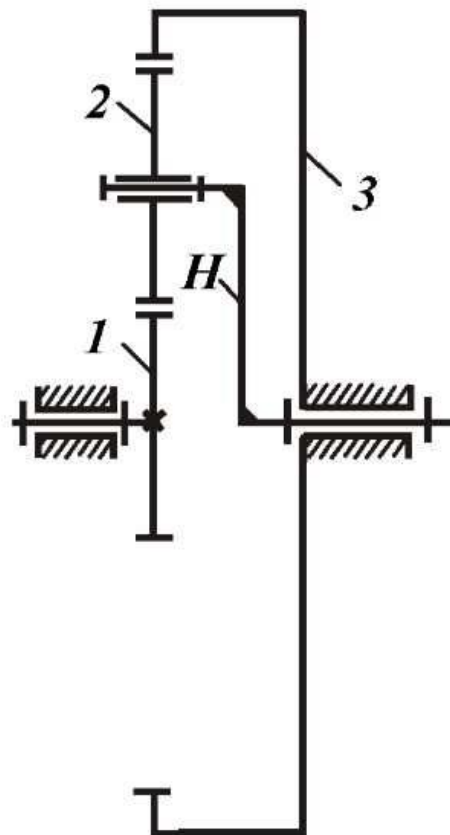


Рис. 4. Схема планетарного механизма типа \overline{AJ}

Для этих же типов механизмов при ведущем водиле H и ведомом колесе I :

$$i_{HI}^{(3)} = \frac{I}{i_{IH}^{(3)}} = \frac{1}{1 - i_{13}^{(H)}}.$$

При остановленном водиле получается двухступенчатый рядовой механизм, для которого

$$i_{13}^{(H)} = (-1)^n \cdot \frac{Z_2 \cdot Z_3}{Z_1 \cdot Z_2'} = \frac{A}{B},$$

где n - число пар колес с внешним зацеплением;

A, B - простые целые числа;

Z_1, Z_2, Z_2', Z_3 - числа зубьев соответствующих колес.

Для механизмов типа \overline{AJ} (рис. 4) при ведущем колесе I , ведомом водиле H и закрепленном колесе 3

$$i_{IH}^{(3)} = 1 - i_{13}^{(H)} = 1 - \left(-\frac{Z_3}{Z_1} \right) = 1 + \frac{Z_3}{Z_1},$$

где
$$i_{13}^{(H)} = (-1)^n \cdot \frac{Z_2 \cdot Z_3}{Z_1 \cdot Z_2'} = (-1)^1 \cdot \frac{Z_3}{Z_1} = -\frac{Z_3}{Z_1}.$$

2.2. Условие соосности зубчатых колес и водила

Это условие требует, чтобы при расположении осей колес $1, 3$ и водила на одной прямой обеспечивалось зацепление сателлитов с центральными колесами. Для этого сумма радиусов начальных окружностей соответствующих колес должна быть постоянной:

для схемы AA (рис. 1)	$r_1 + r_2 = r_2' + r_3 = r_H$;
для схемы JJ (рис. 2)	$r_1 - r_2 = r_3 - r_2' = r_H$;
для схемы AJ (рис. 3)	$r_1 + r_2 = r_3 - r_2' = r_H$;
для схемы \overline{AJ} (рис. 4)	$r_1 + r_2 = r_3 - r_2 = r_H$; $r_3 = r_1 + 2r_2$

Планетарные механизмы, как правило, проектируют и изготавливают с нулевыми колесами и одинаковыми модулями обеих пар колес. В этом случае условия соосности можно записать в следующем виде:

$$\text{для схемы } AA \quad Z_1 + Z_2 = Z_2' + Z_3;$$

$$\text{для схемы } JJ \quad Z_1 - Z_2 = Z_3 - Z_2';$$

$$\text{для схемы } AJ \quad Z_1 + Z_2 = Z_3 - Z_2';$$

$$\text{для схемы } \overline{AJ} \quad Z_3 = Z_1 + 2Z_2.$$

2.3. Условие соседства (смежности)

Это условие совместного размещения нескольких сателлитов по общей окружности. Оно требует, чтобы при многосателлитной конструкции (когда число сателлитов K больше единицы) соседние сателлиты не задевали своими зубьями друг друга. Для этого согласно рис. 5 должно быть:

$$a_c > d_a, \text{ то есть } a_c = d_a + c_c,$$

где a_c - расстояние между осями соседних сателлитов, мм;

d_a - диаметр окружности вершин зубьев наибольшего из сателлитов, мм

c_c - зазор между соседними сателлитами, мм.

$$\text{Из треугольника } \theta\theta_1\theta_2 \quad a_c = 2 (r_1 + r_2) \operatorname{Sin} \left(\frac{180^\circ}{K} \right)$$

$$\text{или} \quad 2 (r_1 + r_2) \cdot \operatorname{Sin} \left(\frac{180^\circ}{K} \right) > d_a,$$

где K - число сателлитов.

