

Глава 2 КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И ГАБАРИТНЫЕ РАСЧЕТЫ ПЛАНЕТАРНЫХ И ВОЛНОВЫХ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

§ 2.1. Общие сведения о планетарных и волновых зубчатых механизмах

В электромеханическом приводе приборных устройств, автоматики и робототехники широко применяют разнообразные планетарные и волновые зубчатые механизмы.

Планетарные механизмы, используемые в качестве редукторов или мультипликаторов, реализуют широкий диапазон передаточных отношений. Одно из основных достоинств этих механизмов - компактность конструкции. При небольших передаточных отношениях редукторов (до 10) достигается также весьма высокий КПД. Значительные передаточные отношения в устройствах точной механики получают обычно за счет последовательного соединения простейших планетарных передач, что обеспечивает хорошую технологичность конструкции и достаточный КПД.

На рис. 2.1 приведены некоторые наиболее распространенные в приборостроении схемы планетарных механизмов. Их звенья: центральные колеса a и b , оси которых совпадают с основной осью ОО механизма; сателлиты g , f имеющие подвижные оси; водило h , служащее для установки опор сателлитов. Так как основными звеньями здесь являются два центральных колеса и водило, то эти планетарные механизмы называют механизмами типа $2k - h$. Механизм, выполненный по схеме рис. 2.1, а, обозначим A_{ah}^b , а механизм, выполненный по схеме рис. 2.1, б, - B_{ah}^b . В приборных конструкциях количество сателлитов n_w чаще всего 3 или 2, используют также планетарные механизмы с одним сателлитом. Применение нескольких сателлитов позволяет получить многопоточную передачу мощности, когда каждое зацепление передает только часть общей нагрузки. Применение внутреннего зацепления колес обеспечивает многопарность контакта зубьев и высокую нагрузочную способность.

Наибольшее распространение в приводах получил механизм типа A_{ah}^b (рис. 2.1, а) благодаря сравнительной простоте изготовления, малым габаритам и массе, высокому КПД (до 0,99); его максимальное передаточное отношение как редуктора относительно небольшое ($i_{nl} \leq 9$). Механизм типа B_{ah}^b (рис. 2.1, б) дает большее передаточное отношение ($i_{nl} \leq 16$) при несколько меньшем КПД, но конструктивно он сложнее. В приборостроении нашли применение и другие схемы планетарных механизмов типа $2k - h$: с двумя внутренними и двумя внешними зацеплениями. В первом случае центральные колеса a , b механизма B_{ah}^b выполняются с внутренними зубьями, во втором — оба с внешними. Такие схемы позволяют реализовать еще большее передаточное отношение редуктора, но КПД этих механизмов небольшой. Расчет их аналогичен механизмам типа A_{ah}^b и B_{ah}^b .

Волновые зубчатые механизмы — структурная разновидность планетарных типа $2k - h$ и используются в качестве редукторов. Они в наибольшей мере удовлетворяют требованиям снижения габаритов и массы передаточного механизма и обеспечения высокого КПД. Рациональный диапазон передаточных отношений, реализуемых одноступенчатым волновым редуктором, составляет $i_g = 70 \dots 300$ при КПД до 0,9. На рис. 2.2, а, б показаны кинематические схемы волнового механизма, состоящего из генератора волн деформации h , закрепленного на входном валу, жесткого зубчатого колеса C с внутренними зубьями и гибкого зубчатого колеса F , представляющего собой тонкостенный стакан с нарезанными внешними зубьями. Одно из колес — неподвижно (на рис. 2.2, а неподвижно колесо F), второе связано с выходным валом. В соответствии с принятой классификацией волновой механизм обозначается $CF - h$.

Генератор h при вращении деформирует гибкое колесо F и последовательно вводит его зубья в зацепление с колесом C . В зонах зацепления образуются волны деформации, перемещающиеся по гибкому колесу. Многопарность зацепления волнового механизма обеспечивает его высокую нагрузочную способность и хорошую кинематическую точность.

Возможность размещения электродвигателя (ИД), датчиков (ДС), подшипниковых узлов (ПУ) и других устройств во внутренней полости гибкого колеса F (см. рис. 2.2, а, б) приводит к весьма компактной конструкции. В то же время схема а (рис. 2.2) может обеспечить герметичность, что бывает необходимо для нормальной работы привода в условиях космоса, агрессивных сред и т. п.

Конструкция генератора волн во многом определяет работоспособность механизма. В точной механике применяют генераторы как принудительной, так и свободной деформации. Генератор принудительной деформации кулачкового типа со стандартным гибким шарикоподшипником (ГП, рис. 2.2. в) обеспечивает наиболее надежную конструкцию, высокий КПД, но создает большую инерционность привода. Так как гибкие подшипники генераторов могут надежно работать лишь при ограниченных частотах вращения, то между валом высокоскоростного электродвигателя и генератором может устанавливаться дополнительный редуктор (Р, рис. 2.2, а), понижающий частоту вращения. Этим же уменьшается инерционность привода.

Конструкция гибкого зубчатого колеса определяет долговечность и надежность волнового механизма. В приборостроении применяют разнообразные конструкции гибких колес, описанные в литературе [14, 15, 27]. На рис. 2.2, г показаны типовые конструкции зубчатых венцов жесткого и гибкого колес.

§ 2.2. Соотношения для кинематического и габаритного расчетов планетарных зубчатых механизмов

Проектировочный расчет кинематических и габаритных параметров планетарного зубчатого механизма состоит в определении чисел зубьев и размеров центральных колес и сателлитов, габаритных размеров. Обычно при этом расчете ставятся задачи вписывания механизма в требуемые габариты и реализации передаточного отношения в пределах допускаемой погрешности. Основные кинематические и геометрические соотношения для расчета

планетарных механизмов приводятся в литературе [1, 10, 12, 15, 24, 29]. Здесь эти соотношения даны применительно к рассматриваемым схемам механизмов типа A_{ah}^b и B_{ah}^b (см. рис. 2.1, а, б).

Входными и выходными звеньями здесь могут быть водило h и центральные колеса a , b (если колесо b сделано подвижным, то a жестко связано со стойкой). Но конструкция с входным звеном b нерациональна в отношении габаритов. Поэтому далее рассматриваются только механизмы с неподвижным центральным колесом b при входном звене a — это редуктор, а при входном водиле h — мультипликатор.

Передаточное отношение планетарных механизмов $2k — h^*$

$$i_{nl} = i_{ah}^b = 1 - i_{ab}^h, \quad (2.1)$$

где i_{ah}^b — передаточное отношение ступенчатого зубчатого ряда, получаемого из планетарного механизма при остановленном водиле. Знак i_{ab}^h определяется знаками передаточных отношений, входящих в этот ряд (для внешнего зацепления «—», для внутреннего — «+»). Для схем A_{ah}^b и B_{ah}^b соответственно: $i_{ab}^h = (-i_{ag}^h) * i_{gb}^h$ и $i_{ab}^h = (-i_{ag}^h) * i_{fb}^h$. Замена в формуле (2.1) i_{ag}^h , i_{gb}^h и i_{fb}^h передаточными числами U_{ag} , U_{gb} и U_{fb} этих зубчатых пар дает согласно (1.1)

для механизма A_{ah}^b

$$I_{nlA} = 1 + \frac{z_b}{z_a}, \quad (2.2)$$

а для механизма B_{ah}^b

$$I_{nlB} = 1 + z_b * \frac{z_g}{z_a * z_f}, \quad (2.3)$$

где z_a и z_b — числа зубьев центральных колес a и b ; z_g и z_f — числа зубьев сателлитов g и f .

