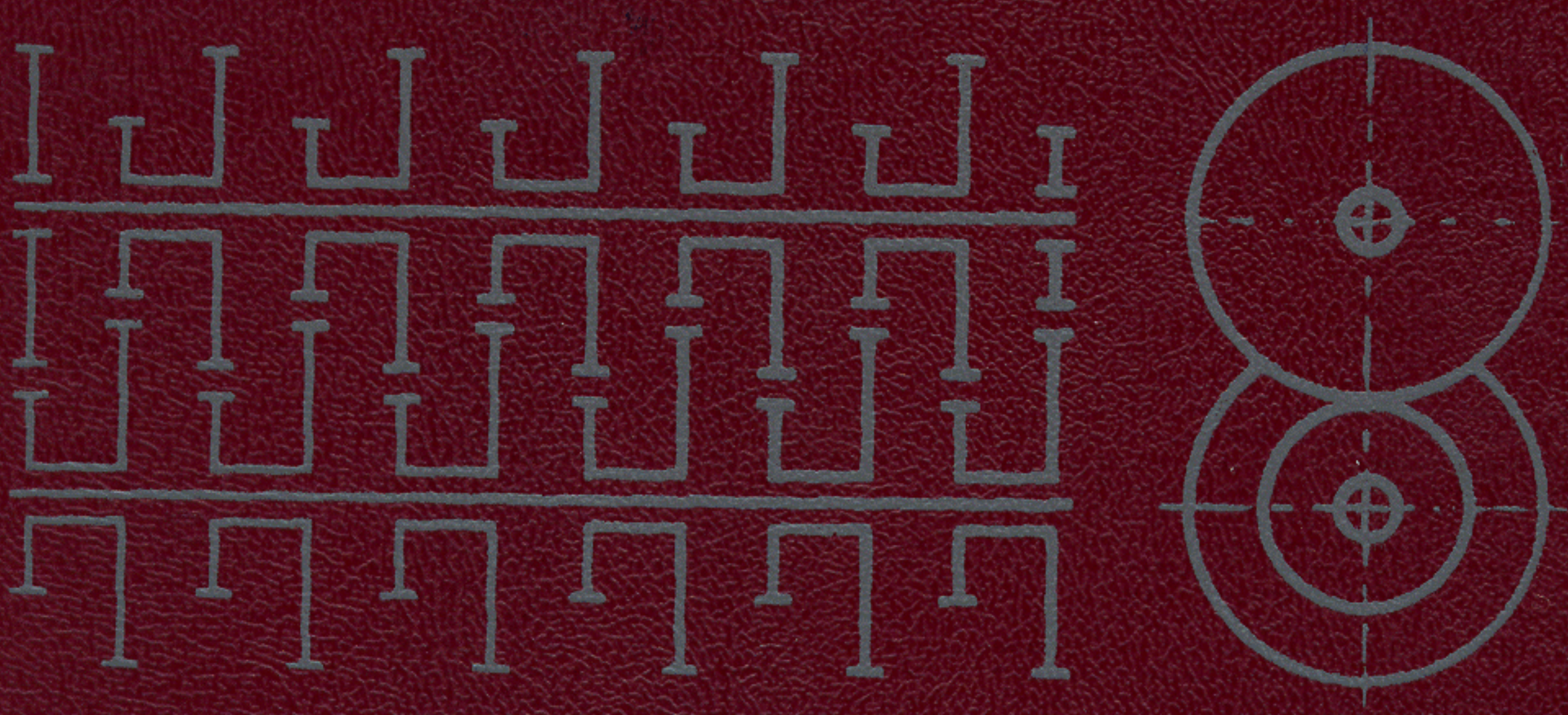
ПЛАСТМАССОВЫЕ ЗУБЧАТЫЕ КОЛЕСА В МЕХАНИЗМАХ ПРИБОРОВ



МИНИСТЕРСТВО ОБЩЕГО И ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Санкт-Петербургский Государственный институт точной механики и оптики — Технический университет

НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ НАУК БЕЛАРУСИ
Институт механики металлополимерных систем им. В. А. Белого

ПЛАСТМАССОВЫЕ ЗУБЧАТЫЕ КОЛЕСА В МЕХАНИЗМАХ ПРИБОРОВ

Расчет и конструирование

Санкт-Петербург — Гомель
1998

УДК 621.83 : 678.06 : 681.2
ББК 34.9
П 37

А в т о р ы : В. Е. Старжинский, Б. П. Тимофеев,
Е. В. Шалобаев, А. Т. Кудинов

Пластмассовые зубчатые колеса в механизмах приборов.
П 37 **Расчет и конструирование.** Справочное и научное издание / В. Е. Старжинский, Б. П. Тимофеев, Е. В. Шалобаев, А. Т. Кудинов. Под общ. ред. В. Е. Старжинского и Е. В. Шалобаева. — Санкт-Петербург—Гомель: ИММС НАН Б, 1998. — 538 с.
ISBN 985-6477-02-6

Издание посвящено проблемам расчета и конструирования приборных зубчатых передач. Рассматриваются передачи с пластмассовыми зубчатыми колесами — цилиндрические, конические, червячные и волновые. Излагаются методики расчета и проектирования элементов передач, особенности конструирования зубчатых колес из пластмасс. Пособие снабжено примерами расчета кинематических и геометрических параметров колес и передач, проектировочных и проверочных расчетов на прочность, жесткость и точность. Особое внимание уделено описанию методов оптимизации кинематических схем многоступенчатых зубчатых механизмов по критериям максимального значения КПД механизма, минимизации габаритов и массы, приведенного момента инерции и суммарной угловой погрешности. Приведены необходимые справочные данные. Материал изложен в форме, удобной как для его использования в качестве справочного, так и в процессе подготовки специалистов для выполнения проектных работ по приборным зубчатым передачам.

Издание может быть использовано в качестве учебного пособия для обучения студентов по направлениям и специальностям: 551500 — приборостроение; 551900 — оптотехника; 071800 — мехатроника; 191000 — технология приборостроения; 220500 — конструирование и технология электронных вычислительных средств.

Табл. 134. Ил. 188. Библиогр.: 175 назв.

Издание осуществлено при поддержке
Фонда фундаментальных исследований Республики Беларусь

Р е ц е н з е н т ы: д-р техн. наук К.И. Гуляев,
д-р техн. наук А.Т. Скойбеда

Рекомендовано советом учебно-методического объединения по оптическому и приборостроительному образованию РФ в качестве учебного пособия для межвузовского использования.

ISBN 985-6477-02-6

© Коллектив авторов, 1998

ПРЕДИСЛОВИЕ

Вопросы проектирования зубчатых передач в составе редукторов точных приборов получили достаточно основательное обобщение в изданиях монографического характера и библиотеки приборостроителя [1—12]; наиболее популярным из изданных большим тиражом учебных пособий по этой тематике стал, по нашему мнению, учебник О.Ф. Тищенко [13]. В свою очередь, опыт применения пластмасс для изготовления зубчатых колес и проектирования передач с такими колесами также нашел свое отражение в монографиях, изданных в бывшем СССР и СНГ [14—17] и за рубежом [18—20], а также в брошюрах по обмену передовым научно-техническим опытом, в частности [21—28].

Однако в приведенном перечне не найти систематизированных материалов, охватывающих различные виды расчетов и конструирования приборных механизмов с пластмассовыми колесами, которые содержали бы рекомендации по выбору и оптимизации параметров проектируемого механизма. Авторы поставили своей целью собрать и обобщить накопленный опыт расчета и проектирования приборных механизмов с учетом специфики использования в их приводах зубчатых колес и других деталей из пластмасс и представить конструктору информацию в таком виде, чтобы он мог, не прибегая к дополнительным литературным источникам, спроектировать оптимальный вариант конструкции привода прибора, используя преимущества, обеспечиваемые специфическими свойствами полимерных материалов. Однако, сколь ни специфичны рекомендации для пластмассовых зубчатых колес, они, тем не менее, базируются на фундаментальных принципах теории и практики зубчатых передач, и в этой связи многие из представленных данных окажутся полезными при проектировании приборных механизмов вне зависимости от природы применяемых материалов.