При нулевых колесах это условие имеет следующий вид:

$$\operatorname{Sin} \left(\frac{180^\circ}{K} \right) \geq \frac{Z_c + 2h_a^*}{Z_1 \pm Z_2},$$

где Z_c - число зубьев наибольшего из сателлитов;

h_a^* - коэффициент высоты головки зуба.

В знаменателе выражения знак «плюс» ставится при внешнем зацеплении, а «минус» – при внутреннем зацеплении данной пары колес.

Для схемы механизма типа \overline{AJ} условие соседства имеет следующий вид:

$$\sin\left(\frac{180^\circ}{K}\right) \geq \frac{Z_2 + 2h_a^*}{Z_3 - Z_2}.$$

Если $K \leq 2$, то на условие соседства проверка не делается.

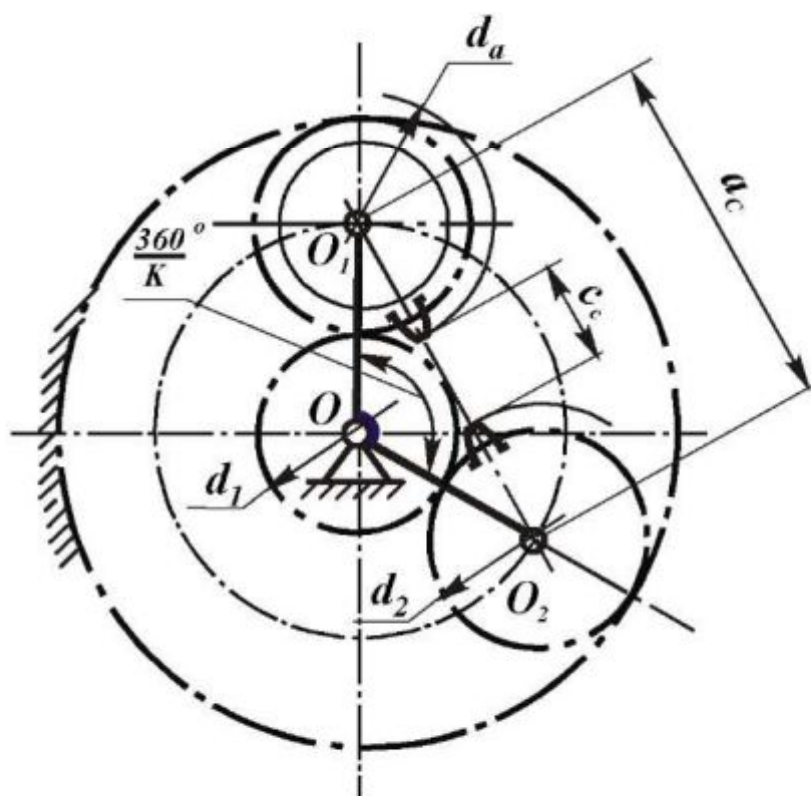


Рис. 5. К условию соседства

2.4. Условие сборки (условие равных углов между сателлитами)

Зубья всех сателлитов (колеса 2 и 2' на рисунках 1 - 3) при сборке должны точно войти во впадины центральных колес 1 и 3. Это условие можно записать следующим уравнением:

$$\frac{Z_1 \cdot Z_{2'} \pm Z_2 \cdot Z_3}{K \cdot D} = N,$$

где D – наибольший общий делитель чисел зубьев Z_2 и $Z_{2'}$;

знак «минус» – для механизмов типов AA и JJ ;

знак «плюс» – для механизмов типов AJ и \overline{AJ} ;

N – целое число.

Если N не равно целому числу, то сборка невозможна.

2.5. Условие правильности зацепления

Это условие обеспечивается правильным выбором минимального числа зубьев (Z_{min}) при достаточно надежной величине коэффициента перекрытия ϵ_α и при отсутствии подрезания ножек зубьев.

При $\alpha=20^\circ$ и $h_a^*=1$ принимают $Z_{min} \geq 17$,

при $h_a^*=0,8$ – $Z_{min} \geq 14$.

3. МЕТОДЫ ПОДБОРА ЧИСЕЛ ЗУБЬЕВ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС В ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМАХ

Для механизма типа \overline{AJ} (рис. 4) можно воспользоваться двумя методами: методом, изложенным в работе [1], или методом сомножителей, изложенным в работе [2].

Метод, изложенный в работе [1], имеет, в свою очередь, два варианта решения.

