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 и , оси которых совпадают с основной осью OO механизма; сателлиты , имеющие подвижные оси; водило , служащее для установки опор сателлитов. Так как основными звеньями здесь являются два центральных колеса и водило, то эти планетарные механизмы называют механизмами типа . Механизм, выполненный по схеме рис. 2.1, а, обозначим , а механизм, выполненный по схеме рис. 2.1, б, - . В приборных конструкциях количество сателлитов чаще всего 3 или 2, используют также планетарные механизмы с одним сателлитом. Применение нескольких сателлитов позволяет получить многопоточную передачу мощности, когда каждое зацепление передает толькочасть общей нагрузки. Применение внутреннего зацепленияколес обеспечивает многопарность контакта зубьев и высокую нагрузочную способность.

Наибольшее распространение в приводах получил механизм типа (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 . Механизм типа (рис. 2.1, б) дает большее передаточное отношение при несколько меньшем КПД, но конструктивно он сложнее. В приборостроении нашли применение и другие схемы планетарных механизмов типа : с двумя внутренними и двумя внешними зацеплениями. В первом случае центральные колеса , механизма 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 и .

Волновые зубчатые механизмы — структурная разновидность планетарных типа 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 при КПД до 0,9. На рис. 2.2, а, б показаны кинематические схемы волнового механизма, состоящего из генератора волн деформации , закрепленного на входном валу, жесткого зубчатого колеса с внутренними зубьями и гибкого зубчатого колеса , представляющего собой тонкостенный стакан с нарезанными внешними зубьями. Одно из колес — неподвижно (на рис. 2.2, а неподвижно колесо ), второе связано с выходным валом. В соответствии с принятой классификацией волновой механизм обозначается .

Генератор при вращении деформирует гибкое колесо и последовательно вводит его зубья в зацепление с колесом . В зонах зацепления образуются волны деформации, перемещающиеся по гибкомуколесу. 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 полостигибкого колеса (см.. рис. 2.2, а, б) приводит к весьма компактной конструкции. В то же время схема а (рис. 2.2) может обеспечитьгерметичность, 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 вы-сокоскоростного электродвигателя и генератором может устанавливаться дополнительный редуктор (Р, рис. 2.2, a ), 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 приэтом 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 и (см. рис. 2.1, а, б).

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

Передаточное отношение планетарных механизмов

где — передаточное отношение ступенчатого зубчатого ряда, по-лучаемого из планетарного механизма при остановленномводиле. Знак определяется знаками передаточных отношений, входящих в этот ряд (для внешнего зацепления «—», для внутреннего —«+»). Для схем и соответственно: .Замена в формуле (2.1) , и передаточными числами , и этих зубчатых пар дает согласно (1.l)

для механизма

а для механизма

где и — числа зубьев центральных колес и ; и — числа зубьев сателлитов и .

Рациональный в отношении габаритов и КПД диапазон изменения передаточных отношений планетарных редукторов и соответственно:

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

*,*

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

*; ;*

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 не может быть задана произвольно и определяется при выбранных значениях, , из условия соосности. При назначении необходимо предусматривать исключение интерференции зубьев в зацеплениях — и — . Так как в приборных устройствах используются в основном зубчатые передачи внутреннего зацепления без смещения, при значениях чисел зубьев отсутствие интерференции во внутреннем зацеплении с параметрами исходного контура

возможно при следующем условии [1,24]:

При отсутствие интерференции гарантируется принятыми выше неравенствами (2.5), ограничивающими минимально возможные передаточные числа и , при которых разность чисел зубьев .

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

*,*

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

для механизма

*,*

для механизма

*,*

где , , —делительные межосевые расстояния соответствующих пар колес; и — модули передач — и — .

Выполнение условия (2.10) существенно ограничивает для меха­низма 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): передачу  *—*механизма выполняют с суммарным смещением (передача *—*без смещения). Тогда аналогично (1.17) условие соосности примет вид

(2.11)

т. е. необходимый коэффициент воспринимаемого смещения для передачи

(2.12)

где  *—* предельное значение коэффициента воспринимаемого сме­щения (обычно ).

При числе сателлитов , равномерно расположенных по окружности диаметра (см. рис. 2.1, в), необходимо предусмотреть зазор между окружностями вершин сателлитов. Это тре­бование, называемое условием соседства, для передач без смещения имеет вид:

(2.13)

(2.14)

где —относительный зазор. Для механизма тре­буется выполнение только условия (2.13). Величина устанавлива­ется в пределах 0,5...5 в зависимости от модуля передач, техноло­гических и эксплуатационных условий. В данном расчете с учетом мелкомодульных зацеплений принято

, что позволяет исполь­зовать условия (2.13), (2.14) также и для передач со смещением.