Рациональный в отношении габаритов и КПД диапазон изменения передаточных отношений планетарных редукторов A_{ah}^b и B_{ah}^b соответственно:

$$4 \leq i_{nlA} \leq 9,7 \leq i_{nlB} \leq 16. \quad (2.4)$$

При этом диапазоны изменения передаточных чисел пар внешнего и внутреннего зацеплений, входящих в планетарный механизм:

$$1 \leq U_{ag} \leq 6, 1,4 \leq (U_{gb}, U_{fb}) \leq 8. \quad (2.5)$$

Область вариации чисел зубьев примерно соответствует условию (1.5) для шестерен и колес ступенчатых рядов:

$$20(14) \leq z_a \leq 30; 20 \leq z_g \leq 120; 20 \leq z_f \leq 45. \quad (2.6)$$

Поскольку ГОСТ 13733—77 не распространяется на числа зубьев планетарных передач, значения чисел зубьев могут приниматься любыми из диапазона (2.6). Для центрального колеса с внутренними зубьями величина z_b не может быть задана произвольно и определяется при выбранных значениях z_a, z_g, z_f из условия соосности. При назначении z_b необходимо предусматривать исключение интерференции зубьев в зацеплениях $g — b$ и $f — b$. Так как в приборных устройствах используются в основном зубчатые передачи внутреннего зацепления без смещения, при значениях чисел зубьев $z_{g,f} \leq 27$ отсутствие интерференции во внутреннем зацеплении с параметрами исходного контура

$h_a^* = 1$ и $\alpha = 20^\circ$ возможно при следующем условии [1,24]:

$$z_b \geq \frac{(z_{g,f}^2 - 34)}{(2 * z_{g,f} - 34)}. \quad (2.7)$$

При $z_{g,f} > 27$ отсутствие интерференции гарантируется принятыми выше неравенствами (2.5), ограничивающими минимально возможные передаточные числа u_{gb} и u_{fb} , при которых разность чисел зубьев $z_b - z_{g,f} \geq 7 \dots 9$.

Проектируя планетарные механизмы, нужно удовлетворить трем условиям: соосности, соседства и сборки. Условие соосности требует равенства межосевых расстояний передач, входящих в механизм, т. е.

$$a_{wag} = a_{wgb}, a_{wag} = a_{wfb}. \quad (2.8)$$

Эти условия для передач, где все колеса изготовлены без смещения, имеют вид:

для механизма A_{ah}^b

$$a_{ag} = a_{gh}, z_b = z_f + \left(\frac{m_1}{m_2}\right) * (z_a + z_g); \quad (2.9)$$

для механизма B_{ah}^b

$$a_{ag} = a_{fb}, z_b = z_f + \left(\frac{m_1}{m_2}\right) * (z_a + z_g), \quad (2.10)$$

где a_{ag} , a_{gb} , a_{fg} — делительные межосевые расстояния соответствующих пар колес; m_1 и m_2 — модули передач $a — g$ и $f — b$.

Выполнение условия (2.10) существенно ограничивает для механизма B_{ah}^b выбор возможных сочетаний чисел зубьев, обеспечивающих требуемое передаточное отношение (2.3). Для увеличения количества возможных вариантов сочетаний чисел зубьев поступают точно так же, как и при проектировании соосного ступенчатого редуктора (см. § 1.2): передачи $a — g$ механизма B_{ah}^b выполняют с суммарным смещением $x_\Sigma = x_a + x_g \neq 0$ (передача $f — b$ — без смещения). Тогда аналогично (1.17) условие соосности примет вид

$$a_{wag} = a_{ag} + m_1 y = a_{wfb} = a_{fb} = 0,5m_2(z_b - z_f), \quad (2.11)$$

т. е. необходимый коэффициент воспринимаемого смещения y для передачи $a — g$

$$y = (a_{fb} - a_{ag})/m_1; y \leq |y|, \quad (2.12)$$

где $|y|$ — предельное значение коэффициента воспринимаемого смещения (обычно $|y| \leq 1,0$).

При числе сателлитов $n_w \geq 3$, равномерно расположенных по окружности диаметра $D_h = 2a_{wag}$ (см. рис. 2.1, в), необходимо предусмотреть зазор δ между окружностями вершин сателлитов. Это требование, называемое условием соседства, для передач без смещения имеет вид:

$$(z_a + z_g) \sin(\pi/n_w) - (z_g + 2) \leq \delta * \quad (2.13)$$

$$(z_a + z_g) \sin(\pi/n_w) - (m_1/m_2)(z_f + 2) \geq \delta * \quad (2.14)$$

где $\delta * = \delta/m_{1,2}$ — относительный зазор. Для механизма A_{ah}^b требуется выполнение только условия (2.13). Величина $\delta *$ устанавливается в пределах 0,5...5 в зависимости от модуля передач, технологических и эксплуатационных условий. В данном расчете с учетом мелко модульных зацеплений принято

$\delta * = 5$, что позволяет использовать условия (2.13), (2.14) также и для передач со смещением.

При числе сателлитов $n_w = 2$ одновременное зацепление зубьев сателлитов и центральных колес возможно при выполнении условия сборки:

для механизма A_{ah}^b

$$(z_a + z_b)/n_w = I; \quad (2.15)$$

для механизма B_{ah}^b

$$(z_b z_g + z_a z_f)/(z_g n_w) = I; \quad (2.16)$$

где I — целое число.

Учитывать условия (2.16) необходимо при нерегулируемом угловом положении зубчатых венцов сателлитов g и f , когда двухвенцовый сателлит изготавливается цельным или, венцы жестко фиксируются в одном блоке при сборке. В приборных конструкциях, где часто используется штифтовое раздельное крепление сателлитов g и f соотношение (2.16) может и не выполняться, но конструкция при этом получается менее компактной.

Для высокоскоростных планетарных механизмов (в основном при окружных скоростях зубчатых колес свыше 10 м/с) с целью повышения выносливости и износостойкости зубьев необходимо подбирать числа зубьев сопряженных колес таким образом, чтобы они не имели общих множителей [см. условие (1.6)], а число зубьев центральных колес не было бы кратно числу сателлитов, т. е.

$$z_{ab}/n_w \neq K, \quad (2.17)$$

где K — целое число.

Вписывание конструкции в заданный габарит A_r требует выполнения следующих геометрических условий (см. рис. 2.1, а, б):

для механизма A_{ah}^b

$$A_r \Rightarrow D_p; D_p = d_{fb} = m_1 [z_b + 2(h_a^* + c^*)] \quad (2.18)$$

для механизма B_{ah}^b

$$A_r \Rightarrow D_{p1}; D_{p1} = 2a_{ag} + d_{ag} \quad (2.19)$$

$$A_r \Rightarrow D_{p2}; D_{p2} = d_{fb} = m_2 [z_b + 2(h_a^* + c^*)] \quad (2.20)$$

В приведенных формулах: D_p и $D_{p1,2}$ — реализуемые диаметрально-габаритные размеры механизма по зубчатым венцам колес; d_{fb} — диаметр окружности впадин колеса b ; d_{ag} — диаметр окружности вершин сателлита g ;

h_a^* и c^* — параметры исходного контура зубчатых колес (ГОСТ 13755—81).

Габаритные размеры зубчатых колес a, g, f определяются по формулам (1.15), (1.18), колеса b — по формулам (2.18) или (2.20), межосевые расстояния — по формулам (1.19) и (2.11).

Совместный учет вышеприведенных соотношений обычно не позволяет точно реализовать передаточные отношения. Поэтому при проектировании допускается некоторая погрешность Δi_{nl} (в %) реализации требуемого передаточного отношения i_{nl}^m механизма:

$$\Delta i_{nl} = 100 |i_{nl}^m - i_{nl}| / i_{nl}^m ; \Delta i_{nl} \leq |\Delta i|, \quad (2.21)$$

где $|\Delta i|$ — допускаемое значение погрешности.