Вариант 1

1. Задаемся наименьшим числом зубьев ведущего (первого) колеса Z_1 :

$$Z_1=17.$$

2. Определяем число зубьев третьего колеса Z_3 :

$$i_{1H}^{(3)} = 1 + \frac{Z_3}{Z_1},$$
$$Z_3 = Z_1(i_{1H}^{(3)} - 1)$$

Если полученное значение Z_3 окажется дробным числом, то округляем его до ближайшего целого.

3. Определяем число зубьев сателлита Z_2 из условия соосности:

$$\frac{mZ_3}{2} = \frac{mZ_1}{2} + mZ_2,$$
$$Z_2 = \frac{Z_3 - Z_1}{2}.$$

Если полученное значение Z_2 окажется дробным числом, то определение Z_3 и Z_2 следует повторить, увеличив Z_1 на единицу.

4. Определяем число сателлитов K , удовлетворяющее условию сборки:

$$\frac{Z_1 + Z_3}{K} = N,$$

где N – любое целое число.

Рекомендуется принимать величину $K \approx 2 \dots 6$, подставляя последовательно в нисходящем порядке от 6 до 2.

5. Проверяем условие соседства.

Для внешнего зацепления:

$$(Z_1 + Z_2) \cdot \sin \frac{180^\circ}{K} \geq Z_2 + 2h_a^*.$$

Для внутреннего зацепления:

$$(Z_3 - Z_2) \cdot \sin \frac{180^\circ}{K} \geq Z_2 + 2h_a^*$$

Для нормального зуба $h_a^* = 1$, а для укороченного $h_a^* = 0,8$.

Вариант 2

При определении чисел зубьев колес используется следующая система отношений

$$Z_1 : Z_2 : Z_3 : N_0 = 1 : \frac{(i_{III}^{(3)} - 2)}{2} : (i_{IH}^{(3)} - 1) : \frac{i_{III}^{(3)}}{K},$$

где N_0 - целое число.

Пример. Для механизма типа \overline{AJ} (рис. 4) определить число зубьев зубчатых колес при следующих исходных данных:

$$i_{IH}^{(3)} = 5, K = 3, m = 4 \text{ мм.}$$

Решение

1. Записываем отношение

$$Z_1 : Z_2 : Z_3 : N_0 = 1 : \frac{5 - 2}{2} : (5 - 1) : \frac{5}{3}.$$

2. Приводим правую часть отношения к общему знаменателю (он равен 6) и отбрасываем его:

$$Z_1 : Z_2 : Z_3 : N_0 = 6 : 9 : 24 : 10.$$

3. Зная, что $Z_{min} \geq 17$, выбираем общий множитель γ для правого ряда:

$$\gamma = 3$$

Тогда получим:

$$Z_1 = 6 \cdot \gamma = 6 \cdot 3 = 18,$$

$$Z_2 = 9 \cdot \gamma = 9 \cdot 3 = 27,$$

$$Z_3 = 24 \cdot \gamma = 24 \cdot 3 = 72,$$

$$N_o = 10 \cdot \gamma = 10 \cdot 3 = 30 \quad (N_o = 30 - \text{целое число}).$$

4. Проверяем соответствие полученных чисел зубьев зубчатых колес условиям соседства, сборки, соосности, а также передаточного отношения - заданному.

3.2. Метод сомножителей [2]

По этому методу подбор чисел зубьев зубчатых колес ведется только по двум условиям - передаточному отношению и соосности. После подбора чисел зубьев делаются проверки соблюдения условий сборки и соседства.

Рассмотрим этот метод на примере механизма типа *AJ* (рис. 3).

Пример. Подобрать числа зубьев для нулевых колес механизма при следующих исходных данных:

$$i_{1H}^{(3)} = \frac{35}{3}, \quad m_{1, 2, 2', 3} = 1 \text{ мм}, \quad K = 3.$$

Решение

1. Определяем передаточное отношение механизма при остановленном водиле:

$$i_{13}^{(H)} = 1 - i_{1H}^{(3)} = 1 - \frac{35}{3} = -\frac{32}{3} = |i_{13}^{(H)}|.$$

2. Представляем числитель и знаменатель дроби $\frac{32}{3}$ в виде произведения простых чисел *a*, *b*, *c*, *d* для всех возможных вариантов:

$$\begin{aligned} |i_{13}^{(H)}| &= \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_{2'}} = \frac{b \cdot d}{a \cdot c} = \frac{32}{3} = \frac{4 \cdot 8}{1 \cdot 3} = \frac{4 \cdot 8}{3 \cdot 1} = \frac{2 \cdot 16}{3 \cdot 1} = \\ &= \frac{1 \cdot 32}{1 \cdot 3} = \frac{1 \cdot 32}{3 \cdot 1} = \frac{8 \cdot 4}{1 \cdot 3} = \frac{8 \cdot 4}{3 \cdot 1}. \end{aligned}$$

Из восьми полученных вариантов нужно выбрать тот, который позволяет получить минимально возможные числа зубьев, то есть

$$|i_{13}^{(II)}| = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_{2'}} = \frac{b \cdot d}{a \cdot c} = \frac{8 \cdot 4}{3 \cdot 1}.$$

3. Записываем условие соосности передачи:

$$Z_1 + Z_2 = Z_3 - Z_{2'}$$

или с учетом модулей зацепления $e_1(a + b) = e_2(d - c)$, где e_1 и e_2 – числа, кратные модулям зацепления.