При числе сателлитов одновременное зацепление зубьев сателлитов и центральных колес возможно при выполнении условия сборки:

для механизма

; (2.15)

для механизма

; (2.16)

где— целое число.

Учитывать условия (2.16) необходимо при нерегулируемом угло­вом положении зубчатых венцов сателлитов и, когда двухвенцовый сателлит изготавливается цельным или, венцы жестко фиксируются в одном блоке при сборке. В приборных конструкциях, где часто используется штифтовое раздельное крепление сателлитов и 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.

, (2.17)

где *К —* целое число.

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

для механизма

(2.18)

для механизма

(2.19)

(2.20)

В приведенных формулах: и *—* реализуемые диаметраль­ные габаритные размеры механизма по зубчатым венцам колес; — диаметр окружности впадин колеса *; —*диаметр окружности вершин сателлита *;*

и — параметры исходного контура зубча­тых колес (ГОСТ 13755—81).

Габаритные размеры зубчатых колес определяются по фор­мулам (1.15), (1.18), колеса  *—* 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 реали­зации требуемого передаточного отношения механизма:

;

где 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 (см. рис. 2.1, *а)* при заданных габаритных . На рис. 2.3 приведена структурная схема алгоритма. Исходными данными, ввод которых осуществляется блоком 1, являются:  *—* требуемое передаточное отношение планетарного механизма; допускаемая погрешность реализации передаточного отношения;  *—* модуль зубчатых передач *;* — предельный габаритный размер механизма по зубчатым венцам колес[[1]](#footnote-2); — 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; —требование, аналогичное , но удовлетворя­емое при выполнении условия (1.6); , — минимальное и максимальное числа зубьев колеса *,* определяющие границы обла­сти его возможных значений; , — тo же, для сателлита *g;* ,  *—* минимальное и максимальное значения числа сател­литов, определяющие границы области изменения  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 изменяется от до *.* По окончании цикла (блок *3)* — прекращение расчета. При принятом варьируются чис­ла зубьев центрального колеса *а* и сателлита *g.* Блоком 4 открывает­ся внутренний цикл, в котором число зубьев изменяется от до , а блоком 6—третий цикл, где меняется от до . 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 Проверка усло­вия соседства выполняется блоком 8*.* В блоке 9 с помощью подпро­граммы SV15 проводится расчет основных параметров передачи с выбранными числами зубьев и . 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 . Блок 10 управляет дальнейшим процессом расчета по найденному значению признака , обеспечивая целенаправленный поиск реше­ния. При , равном 1 или 3, происходит прерывание расчетов на данном шаге, выход из цикла и переход к следующему шагу. При процесс вычисления на данном шаге продолжается. В блоке 11 определяется число зубьев , центрального колеса исходя из условия соосности механизма. Так как теперь известны числа зубьев передачи , то в блоке 12 по аналогии с блоком 9находятся 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 и (блок 20*).*

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

Алгоритм расчета механизма (рис. 2.4). принципиально ана­логичен алгоритму для механизма . В блоке 1 вводятся исходные данные.

Перебор возможных комбинаций чисел зубьев для отыскания ре­шений задачи осуществляется четырьмя вложенными циклами: вне­шним — по (от до ), внутренними — по ,  и по . 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 и обеспечение соосности механизма орга­низовано следующим образом. Из условия соосности (2.10) рас­считывается параметр (блок 14*).* Число зубьев принимается как целая часть . Затем находят параметры передачи и по­грешность 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 , при котором удовлетворяется условие соосности (2.11). Здесь определяется также значение управ­ляющего признака . При обеспечении условия соосности (2.11) (блок *20)* и процесс расчета продолжается. После уточнения размера (блок 22) и сопоставления габаритных размеров и определяется общий габаритный размер механизма (блоки 23 ... 25*),* затем результаты расчета выводятся на печать (блок 26*).*

Для оценки габаритов механизма достаточно рассчитать диамет­ры окружности вершин колес и без учета смещения, что и выпол­няется в данном случае. Уточненный геометрический расчет зацепле­ния с учетом вычисленной величины 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 , 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 ,  *—* 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 и *.*