К особенностям предлагаемого вниманию конструктора издания авторы относят достаточно подробный анализ альтернативных критериев выбора геометрических и кинематических параметров передач на начальном этапе проектирвания; всесторонний анализ и рекомендации по оптимизации многоступенчатого соосного редуктора; возможность ознакомления пользующегося данным пособием конструктора с методикой проектирования по обобщающим параметрам; существенно продвинутые по сравнению с имеющимися в технической литературе решения проблем оптимизации многоступенчатых механизмов; новые (возможно

дискуссионные) концепции в области теории точности зубчатых передач; комплексный, если резюмировать в целом, характер издания, которое авторы квалифицировали как справочное и научное.

Введение написано В.Е. Старжинским и Б.П. Тимофеевым при участии Е.В. Шалобаева, первая глава — В.Е. Старжинским, третья и седьмая — В.Е. Старжинским и А.Т. Кудиновым, материалы второй, четвертой и шестой глав готовили В.Е. Старжинский и Е.В. Шалобаев, пятой — Б.П. Тимофеев и Е.В. Шалобаев, восьмой В.Е. Старжинский при участии Б.П. Тимофеева.

Авторы глубоко признательны специалистам, которые помогли авторскому коллективу в подготовке рукописи данного издания — Ю.А. Сабинину, предложившему включить в главу 1 термины и определения из теории электропривода; О.В. Гавриловой, представившей дополнительные материалы по выбору основных кинематических параметров зубчатого механизма на начальном этапе проектирования (глава 1); С.Н. Истомину, чья книга "Проектирование мелкомодульных передач приборов с применением ЭВМ" стала для авторов важным источником полезной информации и существенно повлияла на объем и качество представления материала глав 1, 4 и 8; Э.Б. Вулгакову, материалы которого по обобщающим параметрам позволили авторам включить в главу 2 соответствующий пример расчета; В.М. Благодарному, существенно дополнившему главу 3 материалами по расчету износостойкости и надежности мелкомодульных приборных передач; С.К. Симеонову, экспериментальные результаты исследований которого использованы в главах 3 и 5; Г.Т. Фараонову, чьи рекомендации по расчету и конструированию пластмассовых зубчатых колес с металлической арматурой вошли в главу 6; Ю.Д. Терешко, написавшему для издания параграф 7.1 "Общие сведения о волновых передачах"; Е.Г. Гинзбургу и Е.Г. Матюшину за представленные материалы по расчету и конструированию пластмассовых гибких колес волновых передач (глава 7), В.А. Брагинскому, прочитавшему книгу в рукописи и сделавшему ряд существенных замечаний.

Авторы выражают благодарность М.Л. Гуревичу и Н.В. Чижик за помощь в графическом оформлении, Т.А. Исаевой и Т.А. Альгиной за компьютерный набор отдельных глав пособия, В.И. Полякову за техническое редактирование ряда глав, М.Д. Добротину за финансовую поддержку издания.

ВВЕДЕНИЕ

Образование сопряженных зацеплений. Рабочие участки сопряженных (теоретических) поверхностей зубьев обеспечивают воспроизведение заданного закона движения в пределах части одного цикла движения зубчатого механизма. Для обеспечения заданного преобразования движения необходимо выбрать размеры и форму главных поверхностей зубьев и их размещение на сопряженных поверхностях, а также решить задачу о расположении главных поверхностей на зубчатом звене, в том числе относительно оси вращения последнего.

Размеры и форма главных поверхностей определяются по таким критериям как прочность; технологичность зубчатых звеньев; воспроизведение формы, эквидистантной первоначальной, в процессе износа; нечувствительность к погрешностям изготовления и монтажа и т. д. Задача размещения главных поверхностей на зубчатом звене — задача из геометрического синтеза.

Положение главной поверхности относительно колеса определяют в расчетной точке контакта P, поскольку ограничения, накладываемые высшей кинематической парой (ВКП), относятся к точкам контакта зубьев (рис. 1). Главную поверхность считаем известной — в точке P определено положение нормали к ней. Методы образования поверхностей, сопрягаемых в относительном движении, с одним и двумя независимыми параметрами разрабатывались Т. Оливье, Н.И. Колчиным, Я.С. Давыдовым, А.Ф. Николаевым, В.А. Шишковым, Н.Н. Крыловым, М.Л. Ериховым. С ними можно ознакомиться, например, по фундаментальной работе Ф.Л. Литвина*. Положение главной поверхности относительно

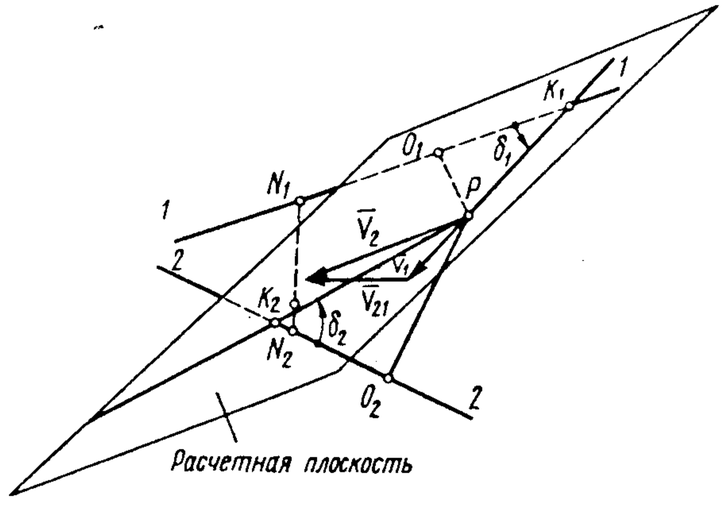


Рис. 1. К образованию сопряженных зацеплений

* Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. —М.: Наука, 1968.

оси колеса определяется положением расчетной точки и вектором контактной нормали к ней. Вместо главной поверхности в расчетной точке можно задать положение касательной плоскости к главной поверхности.

Рассмотрим зацепление (см. рис. 1), образованное двумя зубчатыми колесами, вращающимися вокруг скрещивающихся осей (наиболее общий случай). Полагаем передаточное отношение механизма постоянным:

$$i = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = \frac{z_1}{z_2} = \text{const}\ , \qquad (1)$$

где φ_1, φ_2 — углы поворота колес вокруг осей *1—1* и *2—2*; z_1 и z_2 — числа зубьев колес.

Расчетной является точка P, положение которой относительно осей вращения определяется ее расстояниями до этих осей $O_1P = r_1$ и $O_2P = r_2$.

В точке P построим аналоги V_1 и V_2 векторов скоростей точек P_1 и P_2, принадлежащих звеньям *1* и *2*, и аналог V_{21} относительной скорости. В расчетной точке можно построить плоскость, содержащую указанные векторы. Эта плоскость, называемая *расчетной*, пересечет оси вращения в точках K_1 и K_2. Соединим эти точки с расчетной точкой P и обозначим углы, составленные прямыми PK_1 и PK_2 с осями вращения, через δ_1 и δ_2. Поверхности, образованные вращением указанных прямых вокруг осей *1—1* и *2—2*, называют *расчетными*. Для случая, показанного на рис. 1, это конусы с вершинами в точках K_1 и K_2. Углы δ_1 и δ_2 называют *углами расчетных конусов*. Расчетная плоскость касается в расчетной точке расчетных поверхностей. Положение расчетной плоскости относительно каждой из осей вращения колес будет определено однозначно, если известны положения точек K_1 и K_2 на осях, углы δ_1 и δ_2 и радиусы r_1 и r_2.

Поскольку точка P является контактной, плоскости, касательные к главным поверхностям зубьев в ней, сливаются в одну, называемую *расчетной касательной плоскостью*. Поскольку положение линии действия вектора $\overline{V}_{21}$ известно, а положение расчетной точки выбрано, для задания положения расчетной касательной плоскости (и, следовательно, главных поверхностей зубьев) достаточно указать, например, угол α_i (i = 1, 2) между этой плоскостью и нормалью к расчетной плоскости.