§ 2.3. Алгоритмы проектировочного расчета на ЭВМ

Для расчета кинематических и габаритных параметров планетарных механизмов выбран такой же принцип построения алгоритма, как и для ступенчатых рядных передач (см. § 1.3). Варианты решения задачи получаются в ходе последовательного целенаправленного перебора сочетаний чисел зубьев центральных колес и сателлитов с проверкой принятых кинематических, геометрических и иных условий. Диапазон изменений чисел зубьев ограничивается, например, соотношением (2.5). Затраты машинного времени при проведении расчетов планетарного механизма по такому алгоритму при использовании ЭВМ ЕС-1033 составляет 1...2 мин. Задача оптимизации конструкции механизма здесь непосредственно не рассматривается, однако получаемые в ходе расчета многовариантные решения позволяют поставить такую задачу в качестве завершающей операции.

Рассмотрим алгоритм проектировочного расчета планетарного редуктора A_{ah}^b (см. рис. 2.1, а) при заданных габаритных *ограничениях*^{*}. На рис. 2.3 приведена структурная схема алгоритма. Исходными данными, ввод которых осуществляется блоком 1, являются: i_{nl}^m — требуемое передаточное отношение планетарного механизма; $[\Delta i]$ — допускаемая погрешность реализации

передаточного отношения; m — модуль зубчатых передач $a - g - b$; A_r — предельный габаритный размер механизма по зубчатым венцам колес¹; $LTR1$ — условно кодируемое требование обеспечения повышенной выносливости и износостойкости зубьев за счет выполнения условия (2.15), числовые значения этого требования назначаются в соответствии с табл. 1.3; $LTR2$ — требование, аналогичное $LTR1$, но удовлетворяемое при выполнении условия (1.6); z_{amin} , z_{amax} — минимальное и максимальное числа зубьев колеса a , определяющие границы области его возможных значений; z_{gmin} , z_{gmax} — то же, для сателлита g ; n_{wo} , n_{wk} — минимальное и максимальное значения числа сателлитов, определяющие границы области изменения n_w при расчете.

Процедура анализа возможных сочетаний чисел зубьев и отыскания вариантов решения организована в данном алгоритме в виде трех вложенных циклов. Блоком 2 открывается внешний цикл, в котором число сателлитов n_w изменяется от n_{wo} до n_{wk} . По окончании цикла (блок 3) — прекращение расчета. При принятом n_w варьируются числа зубьев центрального колеса a и сателлита g . Блоком 4 открывается внутренний цикл, в котором число зубьев z_a изменяется от z_{amin} до z_{amax} , а блоком 6 — третий цикл, где меняется z_g от z_{gmin} до z_{gmax} . В блоках 5 и 7 проверяются предельные значения параметров и осуществляется выход из циклов; в блоках 20, 21 — переход к очередному шагу расчетов в пределах циклов, в блоке 22 — переход к очередной серии расчетов при новом значении n_w . Проверка условия соседства выполняется блоком 8. В блоке 9 с помощью подпрограммы SV15 проводится расчет основных параметров передачи $a - g$ с выбранными числами зубьев z_a и z_g . В процессе вычисления проверяются кинематические условия (1.1), (2.5), отсутствие интерференции (2.7), требования по выносливости и износостойкости передачи (1.6), (2.17), габаритное условие (2.18). Алгоритм подпрограммы SV15 рассмотрен ниже. Для управления последующим процессом вычислений подпрограммой SV15 формируется управляющий признак IP . Блок 10 управляет дальнейшим процессом расчета по найденному значению признака IP , обеспечивая

¹ Если габарит не ограничивается, а нужно только подобрать числа зубьев, то величина A_r задается достаточно большой [например, можно использовать зависимость $A_r \geq m(z_{amax} + 2z_{amin}) + 5 \cdot 10$, которая прямо следует из формул (2.18) и (2.19)]

целенаправленный поиск решения. При IP , равном 1 или 3, происходит прерывание расчетов на данном шаге, выход из цикла и переход к следующему шагу. При $IP = 2$ процесс вычисления на данном шаге продолжается. В блоке 11 определяется число зубьев z_b , центрального колеса b исходя из условия соосности механизма. Так как теперь известны числа зубьев передачи $g - b$, то в блоке 12 по аналогии с блоком 9 находятся основные ее параметры.

Здесь же определяется управляющий признак IP , по которому блок 13 аналогично блоку 10 управляет дальнейшим расчетом. В блоке 14 подпрограммой SV16 проверяется выполнение условия сборки и определяется значение управляющего признака IP , осуществляющего в блоке 15 прерывание или переход к дальнейшему расчету. В блоке 16 вычисляется реализуемое передаточное отношение механизма, а блоками 17, 18 проверяется допустимость погрешности. Если полученный вариант решения задачи удовлетворяет всем принятым условиям, то в блоке 19 выводятся на печать результаты расчета по этому варианту.

После этого осуществляется переход к следующему шагу расчетов при неизменных n_w и z_a (блок 20).

Соответствующая рассмотренному алгоритму программа ZTMM45 для ЭВМ приведена в § 2.4.

Алгоритм расчета механизма B_{ah}^b (рис. 2.4). принципиально аналогичен алгоритму для механизма A_{ah}^b . В блоке 1 вводятся исходные данные.

Перебор возможных комбинаций чисел зубьев для отыскания решений задачи осуществляется четырьмя вложенными циклами: внешним — по n_w (от n_{wo} до n_{wk}), внутренними — по z_a, z_g и по z_f . Назначение блоков 2 ... 10 и 31 ... 33 аналогично назначению блоков 2 ... 10 и 20 ... 22 предыдущего алгоритма. Блоки 12, 13, 30 реализуют третий внутренний цикл.

Расчет числа зубьев z_b и обеспечение соосности механизма организовано следующим образом. Из условия соосности (2.10) рассчитывается параметр z_b^* (блок 14). Число зубьев z_b принимается как целая часть z_b^* . Затем находят параметры передачи $f - b$ и погрешность Δi_{nl} реализации передаточного отношения (блоки 15 ... 18, которые аналогичны блокам 12, 13 и 16 ... 18 на

рис. 2.3.); в блоке 19 с помощью подпрограммы SV6 находится значение коэффициента воспринимаемого смещения y_{ag} , при котором удовлетворяется условие соосности (2.11). Здесь определяется также значение управляющего признака IP . При обеспечении условия соосности (2.11) $IP = 2$ (блок 20) и процесс расчета продолжается. После уточнения размера D_{p1} (блок 22) и сопоставления габаритных размеров D_{p1} и D_{p2} определяется общий габаритный размер механизма D_p (блоки 23 ... 25), затем результаты расчета выводятся на печать (блок 26).

Для оценки габаритов механизма достаточно рассчитать диаметры окружности вершин колес a и g без учета смещения, что и выполняется в данном случае. Уточненный геометрический расчет зацепления $a - g$ с учетом вычисленной величины y_{ag} может быть выполнен как самостоятельная задача аналогично примеру 1.6 (см. § 1.6) с использованием модульной подпрограммы SVGZ1 (рис. 1.14).

Выше отмечалось, что обеспечение условия сборки (2.16) не всегда обязательно. Поэтому его проверка вынесена в завершающую часть расчетов (блок 27) и проводится с помощью подпрограммы SV17. Если условие (2.16) выполняется (при значении управляющего признака $IP = 0$, блок 28), то осуществляется переход к следующему шагу расчетов посредством блока 30. Если условие сборки не выполнено, то в блоке 29 предусмотрен вывод дополнительного сообщения «Блок сателлитов G, F — сборный». Соответствующая данному алгоритму программа ZTMM46 приведена в § 2.4.

Рассмотрим алгоритм подпрограммы SV15 (рис. 2.5), которая выполняет проектировочный расчет цилиндрических прямозубых передач, используемых в планетарных механизмах A_{ah}^b и B_{ah}^b .