Входные данные для расчета вводятся в блоке 1 (параметр KPZ передачи, определяющий ее тип: — внешнее зацепление с ; — внешнее зацепление с ; — внутреннее зацепление). После определения передаточного числа и(блок 2*)* в зависимости от значения параметра KPZ в блоках 4 ... 5апроводится проверка условий (2.5) и (2.7), а в блоках 8... 12 выпол­няется учет требований , по условиям (2.17) и (1.6) с помощью подпрограмм SV1 и SV2. Если числа зубьев и число сателлитов *.* удовлетворяют этим требованиям, то подпрограммы SV1 и SV2 устанавливают значения управляющих признаков и и в блоках 14 ... 16а вычисляются диаметры окружнос­тей вершин шестерни и колеса — (при — для колеса с внутренним зацеплением вычисляется диаметр окружности впадин ), делительное межосевое расстояние а, габаритный размер ме­ханизма.

При расчете размеров , параметры исходного контура (,) определяются подпрограммой SVZ1 (см. рис. 1.13). В данном ал­горитме принят (в подпрограмме SVZ1 этому случаю соответ­ствует условный параметр LH=0), хотя ГОСТ 13755—81 устанав­ливает также возможное значение (при ). 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 : при или 3 зацепление непригодно для планетарного меха­низма и необходимо увеличить число зубьев шестерни или колеса при зацепление может быть использова­но. Выходной блок 21 содержит результаты расчета. Подпрограмма SV15 приведена в § 2.4.

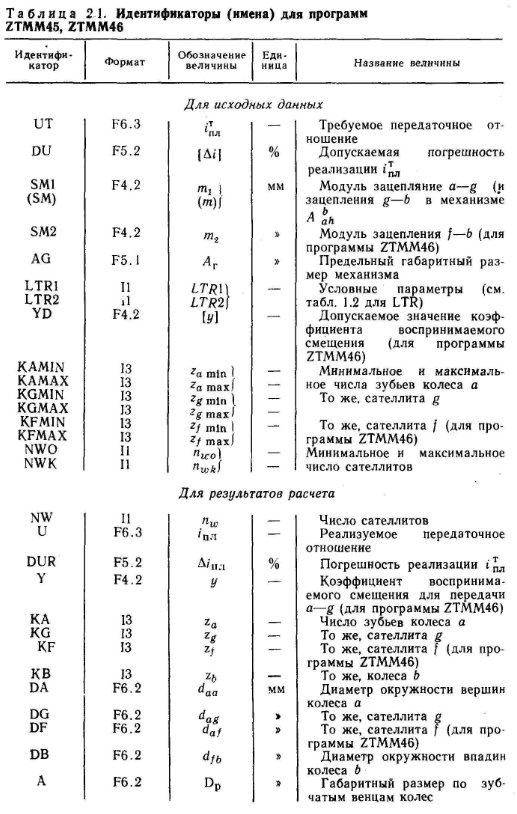
§ 2.4. Программы для ЭВМ проектировочного расчета планетарных механизмов

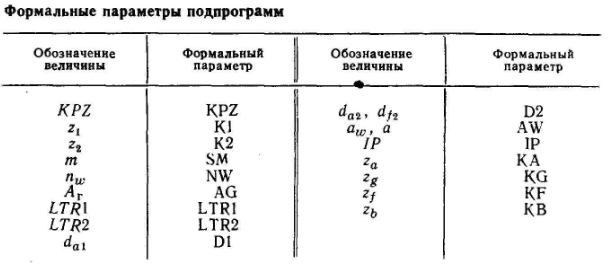
На рис. 2.6 и 2.7 . приведены тексты фортран-программ, кото­рые соответствуют рассмотренным выше алгоритмам. В программах предусмотрен вывод на печать исходных данных, позволяющий конт­ролировать возможные ошибки вводимых величин.

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





§ 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 и сателлитов и т. е. назначение и , 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

где —модуль передачи *;* — принятое минималь­ное число зубьев колеса *.*

При назначении параметров и остаются в силе ре­комендации, изложенные в § 1.5 в отношении . Совместный учет требований и ставит довольно жесткие ограничения, при которых не всегда существует решение задачи, даже при достаточно большом значении (5 ... 10%) допускаемой погрешности Для того чтобы получить решение, целесообразно расширить диапазон изменения чисел зубьев или снять одно из требований ( или ).

Рассмотрим примеры выполнения проектировочных расчетов планетарных механизмов.