Для каждого из колес сечение теоретической поверхности зуба какой-либо соосной поверхностью носит название *продольной линии зуба*. Острый угол между продольной линией зуба и образующей, соответствующей соосной поверхности в выбранной точке, называется *углом наклона линии зуба* в этой точке. Различают зубья *правого* и *левого направлений*.

Расчетная линия зуба — сечение теоретической (главной) поверхности расчетной поверхностью. Угол между вектором V_{21} и образующей каждой из расчетных поверхностей определим как *расчетный угол наклона зуба* и обозначим β_i (i = 1, 2). Указанный выше угол α_i назовем *расчетным углом профиля зуба* в нормальном сечении.

Для каждого колеса положение главной поверхности зуба относительно оси вращения определяется заданием расчетной точки и трех параметров — α_i, β_i, δ_i (i = 1, 2). Формулы, позволяющие определить положение главной поверхности зуба, приведены в частности, в монографии**.

Обратимся к задаче о размещении главных поверхностей зубьев на каждом из колес, составляющих зацепление. Поскольку главные поверхности произвольно выбранного зуба одного колеса вступают в зацепление с главными поверхностями различных зубьев парного колеса, возможно только равномерное угловое размещение главных поверхностей на каждом из колес. Для этого достаточно разместить расчетные точки одноименных (левых или правых) главных поверхностей всех зубьев равномерно по расчетной окружности (здесь рассматриваются только механизмы с круглыми зубчатыми колесами). Расстояние между расчетными точками одноименных главных поверхностей соседних зубьев по расчетной окружности i-го колеса (i = 1, 2) называют *расчетным окружным шагом*:

$$P_{ti} = 2\pi r_1 / z_i\ . \qquad (2)$$

Отсюда

$$P_{t1} / P_{t2} = \cos\beta_1 / \cos\beta_2\ . \qquad (3)$$

Величину $P_{ni} = P_{ti}\cos\beta_i$ — называют *расчетным нормальным шагом*. Тогда соотношение (3) переходит в равенство $P_{n1} = P_{n2}$, справедливое для всех сопряженных зацеплений. При геометри-

**Механика машин / И.И. Вульфсон, М.Л. Ерихов, М.З. Козловский, Э.Е. Пейсах, Ю.А. Семенов, А.В. Слоущ, Г.А. Смирнов, Б.П. Тимофеев / Под ред. Г.А. Смирнова. —М.: Высшая школа, 1996.

ческих расчетах используют отношения, называемые соответственно *окружным* и *нормальным модулем*:

$$m_{ti} = P_{ti}/\pi, \quad M_{ni} = P_{ni}/\pi. \tag{4}$$

Для пары зубчатых колес, составляющих зацепление:

$$\begin{gathered} r_i = m_{ti} z_i; \quad (i = 1, 2); \\ m_{ni} = m_{ti} \cos \beta_i; \\ m_{n1} = m_{n2} = m. \end{gathered} \tag{5}$$

Структура зубчатых механизмов. Любой зубчатый механизм, содержащий множество зубчатых звеньев, может быть разбит на простейшие по строению зубчатые механизмы, содержащие два зубчатых звена. Как и все другие механизмы, простейший зубчатый механизм можно образовать из замкнутой кинематической цепи (КЦ), содержащей один или несколько замкнутых контуров. Но только один из них включает в себя высшую кинематическую пару (ВКП), образованную двумя зубчатыми звеньями кинематической цепи. Если исходная КЦ является одноконтурной, образованные из нее механизмы, следуя М.Л. Ерихову (см. сноску на стр. 7), будем называть *элементарными зубчатыми механизмами*. Если из этой цепи можно выделить замкнутый контур, не содержащий ВКП, образованный из такой цепи механизм называют *зубчато-рычажным*.

Таким образом, элементарные зубчатые механизмы образуют из одноконтурных КЦ, содержащих два зубчатых звена, однако эти цепи могут содержать произвольное число иных звеньев и низших кинематических пар, причем не только одноподвижных. Ограничимся рассмотрением простейших зубчатых механизмов, которые образованы из трех- и четырехзвенных одноконтурных КЦ, содержащих кроме зубчатого зацепления только низшие вращательные и поступательные кинематические пары.

Трехзвенные зубчатые механизмы представляют собой трехзвенную КЦ, в которой два зубчатых звена, образующих ВКП, соединены с некоторым третьим, иным звеном, низшими кинематическими парами. Последние могут быть либо обе вращательными, либо одна из них — вращательная, а другая — поступательная.

Для образования механизма из КЦ необходимо одно или несколько звеньев обратить в стойку. Из трех звеньев в стойку можно обратить лишь одно. Если в качестве стойки использовать незубчатое звено, то получим механизм с неподвижными осями вращения зубчатых колес, который будем называть *простым*. У этих механизмов одна степень подвижности. Если использовать в

качестве стойки одно из зубчатых звеньев, то ось вращения другого зубчатого звена будет перемещаться относительно стойки. Такие механизмы называют *планетарными*. Замена стойки превращает элементарный планетарный механизм в простой и наоборот. Поэтому одно и то же зубчатое зацепление (ВКП) может быть использовано как в простом, так и в планетарном механизмах, образованных из одной и той же КЦ.

При заданных положениях осей вращения и передаточном отношении передачу движения можно осуществлять с помощью *внешнего* и *внутреннего зацеплений*. Во внешнем зацеплении оба колеса имеют внешние зубья, во внутреннем — одно из колес имеет внешние зубья, другое — внутренние.

Классификация зубчатых колес построена по двум основным признакам: по виду начальных поверхностей и по углу наклона зуба в расчетной точке. *Начальной* назовем соосную поверхность, которая служит базой для определения элементов зубьев и их размеров. Начальные поверхности в общем случае могут касаться друг друга, но могут и пересекаться. В обоих случаях *расчетная точка* — точка, принадлежащая начальным поверхностям зубчатых звеньев. В качестве начальных обычно выбирают простые поверхности, отражающие форму зубчатого колеса: плоскость, цилиндр, конус, тор. Начальными поверхностями могут быть аксоиды колес, т. е. поверхности, которые при движении зубьев катятся друг по другу без скольжения. Однако во многих случаях начальные поверхности не совпадают с аксоидами. Например, в червячной и глобоидной передачах аксоиды одинаковы, а начальные поверхности существенно различны; в цилиндрической зубчатой передаче аксоиды — круговые цилиндры, а начальные поверхности могут быть конусами.

По углу наклона продольной линии зуба в расчетной точке различают зубчатые колеса с нулевым углом наклона $\beta = 0$, с наклонными зубьями $\beta_0 > |\beta| > 0$ и червяки $\pi/2 > |\beta| \geq \beta_0$, где β_0 — условное граничное значение угла наклона зуба, которое разделяет собственно зубчатые колеса и червяки, у которых угол наклона зуба больше $\beta_0 = 80°...85°$. На рис. 2 и 3 представлены схемы колес внешнего и внутреннего зацепления соответственно, причем в столбцах — зубчатые колеса с одним и тем же видом начальной поверхности, в строках — зубчатые колеса одной группы по углу наклона зуба. На условных изображениях колес показано положение расчетной точки и направление касательной к линии зуба в ней. Зубчатые колеса, у которых начальной поверхностью является плоскость, отнесены к колесам с внешними зубьями.