Для простейшего случая можно принять:

$$e_1 = d - c, e_2 = a + b.$$

Тогда условие соосности запишется в следующем виде:

$$\frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_{2'}} = \frac{b(d-c)}{a(d-c)} \cdot \frac{d(a+b)}{c(a+b)} = \frac{b}{a} \cdot \frac{d}{c} = \frac{8 \cdot 4}{3 \cdot 1}.$$

4. Определяем числа зубьев зубчатых колес:

$$Z_1 = a(d-c) = 3(4-1) \cdot \gamma = 9 \gamma,$$

$$Z_2 = b(d-c) = 8(4-1) \gamma = 24 \gamma,$$

$$Z_{2'} = c(a+b) = 1(3+8) \cdot \gamma = 11 \gamma,$$

$$Z_3 = d(a+b) = 4(3+8) \cdot \gamma = 44 \gamma,$$

где γ – общий знаменатель.

Тогда, при $\gamma = 2$ получим:

$$Z_1 = 18, Z_2 = 48, Z_{2'} = 22, Z_3 = 88.$$

В работе [2] дается рекомендация ориентироваться на следующие соотношения:

$$Z_1 \geq 17; Z_2 \geq 20; Z_3 \geq 85; Z_3 - Z_{2'} \geq 8.$$

В нашем примере эти рекомендации соблюдаются.

5. Проверяем условие сборки:

$$N = \frac{Z_1 \cdot Z_{2'} + Z_2 \cdot Z_3}{K \cdot D} = \frac{18 \cdot 22 + 48 \cdot 88}{3 \cdot 2} = 770$$

Получилось целое число (770), поэтому сборка будет обеспечена.

6. Проверяем условие соседства:

$$\sin \frac{180^\circ}{K} \geq \frac{Z_2 + 2h_a^*}{Z_1 + Z_2};$$

$$\sin \frac{180^\circ}{3} > \frac{48 + 2 \cdot 1}{18 + 48};$$

$$\sin 60^\circ > \frac{50}{66};$$

$$0,866 > 0,76.$$

Условие соседства также выполняется.

7. Результаты расчетов чисел зубьев зубчатых колес для всех восьми вариантов (см. с. 13) записываем в таблицу 1.

Таблица 1

Результаты расчета числа зубьев зубчатых колес

Вариант	Числа зубьев колес			
	Z_1	Z_2	$Z_{2'}$	Z_3
1	18	72	54	144
2	54	72	18	144
3	26	52	18	96
4	162	108	18	288
5	87	87	18	192
6	18	87	87	192
7	88	192	72	196
8	18	48	22	88

Из таблицы 1 видно, что наименьшие габариты будет иметь передача, спроектированная по восьмому варианту расчета числа зубьев колес.

Подбор чисел зубьев колес планетарных механизмов типов *АА* и *ЖЖ* методом сомножителей подробно рассмотрен на примерах в работе [3].

Подбор чисел зубьев колес планетарных зубчатых механизмов по заданному передаточному отношению требует выполнения значительного числа математических операций, поэтому эту задачу целесообразно решать с помощью ЭВМ.

В большинстве заданий на курсовое проектирование по ТММ для студентов дневной и заочной форм обучения требуется произвести геометрический синтез планетарного механизма типа \overline{AJ} , поэтому в настоящих методических указаниях приводятся программа «ZUB» для подбора чисел зубьев зубчатых колес в планетарных механизмах этого типа, программа «KOLESO» для расчета основных геометрических параметров внешней пары прямозубых колес эвольвентных профилей с неподвижными осями.

4. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ПРОГРАММАМ «ZUB», «KOLECO»

4.1. Определение чисел зубьев Z_1, Z_2, Z_3 и числа сателлитов K

Программа составлена с учетом следующих условий [4].

Условие соседства:

$$\sin\left(\frac{\pi}{K}\right) > (Z_2 + 2)/(Z_1 + Z_2)$$

Условие сборки:

$$Z_1 + Z_3 = a \cdot K,$$

где a – целое положительное число.