*Пример 2.1.* Подобрать числа зубьев и вписать в заданный габаритный размер планетарный механизм лентопротяжного устройства (см. рис. 2.1, а), точно реализующий передаточное отношение ; входное звено — центральное колесо *а.* Модуль мм, зацепления и  *—* без смещения и без повышенных требований по выносливости и из­носостойкости.

Воспользуемся программой ZTMM45. Точная реализация требует вве­дения ; согласно заданию по табл. 1.2. принимаем , , а в соответствии с неравенствами (2.6) назначаем: , , . Согласно (2.22): , с небольшим запасом — . Числа сателлитов принимаем от до . 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 и по одному варианту решения при или 4. Механизма с заданными параметрами и пятью сателлитами не существует.

*Пример 2.2.* Выполнить расчет планетарного редуктора для привода САУ (входное звено — центральное колесо *а)* с учетом требования повышен­ной выносливости и износостойкости; ; , : остальные исходные данные взяты из примера 2.1.

Воспользуемся опять программой ZTMM45. По табл. 1.2 принимаем , . Результаты расчета приведены на рис. 2.9, б: абсолют­но точной реализации здесь нет, решения в пределах допускаемой погреш­ности возможны лишь при числе сателлитов (четыре варианта) и (единственное решение).

*Пример 2.3.* Подобрать числа зубьев и вписать планетарный механизм привода вращения радиолокационной антенны с входным колесом *а* (см. рис. 2.1, *б)* в заданный габарит . Исходные данные: ; мо­дули зацеплений *,* ; ; передачи без смещения, требуется повышенная износостойкость. Расчет выполнить при количестве сателлитов и 3.

Для расчета используем программу ZTMM46. Согласно заданию прини­маем , (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 и назначаем такими же, как и в примере 2.1; для сателлита при­нимаем согласно (2.6): , . Расчет с этими исходными дан­ными показывает невозможность реализации механизма. Поэтому требования повышенной износостойкости учитываем частично: ограничиваемся лишь вы­полнением условия (2.17): , Результаты расчета приве­дены на рис. 2.10, *а:* при соблюдении условия сборки (2.6) имеется единствен­ное решение с ; другое решение (также при ) требует раздельной сборки сателлитов и *.*

*Пример 2.4.* Найти варианты реализации планетарного редуктора (см. рис. 2.1, *б)* для при ; 3. Остальные исходные данные:

; ; ; зацепление может быть выполнено со смещением, [у] === 1,0; при этом оба зацепления должны быть повышенной выносливости.

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

, . Результаты расчета приведены на рис. 2.10, *б:* возмож­ны два варианта решения задачи с габаритными размерами, близкими к предельным.

a) \*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

U=5.000 DUR=0.0 KA=24 KG=36 KB=96

DA=13.00 DG=19.00 DB=49.50 A=49.50

б) \*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

NW=4

\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*

Рис. 2.9

а) \*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

БЛОК САТЕЛЛИТОВ G,F - СБОРНЫЙ

\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*

*б)*

\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

БЛОК САТЕЛЛИТОВ G,F – СБОРНЫЙ

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 искомых 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 *,* может быть получено с использованием соотношения (2.1). Входное звено волнового механизма — генератор (аналог водила планетарного механизма), вместо центральных колес *а* и *b —* либо и (для схемы рис. 2.2,а), либо и (для схемы рис. 2.2, *б).* Тогда для этих схем выражение 2.1) примет вид

;

Замена в (2.23) и соответствующими передаточными числами

и *(* и *—*числа зубьев жесткого и гибкого колес) дает

Знак минус для показывает, что направления вращения генератора и колеса противоположны.

Разность числа зубьев должна быть кратной числу волн деформации; при передаточное отношение волнового механизма максимально. С учетом этого

Диапазон изменения передаточного отношения для схем рис. 2.2

Минимальный диаметр начальной окружности гибкого зубчатого колеса (мм) определяется из двух условий:

прочности гибкого колеса

и габаритных ограничений

где вращающий момент нагрузки (Н.м) на выходном валу механизма;

габаритный размер, определяемый компоновкой внутренней полости гибкого колеса различными устройствами (рис. 2.2, а); необходимый запас, учитывающий зазоры (см. на рис. 2.2, *а)* между гибким колесом и внутренними устройствами, толщину стенки гибкого колеса. Величину можно принять равной . Проектный диаметр гибкого колеса принимается как наибольший из и .