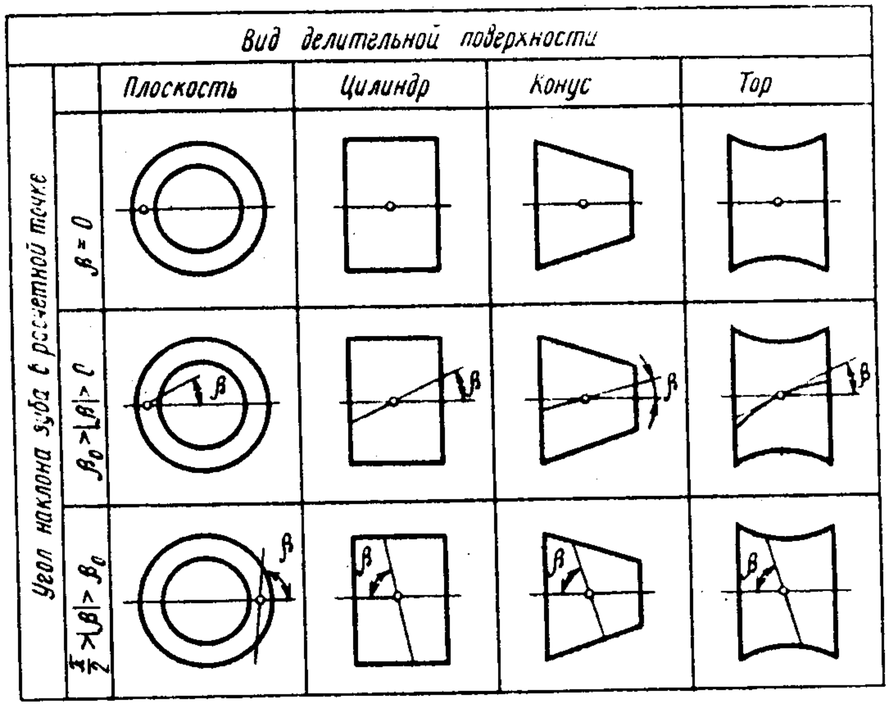


Рис. 2. Схемы зубчатых колес с внешними зубьями

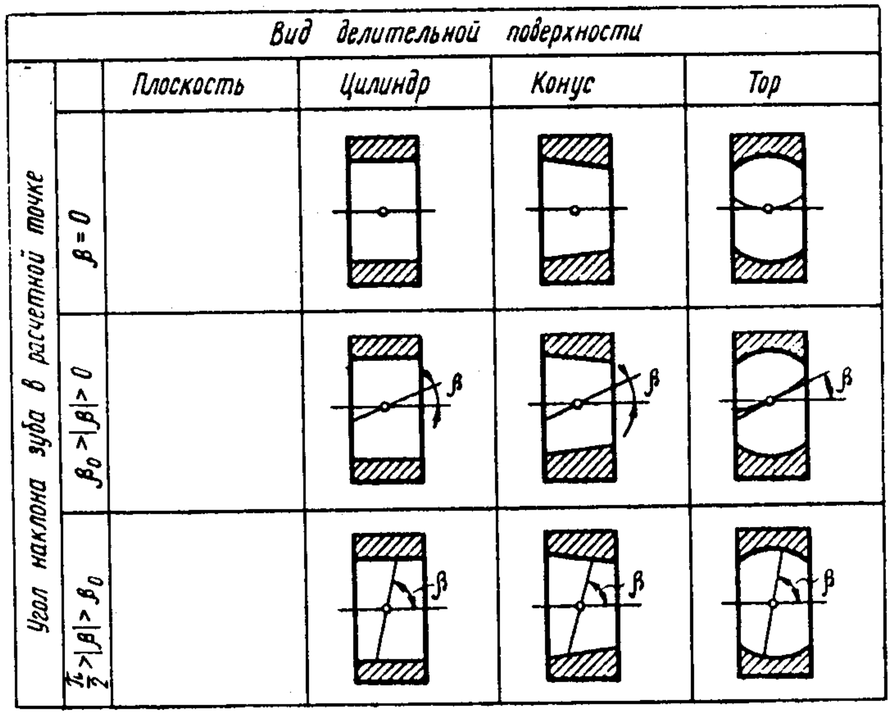


Рис. 3. Схемы зубчатых колес с внутренними зубьями

В рамках той же классификации возможна дальнейшая детализация. Так, по форме продольной линии различают *колеса с*

прямым, косым (винтовым), круговым, арочным и *шевронным* зубьями. По форме профиля боковой поверхности различают зубья *эвольвентные, циклоидальные, цевочные, часовые* и т.п.

Классификация простых трехзвенных зубчатых механизмов (ПТМ). По виду и расположению низших кинематических пар (по расположению осей вращательных пар, если обе низшие пары — вращательные) ПТМ делят на следующие группы:

1. *Реечные*, у которых одна из низших кинематических пар поступательная, а одно из зубчатых звеньев — зубчатая рейка;
2. *Механизмы с параллельными осями* вращения зубчатых колес;
3. *Механизмы с пересекающимися осями* вращения зубчатых колес;
4. *Механизмы со скрещивающимися осями* вращения зубчатых колес.

Относительное положение осей вращения колес для второй группы механизмов определяется межосевым расстоянием a, для третьей — межосевым углом Σ, для четвертой — обоими из указанных параметрами.

Внутри каждой группы строение ПТМ определяется зубчатым зацеплением. Согласно М.Л. Ерихову (см. сноску на стр. 7) *геометро-кинематической схемой* (ГКС) зацепления называют совокупность параметров, определяющих положение расчетной точки и расположение в ней касательной плоскости вместе с передаточным отношением и направлением вращения, а также межосевым расстоянием и межосевым углом. ГКС определена, если, кроме положения осей вращения зубчатых колес и передаточного отношения, указаны вид расчетных поверхностей, их положение относительно осей вращения и значение углов наклона зубьев в расчетной точке. Каждой указанной выше группе ПТМ соответствует группа ГКС зацеплений. Внутри каждой группы, кроме первой, выделяют две подгруппы, включающие схемы внешних и внутренних зацеплений. Поскольку для каждого вида расчетных поверхностей возможны три области изменения расчетных углов наклона зубьев, для каждой подгруппы ГКС строят таблицы, содержащие девять строк и девять столбцов, каждая ячейка которых соответствует одной ГКС.

ГКС служат для синтеза ПТМ, однако на практике используются немногие из возможных схем.

На рис. 4 приведены примеры схем зацеплений второй группы ПТМ (подгруппа внешних зацеплений). На рис. 4, *а* — варианты схем с плоскими зубчатыми колесами с нулевым расчетным углом наклона зубьев. На рис. 4, *б* — варианты схем с цилиндрическими колесами, имеющими линии наклона зубьев в виде прямых или винтовых линий, дуг окружностей, двух винтовых линий левого

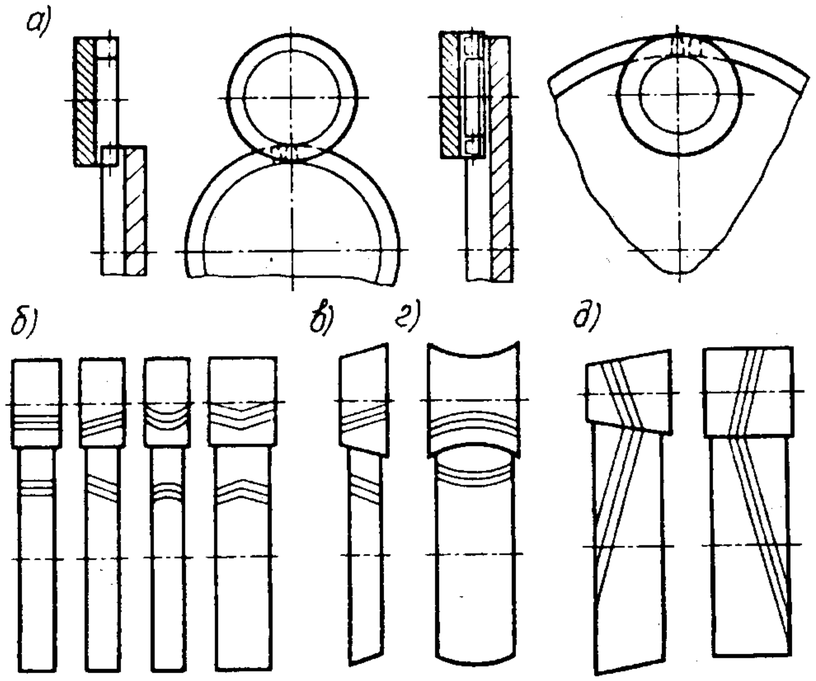


Рис. 4. Схемы механизмов с параллельными осями

и правого направлений (шевронные колеса). На рис. 4, *в* — схема с коническими расчетными поверхностями и наклонными зубьями. На рис. 4, *г* — схема с цилиндрическими расчетными, но фактически тороидальными начальными поверхностями и зубьями арочной формы. На рис. 4, *д* — схемы червячных зацеплений с коническими и цилиндрическими червяками.