Входные данные для расчета вводятся в блоке 1 (параметр KPZ передачи, определяющий ее тип: $KPZ = 1$ — внешнее зацепление с $u < 1^*$; $KPZ = 2$ — внешнее зацепление с $u \geq 1$; $KPZ = 3$ — внутреннее зацепление). После определения передаточного числа i (блок 2) в зависимости от значения параметра KPZ в блоках 4 ... 5а проводится проверка условий (2.5) и (2.7), а в блоках 8... 12 выполняется учет требований $LTR1, LTR2$ по условиям (2.17) и

(1.6) с помощью подпрограмм SV1 и SV2. Если числа зубьев $z_{1,2}$ и число сателлитов n_w удовлетворяют этим требованиям, то подпрограммы SV1 и SV2 устанавливают значения управляющих признаков $JPR > 0$ и $MPR > 0$ и в блоках 14 ... 16а вычисляются диаметры окружностей вершин шестерни и колеса — $d_{a1,2}$ (при $KPZ = 3$ — для колеса с внутренним зацеплением вычисляется диаметр окружности впадин d_{f2}), делительное межосевое расстояние a , габаритный размер D_p механизма.

При расчете размеров $d_{a1,2}$, d_{f2} параметры исходного контура (h_a^*, c^*) определяются подпрограммой SVZ1 (см. рис. 1.13). В данном алгоритме принят $h_a^* = 1$ (в подпрограмме SVZ1 этому случаю соответствует условный параметр $LH=0$), хотя ГОСТ 13755—81 устанавливает также возможное значение $h_a^* = 1,1$ (при $LH = 1$). При необходимости использовать иной исходный контур (например, с укороченными зубьями) следует разработать другую подпрограмму, аналогичную SVZ1.

В блоке 17 выполняется проверка по габаритным ограничениям. В блоках 18 ... 20 формируется значение управляющего признака IP : при $IP = 1$ или 3 зацепление непригодно для планетарного механизма и необходимо увеличить число зубьев шестерни ($IP = 1$) или колеса ($IP = 3$), при $IP = 2$ зацепление может быть использовано. Выходной блок 21 содержит результаты расчета. Подпрограмма SV15 приведена в § 2.4.

§ 2.4. Программы для ЭВМ проектировочного расчета планетарных механизмов

На рис. 2.6 и 2.7 . приведены тексты фортран-программ, которые соответствуют рассмотренным выше алгоритмам. В программах предусмотрен вывод на печать исходных данных, позволяющий контролировать возможные ошибки вводимых величин.

В табл. 2.1 приведены идентификаторы (имена), используемые для исходных данных и результатов расчета. Порядок следования величин в таблице аналогичен расположению на перфокарте с исходными данными. Здесь же

указаны требуемая единица и спецификатор формата для вводимой величины. Тип величины (целая, вещественная) определяется по первой букве ее имени (см. § 1.4).

Тексты подпрограмм, используемых в главных программах, приведены на рис. 2.8, а также в § 1.4. В заголовках (комментарии) подпрограмм указывается их назначение.

Число N формальных параметров, необходимых для обращения 4 к подпрограммам SV15, SV16, SV17, соответственно 8, 3, 5, для остальных подпрограмм — см. § 1.4

Таблица 2.1. Идентификаторы (имена) для программ ZTMM45, ZTMM46

| Идентификатор | Формат | Обозначение величины | Единица | Название величины |
|--------------------------------|------------------|-------------------------------|-------------|---|
| <i>Для исходных данных</i> | | | | |
| UT | F6.3 | $i_{пл}^T$ | — | Требуемое передаточное отношение |
| DU | F5.2 | $[\Delta i]$ | % | Допускаемая погрешность реализации $i_{пл}^T$ |
| SM1 (SM) | F4.2 | m_1 } (m) | мм | Модуль зацепления $a-g$ (и зацепления $g-b$ в механизме $A \frac{b}{ah}$) |
| SM2 | F4.2 | m_2 | » | Модуль зацепления $f-b$ (для программы ZTMM46) |
| AG | F5.1 | A_r | » | Предельный габаритный размер механизма |
| LTR1 LTR2 YD | I1 i1 F4.2 | $LTR1$ } $LTR2$ } $[y]$ | — — — | Условные параметры (см. табл. 1.2 для LTR) Допускаемое значение коэффициента воспринимаемого смещения (для программы ZTMM46) |
| KAMIN | I3 | $z_a \min$ } | — | Минимальное и максимальное |
| KAMAX | I3 | $z_a \max$ } | — | числа зубьев колеса a |
| KGMIN | I3 | $z_g \min$ } | — | То же, сателлита g |
| KGMAX | I3 | $z_g \max$ } | — | |
| KFMIN | I3 | $z_f \min$ } | — | То же, сателлита f (для программы ZTMM46) |
| KFMAX | I3 | $z_f \max$ } | — | |
| NWO | I1 | n_{wo} } | — | Минимальное и максимальное |
| NWK | I1 | n_{wk} } | — | число сателлитов |
| <i>Для результатов расчета</i> | | | | |
| NW | I1 | n_w | — | Число сателлитов |
| U | F6.3 | $i_{пл}$ | — | Реализуемое передаточное отношение |
| DUR | F5.2 | $\Delta i_{пл}$ | % | Погрешность реализации $i_{пл}^T$ |
| Y | F4.2 | y | — | Коэффициент воспринимаемого смещения для передачи $a-g$ (для программы ZTMM46) |
| KA | I3 | z_a | — | Число зубьев колеса a |
| KG | I3 | z_g | — | То же, сателлита g |
| KF | I3 | z_f | — | То же, сателлита f (для программы ZTMM46) |
| KB | I3 | z_b | — | То же, колеса b |
| DA | F6.2 | d_{aa} | мм | Диаметр окружности вершин колеса a |
| DG | F6.2 | d_{ag} | » | То же, сателлита g |
| DF | F6.2 | d_{af} | » | То же, сателлита f (для программы ZTMM46) |
| DB | F6.2 | d_{fb} | » | Диаметр окружности впадин колеса b |
| A | F6.2 | D_p | » | Габаритный размер по зубчатым венцам колес |

Формальные параметры подпрограмм

| Обозначение величины | Формальный параметр | Обозначение величины | Формальный параметр |
|----------------------|---------------------|----------------------|---------------------|
| <i>KPZ</i> | KPZ | d_{a2}, d_{f2} | D2 |
| z_1 | K1 | a_w, a | AW |
| z_2 | K2 | <i>IP</i> | IP |
| <i>m</i> | SM | z_a | KA |
| n_w | NW | z_g | KG |
| A_r | AG | z_f | KF |
| <i>LTR1</i> | LTR1 | z_b | KB |
| <i>LTR2</i> | LTR2 | | |
| d_{a1} | D1 | | |

§ 2.5. Расчеты планетарных механизмов на ЭВМ

Исходные данные вводятся на одной перфокарте, где они располагаются друг за другом без пробелов в порядке следования и в соответствии со спецификатором формата, указанного в табл. 2.1. При использовании программы ZTMM45 должны быть исключены исходные данные, специфичные для программы ZTMM46.

Выбор рационального диапазона изменения чисел зубьев колеса a и сателлитов g и f т. е. назначение $z_{a,g,fmin}$ и $z_{a,g,fmax}$ обусловлен соображениями экономии машинного времени (см. также § 1.5). Однако не следует и чрезмерно сужать этот диапазон, так как будут потеряны возможные варианты решения задачи. Назначение верхней границы числа зубьев сателлита g может быть выполнено, исходя из габаритного условия (2.19). Подстановка в формулу (2.19) выражений (1.18), (1.19) дает

$$z_{gmax} \geq A_r / 2m - 0,5(z_{amin} + 2), \quad (2.22)$$

где m —модуль передачи $a—g—b$; z_{amin} —принятое минимальное число зубьев колеса a .