Проектный диаметр гибкого подшипника

где модуль передачи ;и 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

где  *—* 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 | Наружний диаметр , мм | Внутренний диаметр , мм | Ширина , мм | Предельная частота вращения | | 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 nгп проверяют по условию

гдепредельная частота вращения гибкого подшипника (см. табл. 2.2).

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

Число зубьев жесткого колеса при двухволновом генераторе

Для того чтобы в волновых механизмах избежать интерференции головок зубьев при разности гибкое и жесткое колеса изготовляются со значительным смещением исходного контура. Коэффициенты смещения находятся по формулам:

гибкого колеса

для жесткого колеса

где коэффициент радиальной деформации гибкого колеса, принимаемый в среднем равным 1,1;коэффициент, ха­рактеризующий глубину захода зубьев колёс.

Диаметры гибкого и жесткого колес:

делительных окружностей

окружностей вершин

окружностей впадин

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

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

толщина стенки стакана гибкого колеса ; ширина зубча­того венца гибкого колеса ширина венца жесткого ко­леса ; длина стакана гибкого колеса ширина пояска, вводимого для снижения перекоса зубьев и концент­рации напряжений на наружном торце зубчатого венца гибкого ко­леса, ; толщина обода жесткого колеса под зубьями, обес-печивающая его радиальную деформацию в допускаемых пределах, .

Алгоритм отыскания возможных решений при кинематико-габаритном расчете волнового механизма построен по принципу вариа­ции сочетаниями модуля передачи *F — С* 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 AM (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*,* a по схеме рис. 2.2, *б —* PR=2): максимальный момент нагрузки на выходном валу механиз­ма —; частота вращения выходного вала— минимальный габаритный размер внутренней полости гибкого колеса — на­чальный и конечный порядковые номера варьируемых при расчете модулей, соответствующих массиву AM (6) — NO, NK. Блоками 2 и 4а определяется проектный диаметр гибкого колеса. Блоком 5открывается цикл вариации значениями модулей от номера NO до номера NK массива модулей AM (6). По принятому модулю т (блок 7) с помощью подпрограммы SVZ1 в блоке 8 выбираются соответст­вующие параметры исходного контура и для передачи *.* В блоке 9 вычисляется проектный диаметр гибкого подшипника. Так как в данном алгоритме принято ограничение типоразмеров гиб­ких подшипников наружным диаметром (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 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 воз­можности реализации механизма. Если (при ), необ­ходимо выбрать подшипник с большим наружным диаметром Drп что осуществляется блоками 21, 10 и 11. Если , то выдается сообщение о невозможности реализации механизма. Если находится в требуемых пределах (), 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 (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

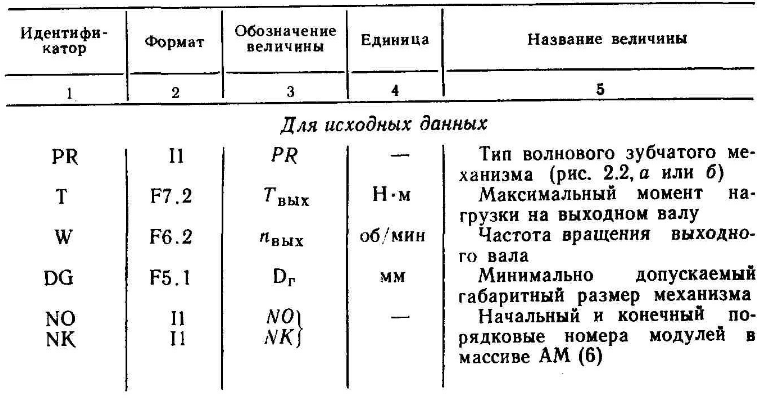
На рис. 2.12 приведены тексты главной фортран-программы и под­программ для кинематико-габаритного расчета волновых зубчатых механизмов в соответствии с алгоритмом, рассмотренным в § 2.6. В табл. 2.3 даны идентификаторы, используемые для исходных дан­ных и результатов расчета. Порядок следования величин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