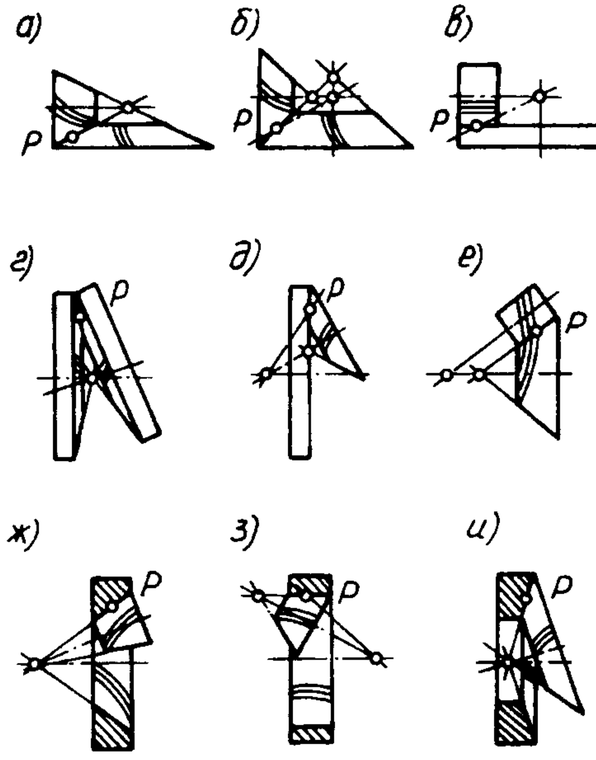


Рис. 5. Схемы механизмов с пересекающимися осями

Механизмы третьей группы представлены на рис. 5. Варианты *а—е* относятся к подгруппе внешних зацеплений, *ж—з—и* — к подгруппе внутренних. Зацепление на рис. 5, *е* составлено из цилиндрического колеса и конического червячного колеса.

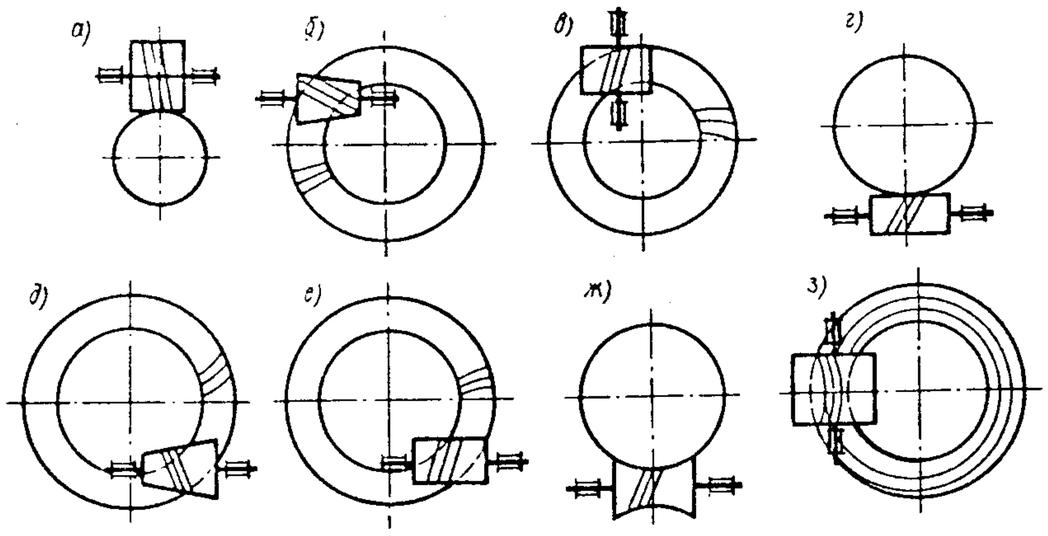


Рис. 6. Схемы механизмов со скрещивающимися осями

На рис. 6 представлены ПТМ четвертой группы. Варианты *а—в* соответствуют зацеплениям в передачах: винтовой, гипоидной с коническими колесами и гипоидной с циллиндрическим и плоским колесами. Варианты *г—з* представляют червячные зацепления с различными по форме начальных поверхностей червяками. На рис. 6, *г* показана схема цилиндрического червячного зацепления, на рис. 6, *ж* — глобоидного, на рис. 6, *д* и 6, *е* — спироидного с коническим и цилиндрическим червяком соответственно. На рис. 6, *з* показана схема червячного зацепления, составленного из плоского червяка и цилиндрического колеса с арочными зубьями.

Простые четырехзвенные зубчатые механизмы (ПЧМ). На рис. 7 в качестве примера показана кинематическая цепь, которая используется для обработки зубьев цилиндрических колес червячной фрезой или абразивным червяком. Высшая кинематическая пара — станочное зацепление исходного цилиндрического червяка и обрабатываемого прямозубого колеса. Червяк *1* со звеном *Н* и обрабатываемое колесо *2* со звеном *3* соединены вращательными, а последнее со звеном *Н* — поступательной кинематическими парами. В механизмах станков звено *3* обычно является стойкой. Степень подвижности ПЧМ, как правило, равна двум. Контакт теоретических поверхностей зубьев точечный. Эти

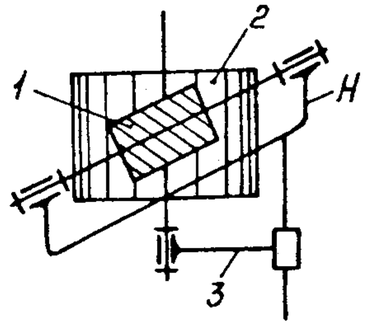


Рис. 7. Схема простого четырехзвенного зубчатого механизма

поверхности являются сопряженными в заданном относительном движении с двумя независимыми параметрами.

Многозвенные зубчатые механизмы. Могут представлять собой простой ряд колес, т. е. состоять из ряда ПТМ. Для обозначения одного ПТМ обычно применяют термин — *одноступенчатая передача*. Несколько ПТМ называют *многоступенчатой передачей*.

В зависимости от величины передаточного отношения различают:

Замедляющие передачи (редукторы)

$$i_{1n} = \frac{w_1}{w_n} = \frac{z_n \cdot \ldots \cdot z_2}{z_{n-1} \cdot \ldots \cdot z_1} > 1;$$

Ускоряющие передачи (мультипликаторы) — $i_{1n} < 1$;

Равноскоростные передачи — $i_{1n} = 1$.

Области применения и основные параметры мелкомодульных зубчатых передач приборов. Мелкомодульные зубчатые передачи широко используются в современных автоматических, вычислительных, измерительных и других приборах и устройствах в составе малогабаритных зубчатых редукторов (употребляются также термины *редукторы точных приборов, приборные редукторы*). Разновидностями редукторов точных приборов являются приводные приборные редукторы (следящих и автоматических систем, приборных электродвигателей, самопишущих и других подобных приборов), отсчетные механизмы (передача точных значений углов поворотов в вычислительных или измерительных устройствах, снятие результатов вычислений или измерений, контроль работы отдельных элементов устройств) и механизмы ручной настройки (радиоаппаратуры) или ручного ввода (математических данных в вычислительные устройства) [5].

По функциональному назначению приборные передачи можно разделить на силовые, отсчетные и кинематические. *Силовые передачи* как правило нагружены существенным моментом сопротивления. *Отсчетная передача* служит для измерения углов поворота элементов механизмов приборов. Различают отсчетно-силовые и отсчетно-кинематические передачи. *Отсчетно-силовая передача* — это отсчетная передача, нагруженная моментом сопротивления на выходном валу, а *отсчетно-кинематическая* — отсчетная передача, не нагруженная моментом сопротивления на выходном валу. *Кинематическая передача* осуществляет передачу вращения без нагрузки.

По усилию в зацеплении приборные передачи условно подразделяются на нагруженные, малонагруженные и ненагруженные. *Нагруженная* — это силовая передача, максимальное усилие в зацеплении которой составляет более 30 Н, в иных случаях это *малонагруженная передача,* в которой необходимо учитывать увеличение трения за счет малой нагрузки. *Ненагруженной* называют передачу, которая нагружена лишь моментами трения в опорах и в зацеплении.