При назначении параметров *LTR1* и *LTR2* остаются в силе рекомендации, изложенные в § 1.5 в отношении *LTR*. Совместный учет требований *LTR1* и *LTR2* ставит довольно жесткие ограничения, при которых не всегда существует решение задачи, даже при достаточно большом значении (5 ... 10%) допускаемой

погрешности $[\Delta i]$. Для того чтобы получить решение, целесообразно расширить диапазон изменения чисел зубьев или снять одно из требований ($LTR1$ или $LTR2$).

Рассмотрим примеры выполнения проектировочных расчетов планетарных механизмов.

Пример 2.1. Подобрать числа зубьев и вписать в заданный габаритный размер $A_r = 60$ мм планетарный механизм A_{ah}^b лентопротяжного устройства (см. рис. 2.1, а), точно реализующий передаточное отношение $i_{nl}^m = 5,0$; входное звено — центральное колесо a . Модуль $m = 0,5$ мм, зацепления $a — g$ и $f — b$ — без смещения и без повышенных требований по выносливости и износостойкости.

Воспользуемся программой ZTMM45. Точная реализация i_{nl}^m требует введения $[\Delta i] = 0$; согласно заданию по табл. 1.2. принимаем $LTR1 = 0$, $LTR2 = 0$, а в соответствии с неравенствами (2.6) назначаем: $z_{amin} = 20$, $z_{amax} = 30$, $z_{gmin} = 20$. Согласно (2.22): $z_{gmax} = 60 / (2 * 0,5) - 0,5(20 + 2) = 49$, с небольшим запасом — $z_{gmax} = 50$. Числа сателлитов принимаем от $n_{wo} = 2$ до $n_{wk} = 5$. Подготовка перфокарты с исходными данными выполнена согласно порядку следования величин, указанных в табл. 2.1. Результаты расчета приведены на рис. 2.9, а. Здесь вначале распечатаны исходные данные, а затем приведен ряд возможных решений: пять их них при количестве сателлитов $n_w = 2$ и по одному варианту решения при $n_w = 3$ или 4. Механизма с заданными параметрами и пятью сателлитами не существует.

Пример 2.2. Выполнить расчет планетарного редуктора A_{ah}^b для привода САУ (входное звено — центральное колесо a) с учетом требования повышенной выносливости и износостойкости; $[\Delta i] = 1\%$; $A_r = 50$ мм, $n_w = 2, 3, 4$; остальные исходные данные взяты из примера 2.1.

Воспользуемся опять программой ZTMM45. По табл. 1.2 принимаем $LTR1 = 1$, $LTR2 = 1$. Результаты расчета приведены на рис. 2.9, б: абсолютно точной реализации i_{nl}^m здесь нет, решения в пределах допустимой погрешности возможны лишь при числе сателлитов $n_w = 2$ (четыре варианта) и $n_w = 3$ (единственное решение).

Пример 2.3. Подобрать числа зубьев и вписать планетарный механизм B_{ah}^b привода вращения радиолокационной антенны с входным колесом a (см. рис. 2.1, б) в заданный габарит $A_r = 60$ мм. Исходные данные: $i_{nl}^m = 9$; модули зацеплений $a - g$, $f - b - m_1 = m_2 = 0,5$ мм; $[\Delta i] = 0$; передачи без смещения, требуется повышенная износостойкость. Расчет выполнить при количестве сателлитов $n_w = 2$ и 3.

Для расчета используем программу ZTMM46. Согласно заданию принимаем $LTR1 = 1$, $LTR2 = 1$ (см. табл. 1.2.) Заполнение перфокарты с исходными данными проводим в соответствии с порядком следования величин и форматами, указанными в табл. 2.1. Минимальные и максимальные значения чисел зубьев z_a и z_g назначаем такими же, как и в примере 2.1; для сателлита f принимаем согласно (2.6): $z_{fmin} = 22$, $z_{fmax} = 40$. Расчет с этими исходными данными показывает невозможность реализации механизма. Поэтому требования повышенной износостойкости учитываем частично: ограничиваемся лишь выполнением условия (2.17): $LTR1 = 1$, $LTR2 = 0$. Результаты расчета приведены на рис. 2.10, а: при соблюдении условия сборки (2.6) имеется единственное решение с $n_w = 3$; другое решение (также при $n_w = 3$) требует отдельной сборки сателлитов g и f .

Пример 2.4. Найти варианты реализации планетарного редуктора B_{ah}^b (см. рис. 2.1, б) для $i_{nl}^m = 15,0$ при $n_w = 2$; 3. Остальные исходные данные:

$[\Delta i] = 5\%$, $m_1 = 0,4$ мм; $m_2 = 0,5$ мм; $n_w = 60$ мм; зацепление $a - g$ может быть выполнено со смещением, $[y] = 1,0$; при этом оба зацепления должны быть повышенной выносливостью.

При подготовке исходных данных к программе ZTMM46 назначаем изменение чисел зубьев аналогично примеру 2.3, принимаем согласно табл. 2.1

$LTR1 = 1$, $LTR2 = 1$. Результаты расчета приведены на рис. 2.10, б: возможны два варианта решения задачи с габаритными размерами, близкими к предельным.

а) *****

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

$UT = 5.000$ $DU = 0.0$ $SM = 0$ $SO = 0.50$ $AG = 60.0$
 $LTR1 = 0$ $LTR2 = 0$ $KAMIN = 20$ $KAMAX = 30$ $KGMIN = 25$ $KGMAX = 50$
 $NWO = 2$ $NWK = 5$

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

$NW = 2$

$U = 5.000$ $DUR = 0.0$ $KA = 20$ $KG = 30$ $KB = 80$
 $DA = 11.00$ $DG = 16.00$ $DB = 41.50$ $A = 41.50$

$U = 5.000$ $DUR = 0.0$ $KA = 22$ $KG = 33$ $KB = 88$
 $DA = 12.00$ $DG = 17.50$ $DB = 45.50$ $A = 45.50$

$U=5.000$ $DUR=0.0$ $KA=24$ $KG=36$ $KB=96$
 $DA=13.00$ $DG=19.00$ $DB=49.50$ $A=49.50$

$U = 5.000$ $DUR = 0.0$ $KA = 26$ $KG = 39$ $KB = 104$
 $DA = 14.00$ $DG = 20.50$ $DB = 53.50$ $A = 53.50$

$U = 5.000$ $DUR = 0.0$ $KA = 28$ $KG = 42$ $KB = 112$
 $DA = 15.00$ $DG = 22.00$ $DB = 57.50$ $A = 57.50$

$NW = 3$

$U = 5.000$ $DUR = 0.0$ $KA = 24$ $KG = 36$ $KB = 96$
 $DA = 13.00$ $DG = 19.00$ $DB = 49.50$ $A = 49.50$

$NW = 4$

$U = 5.000$ $DUR = 0.0$ $KA = 28$ $KG = 42$ $KB = 112$
 $DA = 15.00$ $DG = 22.00$ $DB = 57.50$ $A = 57.50$

$NW = 5$

б) *****

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

$UT = 5.000$ $DU = 1.00$ $SM = 0.5$ $AG = 50.0$
 $LTR1 = 1$ $LTR2 = 1$ $KAMIN = 20$ $KAMAX = 30$ $KGMIN = 25$ $KGMAX = 50$
 $NWO = 2$ $NWK = 4$