Условие соосности:

$$Z_2 = (Z_3 - Z_1) / 2$$

Для расчета передаточного отношения передачи используется одна из следующих формул в зависимости от того, какое звено в заданной схеме передачи принято за стойку и какое ведущим:

$$i_{H1}^{(3)} = Z_1 / (Z_1 + Z_3); \quad i_{H3}^{(1)} = Z_3 / (Z_1 + Z_3);$$

$$i_{3H}^{(1)} = (Z_1 + Z_3) / Z_3; \quad i_{1H}^{(3)} = (Z_1 + Z_3) / Z_1.$$

Нужно выбрать такие значения Z_1, Z_2, Z_3 и K , которые бы удовлетворяли перечисленным выше условиям и обеспечивали с достаточной точностью передаточное отношение,

определяемое по соответствующей для заданной схемы формуле.

При решении задачи нужно выбрать из нескольких вариантов оптимальный, т.е. обеспечивающий наименьшие габаритные размеры передачи.

При составлении программы использован следующий алгоритм.

1. Задаемся значением $Z_1=17$.

2. Рассчитываем число зубьев Z_3 по одной из формул в зависимости от того, какое звено задано ведущим и какое неподвижным:

$Z_3 = Z_1 \cdot (1 - i_n) / i_n$, когда ведущее звено – водило H , неподвижное – колесо 3 , колесо 4 (внешней открытой передачи) находится на одном валу с колесом 1

$$(TIP=1; i_n = i_{H1}^{(3)});$$

$Z_3 = Z_1 \cdot i_n / (1 - i_n)$, когда ведущее звено – водило H , неподвижное – колесо 1 , колесо 4 (внешней открытой передачи) находится на одном валу с колесом 3

$$(TIP=2; i_n = i_{H3}^{(1)});$$

$Z_3 = Z_1 / (i_n - 1)$, когда ведущее звено – колесо 3 , неподвижное – колесо 1 , колесо 4 (внешней открытой передачи) находится на одном валу с водилом H

$$(TIP=3; i_n = i_{3H}^{(1)});$$

$Z_3 = Z_1 \cdot (i_n - 1)$, когда ведущее звено – колесо 1 , неподвижное – колесо 3 , колесо 4 (внешней открытой передачи) находится на одном валу с водилом H

$$(TIP=4; i_n = i_{1H}^{(3)}).$$

В случаях получения дробных значений чисел зубьев они округляются до целых чисел, причем таким образом, чтобы число $(Z_3 - Z_2)$ делилось без остатка на 2 .

3. Определяем из условия соосности значение Z_2 . Если окажется, что $Z_2 < 17$, то все предыдущие этапы нужно повто-

рять, предварительно увеличивая Z_1 на единицу до тех пор, пока все числа зубьев колес планетарного механизма не будут больше 17.

4. Принимаем K от 6 до 3 и проверяем последовательно условие соседства. Если получаем, что $\text{Sin}\left(\frac{\pi}{K}\right) < \frac{(Z_3 + 2)}{(Z_1 + Z_2)}$, принимаем $K=2$ (при $K=2$ условие соседства выполняется всегда).

Если получим, что $\text{Sin}\left(\frac{\pi}{K}\right) \geq \frac{(Z_2 + 2)}{(Z_1 + Z_2)}$, увеличиваем K на единицу и вновь проверяем, выполняется ли условие соседства.

Находим такое значение K , при котором

$$\text{Sin}\left(\frac{\pi}{K}\right) > \frac{(Z_2 + 2)}{(Z_2 + 1)}; \quad \text{Sin}\left(\frac{\pi}{K} + 1\right) < \frac{(Z_2 + 2)}{(Z_2 + Z_1)}.$$

5. Вычисляем сумму $S_1 = Z_3 + Z_1$ и проверяем, делится ли S_1 на K без остатка.

Если делится, то задача решена. Если S_1 делится на K с остатком, то не удовлетворяется условие сборки. В этом случае нужно уменьшить K на единицу и вновь проверить условие сборки. При $K=2$ это условие всегда выполняется.

В курсовом проекте кроме синтеза планетарного зубчатого механизма требуется также выполнить геометрический расчет цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления.

4.2. Расчет геометрических параметров пары зубчатых колес

Минимальный коэффициент смещения для шестерни 4 при $Z_4 < 17$ определяется по формуле:

$$x_{min} = \frac{17 - Z_4}{17}.$$

Значение x_4 принимается равным x_{min} или больше (округлить до десятых долей).

Коэффициент смещения для зубчатого колеса 5 x_5 принимается:

- а) равным x_4 ; в этом случае проектируется равносмещенное зацепление; при $Z_5 \leq 27$ не рекомендуется принимать $|x_5| > 0,2$ во избежание подрезания ножки зуба;
- б) равным 0;
- в) из условия наибольшей контактной прочности;
- г) по блокирующему контуру из условия обеспечения наибольшего x_Σ и других условий.