Основным отличием приборных передач от аналогичных по принципу действия и кинематической схеме передач, применяемых в машиностроении в качестве силовых, является выполнение ими, в связи с невысокими действующими нагрузками, преимущественно кинематических функций. Поэтому, как правило, расчет на прочность приборных передач с металлическими колесами является проверочным, хотя для пластмассовых колес он во многих случаях остается определяющим. Основные конструктивные, технологические, функциональные и эксплуатационные признаки, отличающие приборные передачи от передач общемашиностроительного назначения, перечислены в табл. 1 [29].

Таблица 1. **Сравнение мелкомодульных приборных зубчатых передач с передачами общемашиностроительного назначения [29]**

Показатели сравнения		Зубчатые передачи	
		Общемашиностроительного назначения	Мелкомодульные* приборные
1	**Коструктивные**		
1.1	Параметры исходного контура	$h_a = m$; $h_f = 1{,}25m$	$h_a = 1{,}1m$; $h_f = 1{,}5m$
1.2	Геометрические параметры	$m > 1$ мм; $\psi_{bm} = 20...30$	$m < 1$ мм; $\psi_{bm} = 2...12$
1.3	Вид зацепления	Эвольвентное, Новикова	Эвольвентное, часовое, цевочное
1.4	Конструктивное исполнение колеса	Зубчатый диск со ступицей (односторонней, двухсторонней как симметричной, так и асимметричной)	Зубчатый диск в сборочных единицах, со ступицей (односторонней, двухсторонней, асимметричной)
1.5	Число ступеней	$n = 2...4$	$n = 2...12$
1.6	Передаточное отношение	$i_p = 10...20$	$i_p \le 10^4$ (10^6)
1.7	Частота вращения входного вала	$2 \cdot 10^3$ мин$^{-1}$	$2 \cdot 10^4$ мин$^{-1}$
1.8	Мощность	>0,5 кВт	<500 Вт
1.9	Минимальный габаритный размер	>100 мм	2...60 мм
1.10	Компоновка передачи	Закрытая	Открытая
1.11	Материал колес	Сталь, чугун	Сталь, бронза (латунь), цветные металлы и сплавы, пластмассы

Продолжение таблицы 1

Показатели сравнения		Зубчатые передачи	
		Общемашиностроительного назначения	Мелкомодульные приборные
2	**Технологические**		
2.1	Способ изготовления	Зубонарезание, горячее и холодное накатывание	Литье под давлением, прессование, экструдирование, штамповка (формование в твердой фазе)
2.2	Термообработка	Нормализация, улучшение, объемная и поверхностная закалка, цементация, нитроцементация, азотирование HB 190...600	Нормализация HB < 250
2.3	Степень точности	7...10 по ГОСТ 1643—81	6...8 по ГОСТ 9178—81
2.4	Отношение величины шероховатости к размерам зуба	Для m = 5 мм $\delta_R = 8{,}3 \cdot 10^{-7}$	Для m = 0,5 мм $\delta_R = 1{,}7 \cdot 10^{-4}$
3	**Функциональные**		
3.1	Назначение	Силовые	Кинематические, отсчетные, силовые
3.2	Основные контролируемые показатели точности	Местная кинематическая погрешность зубчатой передачи f_{ior}, нормы контакта	Наибольшая кинематическая погрешность передачи F_{ior}, угловая погрешность
4	**Эксплуатационные**		
4.1	Смазка	Жидкая	Пластичная, без смазки
4.2	Способ подачи смазки	Погружением	Ресурсная
4.3	Рабочая температура	t = +20 °С...+70 °С	t = -60 °С...+60 °С
4.4	Рабочая среда	Воздух	Вакуум, газ, воздух
4.5	Основные виды отказов	Выкрашивание, поломка зубьев, износ	Износ, срез и поломка зубьев, пластическая деформация, потеря точности

* Модуль m < 1 мм не является обязательным признаком приборной передачи; в приводах приборов используются также передачи с модулем m > 1 мм.

Особенностями приборных передач являются:

— мелкие модули (m < 1 мм);

— большие передаточные отношения;

— соизмеримость погрешностей изготовления колес с их размерами (необходимо учитывать погрешности на стадии геометрического расчета, особенно при литье под давлением пластмассовых колес в металлические матрицы);

— увеличенные боковые и радиальные зазоры в передачах (пластмассовые колеса, обладающие большими, чем металлические температурными деформациями и деформациями от водопоглощения, требуют специальных расчетов);

— малые диаметры посадочных поверхностей по сравнению с диаметрами делительных поверхностей.

К зубчатым передачам, работающим с реверсированием вращения, дополнительно предъявляется требование уменьшения мертвого хода. Уменьшение времени реверсирования связано с минимизацией моментов инерции колес, т.е. облегчением конструкции (применение пластмасс способствует этому).

В приводах приборов используют металлические, металлополимерные и полимерные зубчатые колеса. Широкое применение пластмасс стало возможным благодаря комбинации их технических свойств: низкой плотности, высокой эластичности и износостойкости, демпфирующей способности, химической и коррозионной устойчивости, низкому коэффициенту трения и др.

Пластмассовые зубчатые колеса применяют при небольших нагрузках и повышенных требованиях к шуму, коррозионной стойкости, износостойкости, необходимости уменьшения массы и момента инерции. Целесообразно использовать пластмассы для колес, работающих в условиях низких давлений или в вакууме, т.е. для летательных (авиакосмических) аппаратов. Изготовление одного из колес пары из пластмассы устраняет угрозу схватывания поверхностей в вакууме, характерную для металлических колес [70]. Однако при этом возникает проблема удаления выделяющихся при работе пластмассовых деталей в вакууме газов или связывания их молекул.

Конструктивно зубчатые колеса разделяют на *насадные* и *валшестерни*. Первые могут быть выполнены как с одним, так и с двумя венцами (блок колес). Колеса из пластмасс обычно изготавливают в виде насадных элементов.

Колеса могут быть как цельными, так и в виде сборочных единиц. Последние разделяют на составные колеса и колеса с разрезными венцами.

Составное колесо состоит из зубчатого диска и ступицы, неподвижно соединенных между собой. В случае прецизионных пере-

дач зубья на диске нарезают после соединения со ступицей и выставки минимального радиального биения, в иных случаях — после сборки. Составные колеса применяют, например, с зубчатым диском из текстолита и стальной ступицей. Иногда составное колесо состоит из металлической вал-шестерни, на которую насажен зубчатый диск. Крепление осуществляется за счет непосредственного соединения цилиндрического отверстия с зубьями шестерни, получаемого в результате упругой деформации сопрягаемых поверхностей. Такой блок колес иногда называют *триб*ом и часто используют в часовой промышленности. Триб может представлять собой и одно колесо, вал-шестерня в этом случае необходима как соединительный элемент.

Конструкция *колеса с разрезными венцами* может быть выполнена с наличием или отсутствием относительного движения зубчатых элементов. Один из них жестко связан со ступицей (может представлять собой как цельное, так и составное колесо) и несет основную нагрузку при прямом ходе, второй — оформлен в виде диска. В случае наличия относительного движения используют пружинные люфтовыбиратели, которые компенсируют зазор в зацеплении. Неподвижное соединение зубчатых венцов обеспечивает компенсацию постоянной составляющей зазора в зацеплении при отсутствии заклинивания передачи. Подобные конструкции могут применяться как для колес, так и для шестерен.

Конфигурация зубчатых шестерен может быть *нормальной* и *вырожденной*. В первом случае диаметр впадин зубьев больше диаметра ступицы, во-втором — меньше. Вырожденным может быть как колесо насадного типа, так и вал-шестерня.

Конструкции колес из пластмасс подробно описаны в главе 6.

Технология обработки колес в приборостроении более проста, чем в машиностроении. Колеса 5-й степени точности можно получить непосредственно зубофрезерованием. Пластмассовые колеса приборов более сложны в производстве — для литья под давлением требуется специальная форма — матрица, проведение специальных расчетов по учету усадки материала.