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

$NW = 2$

$U = 4.952$ $DUR = 0.9524$ $KA = 21$ $KG = 31$ $KB = 83$
 $DA = 11.50$ $DG = 16.50$ $DB = 43.00$ $A = 43.00$

$U = 5.048$ $DUR = 0.9524$ $KA = 21$ $KG = 32$ $KB = 85$
 $DA = 11.50$ $DG = 17.00$ $DB = 44.00$ $A = 44.00$

$U = 4.957$ $DUR = 0.8696$ $KA = 23$ $KG = 34$ $KB = 91$
 $DA = 12.50$ $DG = 18.00$ $DB = 47.00$ $A = 47.00$

$U = 5.043$ $DUR = 0.8696$ $KA = 23$ $KG = 35$ $KB = 93$
 $DA = 12.50$ $DG = 18.50$ $DB = 48.00$ $A = 48.00$

$NW = 3$

$U = 4.957$ $DUR = 0.8696$ $KA = 23$ $KG = 34$ $KB = 91$
 $DA = 12.50$ $DG = 18.00$ $DB = 47.00$ $A = 47.00$

$NW=4$

Рис. 2.9

a) *****

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

$UT = 9.000$ $DU = 0.0$ $SM1 = 0.50$ $SM2 = 0.50$
 $AG = 60.0$ $LTR1 = 1$ $LTR2 = 0$ $YD = 0.0$
 $KAMIN = 20$ $KAMAX = 30$ $KGMIN = 25$ $KGMAX = 50$
 $KFMIN = 22$ $KFMAX = 40$ $NWO = 2$ $NWK = 3$

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

$NW = 2$

$NW = 3$

$U = 9.000$ $DUR = 0.0$ $Y = 0.0$ $KA = 22$ $KG = 44$ $KF = 22$ $KB = 88$

$$DA = 12.00 \quad DG = 23.00 \quad DF = 12.00 \quad DB = 45.50 \quad A = 56.00$$

$$U = 9.000 \quad DUR = 0.0 \quad Y = 0.0 \quad KA = 23 \quad KG = 46 \quad KF = 23 \quad KB = 92$$

$$DA = 12.50 \quad DC = 24.00 \quad DF = 12.50 \quad DB = 47.50 \quad A = 58.50$$

БЛОК САТЕЛЛИТОВ G,F - СБОРНЫЙ

б)

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

$$UT = 15.000 \quad DU = 3.00 \quad SM1 = 0.40 \quad SM2 = 0.50$$

$$AG = 60.0 \quad LTR1 = 1 \quad LTR2 = 1 \quad YD = 0.50$$

$$KAMIN = 18 \quad KAMAX = 30 \quad KGMIN = 25 \quad KGHA = 65$$

$$KFMIN = 22 \quad KFMAX = 40 \quad NWO = 2 \quad NWK = 3$$

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

$$NW = 2$$

$$U = 14.627 \quad DUR = 2.4880 \quad Y = 0.38 \quad KA = 19 \quad KG = 64 \quad KF = 22 \quad KB = 89$$

$$DA = 8.40 \quad DG = 26.40 \quad DF = 12.00 \quad DB = 46.00 \quad A = 59.90$$

БЛОК САТЕЛЛИТОВ G,F – СБОРНЫЙ

$$NW = 3$$

$$U = 14.627 \quad DUR = 2.4880 \quad Y = 0.38 \quad KA = 19 \quad KG = 64 \quad KF = 22 \quad KB = 8$$

$$DA = 8.40 \quad DG = 26.40 \quad DF = 3.2.00 \quad DB = 46.00 \quad A = 59.90$$

БЛОК САТЕЛЛИТОВ G,F - СБОРНЫЙ

Рис. 2.10

§ 2.6. Соотношения и алгоритмы кинематико-габаритного расчета волновых зубчатых механизмов

Расчет волнового механизма имеет существенную особенность по сравнению с другими типами зубчатых передач: если в рассмотренных ранее

ступенчатых и планетарных механизмах ставилась задача вписаться в требуемые габариты, то для волнового механизма часто необходимо получить конструкцию с размерами *не менее требуемых*, так как внутренняя полость гибкого колеса занята другими узлами (см. § 2.1 и рис. 2.2, а, б). Поэтому передаточное отношение механизма не задается, а является одним из искоемых параметров; в ходе расчета определяются также число зубьев и размеры гибкого и жесткого зубчатых колес, а при использовании кулачкового двухволнового генератора подбирается стандартный гибкий подшипник.

Передаточное отношение волнового механизма (рис.2.2), представляющего собой аналог планетарного типа $2k - h$, может быть получено с использованием соотношения (2.1). Входное звено волнового механизма — генератор h (аналог водила планетарного механизма), вместо центральных колес a и b — либо C и F (для схемы рис. 2.2,а), либо F и C (для схемы рис. 2.2, б). Тогда для этих схем выражение 2.1) примет вид

$$i_B = i_{hC}^F = 1/i_{Ch}^F = 1/(1 - i_{CF}^h); \quad i_B = i_{hF}^C = 1/i_{Fh}^C = 1/(1 - i_{FC}^h). \quad (2.23)$$

Замена в (2.23) i_{FC}^h и i_{hF}^C соответствующими передаточными числами

$u_{CF} = z_C/z_F$ и $u_{FC} = z_F/z_C$ (z_C и z_F — числа зубьев жесткого и гибкого колес) дает

$$i_B = i_{hC}^F = z_C/(z_C - z_F); \quad i_B = i_{hF}^C = -z_F/(z_C - z_F). \quad (2.24)$$

Знак минус для i_{hF}^C показывает, что направления вращения генератора и колеса F противоположны.

Разность числа зубьев $z_C - z_F$ должна быть кратной числу волн деформации; при $z_C - z_F = 2$ передаточное отношение волнового механизма максимально. С учетом этого

$$i_B = i_{hC}^F = z_C/2; \quad i_B = i_{hF}^C = -z_F/2. \quad (2.25)$$

Диапазон изменения передаточного отношения для схем рис. 2.2

$$70 \leq i_B \leq 300. \quad (2.26)$$

Минимальный диаметр d_{Fmin} начальной окружности гибкого зубчатого колеса (мм) определяется из двух условий:

прочности гибкого колеса

$$d_{Fmin}^{\Pi} \cong 15,5 \sqrt[3]{T_{\text{вых}}}, \quad (2.27)$$

и габаритных ограничений

$$d_{Fmin}^{\Gamma} = D_{\Gamma} + 2\Delta_{\text{зап}} \cong 1,1D_{\Gamma}, \quad (2.28)$$

где $T_{\text{вых}}$ — вращающий момент нагрузки (Н·м) на выходном валу механизма;

D_{Γ} — габаритный размер, определяемый компоновкой внутренней полости гибкого колеса различными устройствами (рис. 2.2, а); $\Delta_{\text{зап}}$ — необходимый запас, учитывающий зазоры (см. Δ_z на рис. 2.2, а) между гибким колесом и внутренними устройствами, толщину стенки гибкого колеса. Величину $2\Delta_{\text{зап}}$ можно принять равной $0,1D_{\Gamma}$. Проектный диаметр гибкого колеса d_F^* принимается как наибольший из d_{Fmin}^{Π} и d_{Fmin}^{Γ} .

Проектный диаметр гибкого подшипника

$$D_{\Gamma\Pi}^* = d_F^* + 0,99m[6 - 2(h_a^* + c^*)], \quad (2.29)$$

где m — модуль передачи F — С; h_a^* и c^* — коэффициент высоты головки зуба и коэффициент радиального зазора, принимаемые в соответствии с ГОСТ 13755-81. Выбор гибкого шарикоподшипника по ГОСТ 23179—78 проводится по условию

$$D_{\Gamma\Pi} \geq D_{\Gamma\Pi}^*, \quad (2.30)$$

где $D_{\Gamma\Pi}$ — наружный диаметр гибкого шарикоподшипника.

В табл. 2.2 приведены, основные размеры ряда гибких подшипников, применяемых в точной механике (см. также рис. 2.2, в).