Далее, с учетом x_4 , x_5 и заданных значений m , Z_4 и Z_5 , по приведенным ниже формулам рассчитываются радиусы основных, делительных, начальных окружностей, а также окружностей вершин и ножек зубьев, толщины зубьев по делительной, начальной, основной, а также по окружности вершин, высота зубьев, угол зацепления, коэффициент перекрытия.

Расчет основных параметров зубчатого зацепления производится по следующим формулам.

Радиусы делительных окружностей, мм:

$$r_4 = 0,5 m Z_4;$$

$$r_5 = 0,5 m Z_5.$$

Радиусы основных окружностей, мм:

$$r_{b4} = r_4 \cos \alpha,$$

$$r_{b5} = r_5 \cos \alpha,$$

где $\alpha = 20^\circ$ - угол наклона профиля зуба нарезающего инструмента;

Радиусы начальных окружностей, мм:

$$r_{w4} = r_{b4} / \cos \alpha_w;$$

$$r_{w5} = r_{b5} / \cos \alpha_w,$$

где α_w - угол зацепления.

Радиусы окружностей впадин, мм:

$$r_{f4} = 0,5 \text{ m} (Z_4 - 2,5 + 2X_4);$$

$$r_{f5} = 0,5 \text{ m} (Z_5 - 2,5 + 2X_5).$$

Межосевое расстояние, мм:

$$a_w = r_{w4} + r_{w5} = 0,5 \text{ m} (Z_4 + Z_5) \cos \alpha / \cos \alpha_w.$$

Тригонометрическая функция инволюты угла зацепления

$$\text{inv } \alpha_w = \text{inv } \alpha + 2[(X_4 + X_5)/(Z_4 + Z_5)] \text{tg } \alpha,$$

где $\text{inv } \alpha = \text{tg } \alpha - \alpha$

(угол α берется в радианах, $\alpha = 20^\circ = 0,349$ рад);

$$\text{inv } \alpha = 0,0149$$

По вычисленному значению $\text{inv } \alpha_w$ по таблице (см. приложение) или номограмме [5,6] находится угол зацепления α_w .

Радиусы вершин зубьев, мм:

$$r_{a4} = a_w - r_{f5} - 0,25 \text{ m};$$

$$r_{a5} = a_w - r_{f4} - 0,25 \text{ m}.$$

Шаг зацепления, мм:

$$p = \pi \cdot m.$$

Толщина зубьев по делительной окружности, мм:

$$S_4 = m(0,5\pi + 2X_4 \text{tg } \alpha);$$

$$S_5 = m(0,5\pi + 2X_5 \text{tg } \alpha).$$

Толщина зубьев по начальной окружности, мм:

$$S_{w4} = r_{w4} [(S_4 / r_4) + 2(\text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_w)];$$

$$S_{w5} = r_{w5} [(S_5 / r_5) + 2(\text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_w)].$$

Толщина зубьев по окружности вершин, мм:

$$S_{a4} = 2r_{a4} [(0,5\pi + 2X_4 \text{tg } \alpha) / (Z_4 + \text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_{a4})];$$

$$S_{a5} = 2r_{a5} [(0,5\pi + 2X_5 \text{tg } \alpha) / (Z_5 + \text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_{a5})],$$

где $\text{inv } \alpha_{a4} = \text{tg } \alpha_{a4} - \alpha_{a4}$; $\text{inv } \alpha_{a5} = \text{tg } \alpha_{a5} - \alpha_{a5}$;

$$\alpha_{a4} = \arccos \frac{r_{b4}}{r_{a4}}; \quad \alpha_{a5} = \arccos \frac{r_{b5}}{r_{a5}}.$$

Значения параметров S_{a4} и S_{a5} не должны быть меньше $0,25 \text{ m}$ во избежание заострения зубьев.

Радиальный зазор, мм:

$$c = c^* m,$$

где c^* - коэффициент радиального зазора;

$$c^* = 0,25.$$

Высота зуба, мм:

$$h = (h_a^* + c^* - \Delta y)m,$$

где h_a^* - коэффициент высоты головки зуба

($h_a^* = 1$ - для нормального зуба; $h_a^* = 0,8$ - для укороченного зуба);

Δy - коэффициент уравнивающего смещения;

$$\Delta y = X_4 + X_5 - y,$$

где y - коэффициент воспринимаемого смещения

$$y = (a_w - a) / m;$$

$$a = r_4 + r_5,$$

где a - делительное межосевое расстояние, мм.

Коэффициент торцового перекрытия:

$$\varepsilon_\alpha = \left[\left(\sqrt{r_{a4}^2 - r_{b4}^2} + \sqrt{r_{a5}^2 - r_{b5}^2} - a_w \cdot \sin \alpha_w \right) / (P \cdot \cos \alpha) \right]$$

Значение коэффициента ε_α должно быть больше 1,2.