Для особо точных кинематических цепей рекомендуется использовать 4...6-ю степени точности [4, 5]. Однако производство металлических зубчатых колес указанных степеней точности является технологически сложным, а для пластмасс — технически недостижимым и практически нецелесообразным. Поэтому в основном электромеханические приборы имеют в передачах зубчатые колеса 7-й и 8-й, редко 9-й степени точности, литые пластмассовые при литье в термостатируемые формы — 8-й, и в нетермостатируемые — 9-й и 10-й степени точности по ГОСТ 9178—81 (табл. 2).

Таблица 2. **Соотношения использования зубчатых колес в электрических устройствах приборов по модулям и материалам**

Изделие	Количество колес	Зубчатые колеса												Степень точности
		Модуль, мм								Материал				
		0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,7	Сталь	Полиамид	Полиформальдегид	Другие материалы	
Реле времени РВМ-6	12	—	2	8	2	—	—	—	—	2	—	10	—	8
Реле времени программное	10	—	—	—	—	10	—	—	—	4	6	—	—	8
Устройство проверки часов БЧ-2	8	—	—	—	8	—	—	—	—	1	7	—	—	8
Фотоэлектрический преобразователь ПФ-К	4	—	—	4	—	—	—	—	—	2	—	—	2	7
Компенсограф 7ND2021	19	—	—	1	—	—	18	—	—	—	19	—	—	10
Реле времени ВС-33	16	2	—	—	—	14	—	—	—	—	—	16	—	9
Штамп-часы 72-4ТМ	16	—	—	—	—	—	—	14	1	7	9	—	—	10

В электромеханических устройствах широко применяются модули 0,3; 0,35; 0,45 и 0,5 мм (см. табл. 2). Модуль $m = 0{,}3$ мм придает компактность конструкции передачи, при этом не возникает технологических затруднений при литье под давлением пластмассовых колес. В частности, модуль $m = 0{,}3$ широко используется в производстве малогабаритных редукторов следящих систем авиационных приборов [7, 13].

Ширина зубчатого венца составляет $b = (3...15)m$, ширина венца у зубчатых колес дисковой формы $b = (4...6)m$. До 80% типоразмеров цилиндрических прямозубых колес изготовляют со ступицами (75% — с односторонней, 5% — с двухсторонней). Конфигурация ступицы зависит от роли колеса как элемента конструкции. Для минимизации габаритов, упрощения конструкции механизма, повышения точности колесо может совмещать функцию передачи вращения с поджимом шарикоподшипника.

Минимальное число зубьев z_{min} варьируется в пределах 12...14, максимальное z_{max} — не превышает 100.

Передаточные отношения изменяются в широком диапазоне. В работе [7] показано, что передаточные отношения передач приборов имеют значения 18...8000, а в гироскопических приборах достигают 1200000. Передаточное отношение одной ступени не превышает 5...6 и редко достигает 8...10 (только в медленно вращающихся передачах) (табл. 3).

Таблица 3. **Технические характеристики механических приводов некоторых приборов**

Изделие	Передаточное отношение	Максимальный момент, Н·м
Реле времени модифицированное РВМ-6	7,5...27000	3000
Устройство проверки часов БЧ-2	45	60
Фотоэлектрический преобразователь ПФ-К	132,6	50
Реле времени программное	360	150
Компенсограф 7ND2021	750...45000	3700

Из приборных приводов малой мощности отметим используемые в механизмах контроля времени передачи с прямозубыми цилиндрическими колесами, в том числе полимерными, с электродвигателем мощностью $P = 12$ Вт, выпускаемые фирмой Portescap.

Фирма Parvolux изготовляет двухступенчатые червячные мотор-редукторы с электродвигателем мощностью $P = 15$ Вт,

общим передаточным отношением i_p до 5184, частота вращения выходного вала $n_{вых} = 0{,}5$ мин$^{-1}$.

Для механизмов контроля и останова фирма Ovoid предлагает приводы с зубчатыми колесами из найлона, максимальный крутящий момент $T_{max} = 300$ Н·мм, $i_p = 720000$.

Фирма ITT Heyneu применяет одно- или трехфазные электродвигатели для привода редуктора с прямозубыми цилиндрическими колесами с выходной мощностью 90 Вт, $i_p = 3...2805$, $n_{вых} = 0{,}5$ мин$^{-1}$.

Фирма SF Opperman изготовляет мотор-редукторы с косозубыми колесами мощностью от 240 Вт и выше.

В приводах малой мощности, выпускаемых фирмой Moss Gear Company, используются червячные передачи с червячными колесами из найлона или полиацеталей в паре с червяками из стали или бронзы.

Привод компенсографа фирмы Siemmens с микроэлектродвигателем мощностью 24 Вт и частотой вращения 250...300 мин$^{-1}$ обеспечивает 6 скоростей перемещения ленты прибора, мм/ч — 600, 300, 120, 60, 20, 10, — с передаточными отношениями 750, 1500, 3750, 22500 и 45000. В приводе используются зубчатые колеса из полиамидов и полиацеталей.

Первая глава издания посвящена проблемам выбора электродвигателя и расчету кинематических параметров механизма на начальном этапе проектирования. Включены сведения из теории электропривода — термины, определения и классификация. Обращено внимание на возможность выбора параметров проектирования — связанных или не связанных с производящим исходным контуром. Показаны возможности выбора модуля зацепления по различным критериям, в том числе — по заданному межосевому расстоянию и специфическому, характерному преимущественно для пластмассовых зубчатых колес, критерию полной выборки радиального зазора. Рассмотрена характерная для приводов с пластмассовыми колесами схема многоступенчатого соосного механизма.

В главе второй описаны традиционные методики расчета геометрических параметров цилиндрических, конических и червячных передач и специфические отличия, которые необходимо учитывать при расчете геометрии передач с пластмассовыми колесами — перемещения, обусловленные изменениями температуры и влажности окружающей среды в процессе эксплуатации; технологическую усадку при изготовлении и другие.

Приводятся порядок и пример расчета геометрии передачи в параметрах, не связанных с параметрами производящего исходного контура.

В третьей главе рассматриваются методы прочностного расчета зубчатых передач, расчета по критерию жесткости и расчета ресурса передачи по критериям износа, а также методы прогнозирования надежности зубчатого механизма. Приведены методические указания по выбору материала, акцентированы характерные для деталей из пластмасс проблемы — важность расчетов температуры в зацеплении (в связи с существенной зависимостью механических свойств пластмасс от температуры), расчета по критерию жесткости (в связи с высокой податливостью зубьев, обусловленной низким модулем упругости), дополнительные факторы, которые необходимо учитывать при расчете на прочность. Приведены примеры расчета.

Большое внимание в издании уделено проблеме оптимизационных расчетов, которым посвящена *четвертая глава.* Рассмотрены основные положения оптимизационных расчетов применительно к проектированию зубчатых передач.

Для полноты информации авторы сочли необходимым включить в данную главу расчеты по оптимизации силовых редукторов по критерию минимизации габаритов и массы при функциональных ограничениях по напряжениям изгиба и контактной прочности рабочих поверхностей зубьев.

Дан анализ различных кинематических схем многоступенчатых зубчатых механизмов — рассмотрены схема *уступом*, *орбитальная* компоновка, многоступенчатый соосный зубчатый редуктор.

Получены расчетные зависимости для оптимизации кинематических параметров механизмов по различным критериям — габаритам, объему, массе, КПД, приведенному моменту инерции, суммарной кинематической (угловой) погрешности.

Приведены, в частности, зависимости для расчета двухпоточных и трехступенчатых механизмов и механизмов с червячными передачами.

В пятой главе рассматриваются вопросы, связанные с точностью зубчатых передач. В частности, обращается внимание на необходимость различать систему допусков для зубчатых колес, установленных на рабочих осях, и показатели точности для отдельно взятых зубчатых колес. Описаны конструкторско-технологические методы обеспечения точности зубчатых колес и передач. Приведены методики расчета кинематической погрешности (КП) и кинематического мертвого хода (КМХ). Показано, каким

образом следует учитывать факторы, обусловленные специфическими свойствами пластмасс. Приводятся примеры расчета КП и КМХ.