Таблица 2.2. Параметры гибких радиальных шарикоподшипников по ГОСТ 23179-78

| Условное обозначение подшипника NP | Наружный диаметр $D_{\Gamma\Pi}$, мм | Внутренний диаметр $d_{\Gamma\Pi}$, мм | Ширина $B_{\Gamma\Pi}$, мм | Предельная частота вращения $[n_{\Gamma\Pi}]$, об/мин |
|------------------------------------|---------------------------------------|---|-----------------------------|--|
| 806 | 42 | 30 | 7 | 4000 |
| 808 | 52 | 40 | 8 | 4000 |
| 809 | 62 | 45 | 9 | 3500 |
| 811 | 72 | 55 | 11 | 3500 |
| 812 | 80 | 60 | 13 | 3500 |
| 815 | 100 | 75 | 15 | 3000 |

| | | | | |
|-----|-----|-----|----|------|
| 818 | 120 | 90 | 18 | 3000 |
| 822 | 150 | 110 | 24 | 2500 |
| 824 | 160 | 120 | 24 | 2000 |
| 830 | 200 | 150 | 30 | 1600 |
| 836 | 240 | 180 | 35 | 1600 |

Правильность выбора гибкого подшипника по частоте его вращения $n_{гп}$ проверяют по условию

$$n_{гп} = n_{вых} i_B; n_{гп} \leq [n_{гп}], \quad (2.31)$$

где $[n_{гп}]$ – предельная частота вращения гибкого подшипника (см. табл. 2.2).

Число зубьев гибкого колеса z_F находится путем округления до меньшего целого четного значения расчетного числа зубьев, вычисляемого по формуле

$$z_F^p = \left(D_{гп} / m \right) - 5,88 + 1,96(h_a^* + c^*). \quad (2.32)$$

Число зубьев жесткого колеса при двухволновом генераторе

$$z_C = z_F + 2. \quad (2.33)$$

Для того чтобы в волновых механизмах избежать интерференции головок зубьев при разности $z_C - z_F = 2$, гибкое и жесткое колеса изготавливаются со значительным смещением исходного контура. Коэффициенты смещения находятся по формулам:

гибкого колеса

$$x_F = 3 + 0,01z_F, \quad (2.34)$$

для жесткого колеса

$$x_C = x_F - 1 + K_w (1 + 5 * 10^{-5} K_F z_F), \quad (2.35)$$

где K_w – коэффициент радиальной деформации гибкого колеса, принимаемый в среднем равным 1,1; $K_w \cong 0,4$ – коэффициент, характеризующий глубину захода зубьев колёс.

Диаметры гибкого и жесткого колес:

делительных окружностей

$$d_{F,C} = m z_{F,C}, \quad (2.36)$$

окружностей вершин

$$d_{aF} = d_F + 2(x_F + K_F)m, \quad (2.37)$$

$$d_{aF} = d_C + 2(x_C + h_a^*)m; \quad (2.38)$$

окружностей впадин

$$d_{fF} = d_F + 2(x_F - h_a^* - c^*)m, \quad (2.39)$$

$$d_{fC} = d_{aC} + 2h_C, \quad (2.40)$$

где h_C — высота зуба жесткого колеса, зависящая от параметров инструмента (долбяка), используемого для изготовления колеса. При проектировочном расчете

$$h_C \cong (h_a^* + c^* + K_F)m. \quad (2.41)$$

Наиболее важные для проектировочного расчета конструктивные элементы гибкого и жесткого колес (см. рис. 2.2, г, д): толщина стенки гибкого колеса под зубьями

$$\delta_{C3} = m[0,5z_F + x_F - (h_a^* + c^*)] - 0,5D_{ГП}, \quad (2.42)$$

толщина стенки стакана гибкого колеса $\delta_C \cong 0,2d_F$; ширина зубчатого венца гибкого колеса $b_{wF} \cong 0,2d_F$ ширина венца жесткого колеса $b_{wC} = b_{wF} + 3$ мм; длина стакана гибкого колеса $l_{CT} \cong d_F$ ширина пояса, вводимого для снижения перекоса зубьев и концентрации напряжений на наружном торце зубчатого венца гибкого колеса, $b_k > 0,06d_F$; толщина обода жесткого колеса под зубьями, обес-печивающая его радиальную деформацию в допусках, $h_{об} \cong 0,18d_C$.

Алгоритм отыскания возможных решений при кинематико-габаритном расчете волнового механизма построен по принципу вариации сочетаниями модуля передачи $F — C$ и размеров гибкого подшипника. В приводимом ниже алгоритме выбран следующий ряд наиболее употребительных модулей (мм): 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0, сведенных в числовой массив АМ (6). На рис. 2.11 приведена структурная схема алгоритма. Блоком 1 вводятся исходные данные:

шифр типа волнового механизма — PR (если проектируется механизм по схеме рис. 2.2, а, то PR=1, а по схеме рис. 2.2, б — PR=2): максимальный момент нагрузки на выходном валу механизма — $T_{вых}$; частота вращения выходного вала — $n_{вых}$ минимальный габаритный размер внутренней полости гибкого колеса — $D_{Г}$ начальный и конечный порядковые номера варьируемых при

расчете модулей, соответствующих массиву АМ (6) — NO, NK. Блоками 2 и 4а определяется проектный диаметр d_F^* гибкого колеса. Блоком 5 открывается цикл вариации значениями модулей от номера NO до номера NK массива модулей АМ (6). По принятому модулю t (блок 7) с помощью подпрограммы SVZ1 в блоке 8 выбираются соответствующие параметры исходного контура h_a^* и c^* для передачи $F — C$. В блоке 9 вычисляется проектный диаметр $D_{ГП}^*$ гибкого подшипника. Так как в данном алгоритме принято ограничение типоразмеров гибких подшипников наружным диаметром $D_{ГПmax} = 240$ мм (см. табл. 2.2), то в блоке 10 проводится соответствующая проверка, а при невозможности выбора подшипника сообщение об этом выводится на печать (блок 22). Выбор гибкого подшипника и определение его параметров (см. табл. 2.2) проводятся в блоке 11 с помощью подпрограммы SVOL2.

Блок 12 позволяет найти число зубьев гибкого колеса при использовании подпрограммы SVOL3, после чего устанавливается число зубьев жесткого колеса (блок 13). Передаточное отношение i_b механизма определяется в блоке 14 с помощью подпрограммы SVOL4 в зависимости от требуемого типа PR механизма. Этой же подпрограммой проверяются неравенства (2.26), вычисляется признак IP возможности реализации механизма. Если $IP = 1$ (при $i_b < 300$), необходимо выбрать подшипник с большим наружным диаметром $D_{ГП}$ что осуществляется блоками 21, 10 и 11. Если $IP = 3$ ($i_b > 300$), то выдается сообщение о невозможности реализации механизма. Если i_b находится в требуемых пределах ($IP = 2$), то в блоках 16, 17 проводится проверка выбранного гибкого подшипника на допускаемую частоту вращения (2.31); при нарушении этого условия опять следует сообщение о невозможности реализации механизма с последующим переходом к новому значению модуля m (блок 23). По выполнении всех принятых условий в блоке 18 рассчитываются геометрические параметры гибкого и жесткого колес в виде массива AZ (8), элементы которого вычисляются по формулам (2.34) ... (2.40) с помощью подпрограммы SVOL5. В блоке 19 определяются по формуле (2.42) и принятым выше соотношениям основные конструктивные элементы гибкого и жесткого колес; эта операция осуществляется с помощью подпрограммы SVOL6. Блок 20

выводит на печать. После выполнения данного шага расчетов следует переход к новому значению модуля через блок 23 и выполнение очередного шага расчетов. По окончании цикла вариации модулями (блок 6) — прекращение расчета.

Рисунок - 2.11

§ 2.7. Программа и расчет на ЭВМ волновых зубчатых механизмов

На рис. 2.12 приведены тексты главной фортран-программы и подпрограмм для кинематико-габаритного расчета волновых зубчатых механизмов в соответствии с алгоритмом, рассмотренным в § 2.6. В табл. 2.3 даны идентификаторы, используемые для исходных данных и результатов расчета. Порядок следования величин в таблице соответствует их расположению на перфокарте с исходными данными.