4.3. Порядок работы с прикладными программами ZUB и KOLESO

Программы находятся на жестких дисках персональных компьютеров в библиотеке «ТММ». Каждая программа имеет по три файла:

1. Файлы ZUB.FOR и KOLESO.FOR, на которых записаны листинги (тексты) программ на языке FORTRAN.
2. Файлы ZUB.EXE и KOLESO.EXE - выполняемые файлы.
3. Файлы ZUB.DAT и KOLESO.DAT, на которых записываются и сохраняются необходимые исходные данные.

Работа с программами производится в следующем порядке:

1. Записываются и сохраняются исходные данные. Для этого нужно выделить название файла (ZUB.DAT или KOLESO.DAT) и нажатием клавиши **F₄** высветить на экране содержание файла для редактирования. Отредактировать (вписать свои исходные данные) и затем сохранить нажатием клавиши **F₂**. Выйти из режима редактирования, нажав клавишу **ESC**.

2. Выделить название файла (ZUB.EXE или KOLESO.EXE) и запустить программу на счет нажатием клавиши **ENTER**.

3. Программа произведет расчеты и сохранит результаты в автоматически созданном файле ZUB.OUT или KOLESO.OUT.

4. Выделить название файла выходных данных ZUB.OUT или KOLESO.OUT и нажатием клавиши **F₃** высветить его содержание на экран дисплея для просмотра и анализа.

5. Переписать результаты в соответствующий раздел расчетно-пояснительной записки (или сделать распечатку).

6. После завершения работы выйти из режима редактирования, нажав клавишу **ESC**, и выйти из библиотеки «ТММ».

ПРИМЕЧАНИЯ: 1. Исходными данными для программы ZUB являются тип механизма (во всех заданиях на проектирование это 4^й тип, когда вращение передается от колеса 1 к водилу Н при неподвижном колесе 3) и передаточное отношение планетарного механизма.
2. Исходными данными для программы KOLESO являются числа зубьев колес Z_4 и Z_5 внешней ступени, модуль m этих колес и коэффициенты смещения X_4 и X_5 .

Таблица 2

Обозначения параметров зубчатой передачи и зубчатых колес

Наименование параметров	Обозначение	Идентификатор
1. Число зубьев зубчатого колеса 1	Z_1	$Z1$
2. Число зубьев зубчатого колеса 2	Z_2	$Z2$
3. Число зубьев зубчатого колеса 3	Z_3	$Z3$
4. Число зубьев зубчатого колеса 4	Z_4	$Z4$
5. Число зубьев зубчатого колеса 5	Z_5	$Z5$
6. Количество сателлитов	K_0	K
7. Передаточное отношение	i	U
8. Модуль зацепления, мм	m	M
9. Угол зацепления, град	α_w	AL
10. Коэффициент торцового перекрытия	ε_α	EA
11. Радиус делительной окружности колеса 4, мм	r_4	$R4$
12. Радиус делительной окружности колеса 5, мм	r_5	$R5$
13. Радиус окружности впадин зубьев колеса 4, мм	r_{f4}	$RF4$
14. Радиус окружности впадин зубьев колеса 5, мм	r_{f5}	$RF5$
15. Радиус окружности вершин зубьев колеса 4, мм	r_{a4}	$RA4$
16. Радиус окружности вершин зубьев колеса 5, мм	r_{a5}	$RA5$
17. Радиус основной окружности колеса 4, мм	r_{b4}	$RB4$
18. Радиус основной окружности колеса 5, мм	r_{b5}	$RB5$
19. Высота головки зуба, мм	h_a	HA
20. Высота зуба, мм	h	H
21. Радиальный зазор, мм	c	C

Продолжение табл. 2

Наименование параметров	Обозначение	Идентификатор
22. Шаг зацепления, мм	P	P
23. Толщина зубьев по делительной окружности колеса 4, мм	S_4	$S4$
24. Толщина зубьев по делительной окружности колеса 5, мм	S_5	$S5$
25. Толщина зубьев по начальной окружности колеса 4, мм	S_{w4}	$SW4$
26. Толщина зубьев по начальной окружности колеса 5, мм	S_{w5}	$SW5$
27. Толщина зубьев по основной окружности колеса 4, мм	S_{b4}	$SB4$
28. Толщина зубьев по основной окружности колеса 5, мм	S_{b5}	$SB5$
29. Толщина зубьев по окружности вершин колеса 4, мм	S_{a4}	$SA4$
30. Толщина зубьев по окружности вершин колеса 5, мм	S_{a5}	$SA5$
31. Делительное межосевое расстояние, мм	a	A
32. Межосевое расстояние, мм	a_w	AW
33. Коэффициент воспринимаемого смещения	y	y
34. Коэффициент уравнительного смещения	Δy	DY