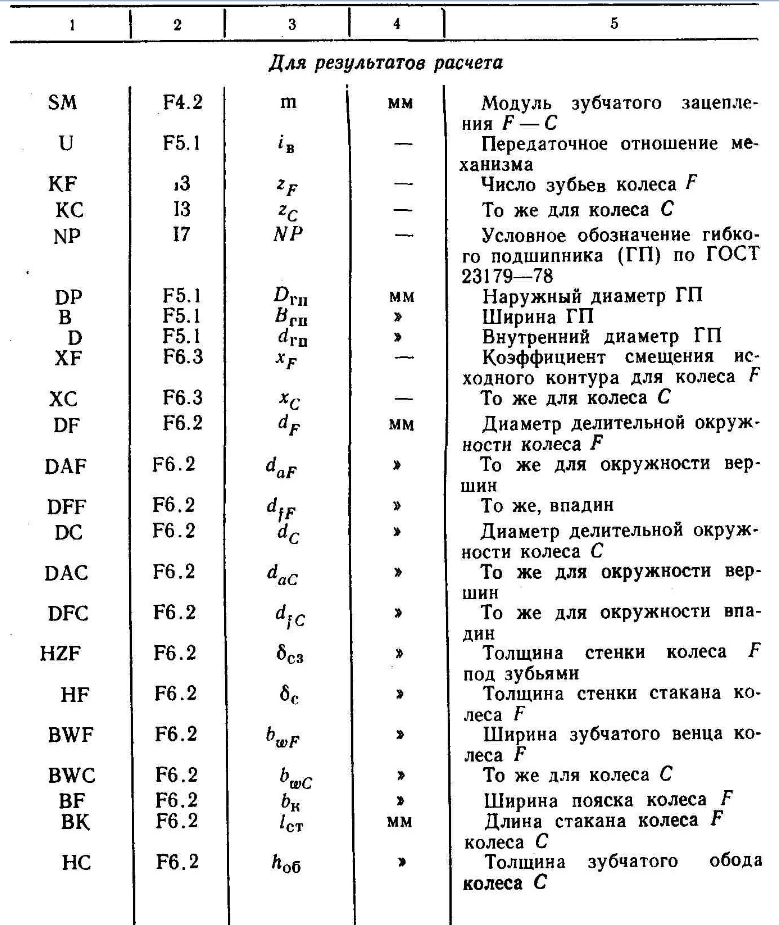
Тип величин (целые, вещественные) определяется по умолчанию (см. § 1.4).

Формальные параметры подпрограмм SVOL2,…… SVOL6

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Обозначение величины | Формальный параметр | Обозначение величины | Формальный параметр |
|  | SM |  | AZ(4) |
|  | KF |  | AZ(5) |
|  | KC |  | AZ(6) |
|  | PR |  | AZ(7) |
|  | IP |  | AZ(8) |
|  | DPR |  | AK(1) |
|  | NP |  | AK(2) |
|  | DP |  | AK(3) |
|  | D |  | AK(4) |
|  | B |  | AK(5) |
|  | AZ(1) |  | AK(6) |
|  | AZ(2) |  | AK(7) |
|  | AX(3) |  | U |

Таблица 2.3. Идентификаторы для программы ZTMM50





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 . В том случае, когда требуется , необходимо при обращении к подпрограмме SVZ1 принять управляющий параметр . Если же при проектировании применяется специальный исходный контур, то необходимо разработать подпрограмму, анало­гичную SVZ1.

\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

МЕХАНИЗМ НЕ МОЖЕТ ВЫТЬ РЕАЛИЗОВАН

ПАРАМЕТРЫ ГИБКОГО ПОДШИПНИКА ПО ГОСТ 23179-78:

РАЗМЕРЫ (MM)

ПАРАМЕТРЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС:

РАЗМЕРЫ (MM)

DC= 79.20 DAC= 82.46 DFC= 83.98

РАЗМЕРЫ КОНСТРУКЦИИ КОЛЕС (MM):

ПАРАМЕТРЫ ГИБКОГО ПОДШИПНИКА ПО ГОСТ 23179-78:

РАЗМЕРЫ (MM)

ПАРАМЕТРЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС:

РАЗМЕРЫ (MM)

DC=79.00 DAC= 82.67

РАЗМЕРЫ КОНСТРУКЦИИ КОЛЕС (MM):

\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*\*

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: ; ; . Расчет провести для модулей .

При подготовке исходных данных для программы ZTMM50 принимаем для заданного типа механизма ; для требуемого диапазона изменения модулей , . 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 и .

1. Если габарит не ограничивается, а нужно только подобрать числа зубьев,то величина Ar задается достаточно большой [например,можно использовать зависимость ,которая прямо следует из формул (2.18) и (2.19)] [↑](#footnote-ref-2)