Тип величин (целые, вещественные) определяется по умолчанию (см. § 1.4).

Формальные параметры подпрограмм SVOL2,..... SVOL6

| Обозначение величины | Формальный параметр | Обозначение величины | Формальный параметр |
|-------------------------|------------------------|-------------------------|------------------------|
| m | SM | d_{aF} | AZ(4) |
| z_F | KF | d_{fF} | AZ(5) |
| z_C | KC | d_C | AZ(6) |
| PR | PR | d_{aC} | AZ(7) |
| IP | IP | d_{fC} | AZ(8) |
| $D_{ГП}^*$ | DPR | δ_{C3} | AK(1) |
| NP | NP | δ_C | AK(2) |
| $D_{ГП}$ | DP | b_{wF} | AK(3) |
| $d_{ГП}$ | D | b_{wC} | AK(4) |
| $B_{ГП}$ | B | b_K | AK(5) |
| x_F | AZ(1) | l_{cm} | AK(6) |
| x_C | AZ(2) | $h_{об}$ | AK(7) |
| d_F | AX(3) | i_6 | U |

Таблица 2.3. Идентификаторы для программы ZTMM50

| Идентифи- катор | Формат | Обозначение величины | Единица | Название величины |
|--------------------|--------|-------------------------|---------|-------------------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |

Для исходных данных

| | | | | |
|----|------|------------------|--------|---|
| PR | I1 | PR | — | Тип волнового зубчатого механизма (рис. 2.2, а или б) |
| T | F7.2 | $T_{\text{вых}}$ | Н·м | Максимальный момент нагрузки на выходном валу |
| W | F6.2 | $n_{\text{вых}}$ | об/мин | Частота вращения выходного вала |
| DG | F5.1 | D_r | мм | Минимально допускаемый габаритный размер механизма |
| NO | I1 | NO | — | Начальный и конечный порядковые номера модулей в массиве АМ (6) |
| NK | I1 | NK | — | |

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|---|---|---|---|---|
|---|---|---|---|---|

Для результатов расчета

| | | | | |
|-----|------|-----------------|----|---|
| SM | F4.2 | m | мм | Модуль зубчатого зацепления $F—C$ |
| U | F5.1 | i_v | — | Передаточное отношение механизма |
| KF | I3 | z_F | — | Число зубьев колеса F |
| KC | I3 | z_C | — | То же для колеса C |
| NP | I7 | NP | — | Условное обозначение гибкого подшипника (ГП) по ГОСТ 23179—78 |
| DP | F5.1 | $D_{\text{ГП}}$ | мм | Наружный диаметр ГП |
| B | F5.1 | $B_{\text{ГП}}$ | » | Ширина ГП |
| D | F5.1 | $d_{\text{ГП}}$ | » | Внутренний диаметр ГП |
| XF | F6.3 | x_F | — | Коэффициент смещения исходного контура для колеса F |
| XC | F6.3 | x_C | — | То же для колеса C |
| DF | F6.2 | d_F | мм | Диаметр делительной окружности колеса F |
| DAF | F6.2 | d_{aF} | » | То же для окружности вершин |
| DFF | F6.2 | d_{iF} | » | То же, впадин |
| DC | F6.2 | d_C | » | Диаметр делительной окружности колеса C |
| DAC | F6.2 | d_{aC} | » | То же для окружности вершин |
| DFC | F6.2 | d_{iC} | » | То же для окружности впадин |
| HZF | F6.2 | $\delta_{сз}$ | » | Толщина стенки колеса F под зубьями |
| HF | F6.2 | δ_c | » | Толщина стенки стакана колеса F |
| BWF | F6.2 | b_{wF} | » | Ширина зубчатого венца колеса F |
| BWC | F6.2 | b_{wC} | » | То же для колеса C |
| BF | F6.2 | b_k | » | Ширина пояска колеса F |
| BK | F6.2 | $l_{ст}$ | мм | Длина стакана колеса F |
| HC | F6.2 | $h_{об}$ | » | Толщина зубчатого обода колеса C |

Число N входных формальных параметров в подпрограмму

| Подпрограмма | SVOL2 | SVOL3 | SVOL4 | SVOL5 | SVOL6 |
|--------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Значение N | 1 | 4 | 3 | 5 | 6 |

В программе ZTMM50 принят исходный контур с параметром $A3 = 1$. В том случае, когда требуется $h_a^* = 1,1$, необходимо при обращении к подпрограмме SVZ1 принять управляющий параметр $LH = 1$. Если же при проектировании применяется специальный исходный контур, то необходимо разработать подпрограмму, аналогичную SVZ1.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

$PR = 1$ $T = 225.00$ $W = 35.00$

$G = 70.0$ $N0 = 1$ $NK = 3$

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

$SM = 0.30$

МЕХАНИЗМ НЕ МОЖЕТ БЫТЬ РЕАЛИЗОВАН

$SM = 0.40$

$U = 99.0$

ПАРАМЕТРЫ ГИБКОГО ПОДШИПНИКА ПО ГОСТ 23179-78:

$NP = 812$ РАЗМЕРЫ (ММ)– $DP = 80.0$ $D = 60.0$ $B = 13.0$

ПАРАМЕТРЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС:

$KF = 196$ $KC = 198$ $XF = 4.960$ $XC = 5.072$

РАЗМЕРЫ (ММ) – $DF = 78.40$ $DAF = 82.69$ $DFE = 81.17$

$DC = 79.20$ $DAC = 82.46$ $DFC = 83.98$

РАЗМЕРЫ КОНСТРУКЦИИ КОЛЕС (ММ): $HZF = 0.58$

$HF = 0.41$ $BFW = 15.68$ $BWC = 18.68$

$BF = 4.70$ $BK = 78.40$ $HC = 14.26$

$SM = 0.50$

$U = 79.0$

ПАРАМЕТРЫ ГИБКОГО ПОДШИПНИКА ПО ГОСТ 23179-78:

$NP = 812$ РАЗМЕРЫ (ММ)– $DP = 80.0$ $D = 60.0$ $B = 13.0$

ПАРАМЕТРЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС:

$KF = 156$ $KC = 158$ $XF = 4.560$ $XC = 4.669$

| | | |
|--|---------------|---------------|
| РАЗМЕРЫ (ММ) – $DF = 78.00$ | $DAF = 82.96$ | $DFF = 81.06$ |
| $DC = 79.00$ | $DAC = 82.67$ | $DFC = 84.57$ |
| РАЗМЕРЫ КОНСТРУКЦИИ КОЛЕС (ММ): $HZF = 0.53$ | | |
| $HF = 0.37$ | $BWF = 15.60$ | $BWC = 18.60$ |
| $BF = 4.68$ | $BK = 78.00$ | $HC = 14.22$ |

Рис. 2.13

Пример 2.5. Выполнить расчет кинематических и габаритных параметров волнового зубчатого механизма привода манипулятора по схеме рис. 2.2, а;

исходные данные: $T_{\text{вых}} = 30 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $n_{\text{вых}} = 35 \text{ об/мин}$; $D_{\Gamma} = 55 \text{ мм}$. Расчет провести для модулей $0,3 \dots 0,5 \text{ мм}$.

При подготовке исходных данных для программы ZTMM50 принимаем для заданного типа механизма $PR = 1$; для требуемого диапазона изменения модулей $NO = 1$, $NK = 3$. Все исходные данные располагаются на одной перфокарте в соответствии с табл. 2.3. Результаты расчета приведены на рис. 2.13:

возможны два варианта с одним и тем же гибким подшипником при модулях $m = 0,4$ и $0,5 \text{ мм}$.