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: Учеб. для втузов, 4-е издание, перер. и доп. – М.: Наука. Гл. ред. физ. – мат. лит., 1988. – 640 с.
2. Теория механизмов: Учебное пособие для втузов/ В.А. Гавриленко. – М.: Высш. шк., 1973. – 511 с.
3. Теория механизмов и машин: Учеб. для втузов/ К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; Под. ред. К.И. Фролова. – М.: Высш. шк., 1987. – 496 с.
4. Лабораторный практикум и курсовое проектирование по теории механизмов и машин с использованием ЭВМ: Учеб. пособие для технических вузов/ А.М. Ашавский, В.Ф. Балабанов, В.С. Шейнбаум и др; Под общ. ред. А.М. Ашавского. – М.: Машиностроение, 1983. – 160 с.
5. Попов С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин: Учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов. Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1986.-295 с.
6. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин: Учеб. пособие для инж.-техн. спец. вузов/ В.К. Акулевич, П.П. Анципорович, Э.И. Астахов и др.; Под общ. ред. Г.Н. Девойно. - Минск: Высш. шк., 1986. – 285 с.

Приложение 1

Значения эвольвентной функции $inv \alpha = \vartheta = tg \alpha - \alpha$

Угол α	Порядок	0,0'	10'	20'	30'	40'	50'
20	0,0	149	153	157	161	165	169
21	0,0	173	178	182	187	191	196
22	0,0	200	205	210	215	220	225
23	0,0	230	236	241	247	252	258
24	0,0	263	269	275	281	287	293
25	0,0	300	306	313	319	326	333
26	0,0	339	346	353	361	368	375
27	0,0	383	390	398	406	414	422
28	0,0	430	438	447	455	464	473
29	0,0	482	491	500	509	518	529
30	0,0	537	547	557	567	577	588
31	0,0	598	608	619	630	641	652
32	0,0	664	675	686	698	710	722
33	0,0	734	747	759	772	785	798
34	0,0	811	824	838	851	865	879
35	0,0	893	908	922	937	951	967
36	0	098	100	101	103	1045	106
37	0	108	109	111	113	1145	116
38	0	118	120	122	123	125	127
39	0	129	131	133	135	137	139
40	0	141	143	145	147	149	151

Приложение 2

Значения коэффициентов смещения исходного контура из условий: *a* – наибольшего повышения контактной прочности; *б* – прочности на изгиб; *в* – износостойкости и сопротивления засаданию

Z ₅	X	Z ₄																	
		12			15			18			22			28					
		a	б	в	a	б	в	a	б	в	a	б	в	a	б	в			
12	X ₄	0,38	0,47	0,36															
	X ₅	0,38	0,23	0,36															
15	X ₄	0,30	0,53	0,43	0,45	0,58	0,44												
	X ₅	0,50	0,22	0,34	0,45	0,28	0,44												
18	X ₄	0,30	0,57	0,49	0,34	0,64	0,48	0,54	0,72	0,54									
	X ₅	0,61	0,25	0,35	0,64	0,29	0,46	0,54	0,34	0,54									
22	X ₄	0,30	0,62	0,58	0,38	0,73	0,55	0,60	0,81	0,60	0,68	0,95	0,67						
	X ₅	0,66	0,28	0,38	0,75	0,32	0,54	0,64	0,38	0,63	0,68	0,39	0,67						
28	X ₄	0,30	0,70	0,57	0,26	0,79	0,60	0,40	0,89	0,63	0,59	1,04	0,71	0,86	1,26	0,85			
	X ₅	0,88	0,26	0,48	1,04	0,35	0,63	1,02	0,38	0,72	0,94	0,40	0,81	0,86	0,42	0,85			
34	X ₄	0,30	0,76	0,60	0,13	0,83	0,63	0,30	0,93	0,67	0,48	1,08	0,74	0,80	1,30	0,86			
	X ₅	1,03	0,22	0,53	1,42	0,34	0,72	1,30	0,37	0,82	1,20	0,38	0,90	1,08	0,36	1,00			
42	X ₄	0,30	0,75	0,63	0,20	0,92	0,68	0,29	1,02	0,68	0,40	1,18	0,76	0,72	1,24	0,88			
	X ₅	1,30	0,21	0,67	1,53	0,32	0,88	1,48	0,36	0,94	1,48	1,38	1,03	2,33	0,31	1,12			
50	X ₄	0,30	0,58	0,63	0,25	0,97	0,66	0,32	1,05	0,70	0,43	1,22	0,76	0,64	1,22	0,91			
	X ₅	1,43	0,16	0,77	1,65	0,31	1,02	1,63	0,36	1,11	1,60	0,42	1,17	1,60	0,25	1,26			