Шестая глава посвящена проблеме конструирования зубчатых колес из пластмасс и передач, составленных из этих колес.

Описаны требования к конструкции, приводятся рекомендации по конструированию цельнолитых и армированных колес. Подробно рассмотрены вопросы соединения колеса с валом, большое внимание уделено анализу соединений с натягом, которые для пластмассовых колес рекомендуется применять с ограничениями в связи с быстрым ослаблением натяга из-за релаксации напряжений.

Рассматриваются также конструкции передач с термо- и гигрокомпенсаторами и беззазорные зубчатые зацепления.

Вопрос оформления чертежей зубчатых колес и спецификаций к ним рассмотрен с учетом различий требований отечественных (ЕСКД) и американских (AGMA) стандартов.

В отдельную *седьмую главу* выделены волновые передачи с пластмассовыми зубчатыми колесами. Приводятся общие сведения и различные схемы волновых передач, общие рекомендации по выбору их основных кинематических параметров и методика расчета на прочность.

В заключительной, *восьмой главе* приведено описание методик выбора подшипников качения и расчета и конструирования подшипников скольжения, в том числе полимерных. Даются также рекомендации по выбору допусков и посадок.

Глава 1

ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЙ ПРИВОД. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА НА НАЧАЛЬНОМ ЭТАПЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

1.1. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ МАЛОЙ МОЩНОСТИ

Привод состоит из преобразователя энергии (двигателя) и передаточных механизмов (редукторов). Если элементы привода охвачены внутренними или внешними обратными связями, привод становится следящим.

Основными параметрами привода являются мощность, скорость, быстродействие, точность отработки сигнала.

По виду энергоносителя различают приводы — пневматический, гидравлический, электрический и их комбинации. Самым распространенным является электропривод, хотя в робототехнике наиболее часто применяют пневматические приводы (40%), затем — гидравлические (около 40%) и, наконец, электрические (свыше 20%).

По определению [30, 31] электрическим приводом (ЭМП) называется электромеханическая система, предназначенная для приведения в движение рабочих органов машин, целенаправленного управления этими процессами и состоящая в общем случае из передаточного, электродвигательного, преобразовательного и управляющего устройств. К ЭМП малой мощности относят приводы с мощностью до 500 Вт.

Основные "выходные" координаты привода — электромагнитный момент T или сила F, необходимые для нормального функционирования органов рабочей машины, и координаты движения: угловая ω или линейная v скорости или соответствующие отрезки пути $\Delta\alpha$ или Δs.

Привод осуществляет преобразование какого-либо вида энергии в механическую работу, в частности, преобразует электрическую энергию в механическую работу.

Вышеприведенное определение относится к автоматизированному (регулируемому, или следящему) приводу (ГОСТ 16593—79).

Для другой части приводов, относящихся к категории нерегулируемых, привод следует определить как устройство, состоящее из двух основных частей — электродвигателя, осуществляющего преобразование электрической энергии в механическую, и редуктора, связывающего электродвигатель с рабочим органом.

Рассмотрим элементы регулируемого привода более подробно.

Источником энергии (ИЭ) для ЭМП служит, как правило, промышленная электрическая сеть; в приводах специального назначения ИЭ может быть автономным в виде аккумуляторной батареи или индивидуального генератора.

Преобразовательное устройство (в основном, электрическое) служит для связи системы электропривода с источником электрической энергии (например, промышленной сетью), для преобразования одной формы электрической энергии в другую (например, для выпрямления переменного тока). Основное назначение преобразовательного устройства состоит в формировании управляемого потока энергии, потребляемого рабочим процессом.

Электрическое преобразовательное устройство (ЭПУ), получая от ИЭ электрическую энергию W_c с нерегулируемыми напряжением U_c, током I_c и частотой f_c, преобразует ее в электрическую энергию иного вида или формы, потребляемую двигателем, $W_д$ с другими U, I и f, часть из которых управляема.

В качестве ЭПУ используются электромашинные преобразовательные устройства и разнообразные силовые полупроводниковые преобразователи: тиристорные *управляемые выпрямители* (УВ), тиристорные и транзисторные *широтно-импульсные преобразователи* (ШИП) для преобразования переменного тока в постоянный (выпрямленный) , а также различные транзисторные и тиристорные инверторы и преобразователи частоты для изменения формы напряжения переменного тока.

Двигательное устройство (ДУ) преобразует электрическую энергию в механическую и формирует (совместно с передаточным устройством) заданные формы движения рабочих органов.

Передаточное устройство (ПУ) предназначено для преобразования форм движения и передачи механической энергии от двигательного устройства к рабочим органам машины.

Пройдя механическое передаточное устройство, поток механической энергии $W_м$ преобразуется в поток такого же вида

энергии $W_{рм}$, который воспринимается *рабочей машиной* (РМ) или *исполнительным механизмом* (ИМ).

Рабочей машиной называют систему механизмов, осуществляющих механические движения, связанные с выполнением рабочего процесса. В теории электропривода термины *рабочая машина* и *исполнительный механизм* обычно употребляются как синонимы.

Таким образом, механизмами РМ энергия $W_р$ преобразуется в механическую работу рабочих органов (РО) с координатами: $M_{р.о}$ — моментом сопротивления и $\omega_{р.о}$ — угловой скоростью при вращательном движении или с координатами: $F_{р.о}$ — силой сопротивления и $V_{р.о}$ — линейной скоростью при поступательном движении.

Управляющее устройство предназначено для формирования заданных законов управления потоком энергии и движения рабочих органов исполнительных механизмов.

Управляющее устройство (УУ) управляет отдельными координатами ЭПУ или ДУ, или ПУ, а иногда — одновременно несколькими координатами двух, реже трех этих устройств. Формирует законы управления УУ *задающее устройство* (ЗУ), которое вырабатывает необходимые управляющие воздействия в результате сопоставления задаваемой информации с информацией, поступающей от *датчиков-преобразователей* (ДПИ). ДПИ представляют собой информационно-измерительные устройства, предназначенные для измерения различных физических координат электропривода (моментов, сил, угловых или линейных перемещений и скоростей, токов, напряжений и др.) и преобразования их в электрические сигналы одинакового вида (например, напряжения).

Таким образом, автоматизированный электропривод следует рассматривать как одну из наиболее распространенных разновидностей электромеханических систем автоматического управления (САУ). Функциональная схема электропривода как разновидности САУ показана на рис. 1.1. Здесь тонкими линиями изображены каналы передачи информации, двойными — каналы передачи электрической энергии, двойными пунктирными — каналы передачи механической энергии, а пунктирными линиями — каналы передачи информации об измеряемых координатах электропривода или исполнительного механизма.

Исходные данные для расчета регулируемого привода — максимальный угол поворота выходного вала θ_{max}; максимальная угловая скорость выходного вала $\omega_{нmax}$; максимальное угловое

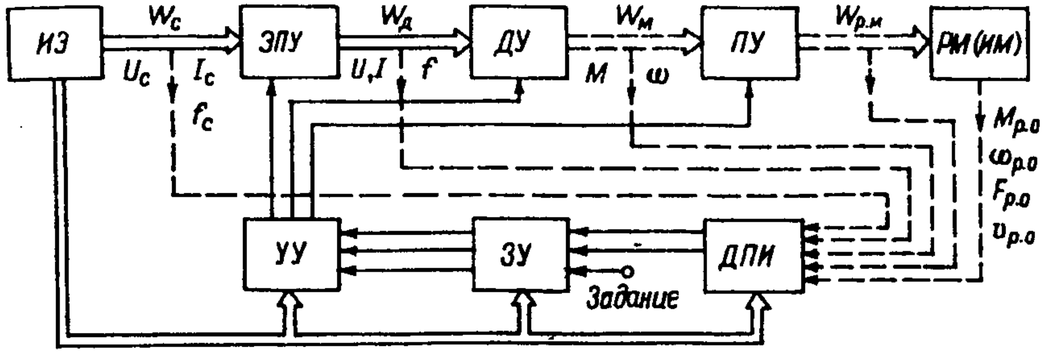


Рис. 1.1. Функциональная схема электропривода

ускорение выходного вала; статический момент сил сопротивления на выходном валу $T_с$; электромеханическая постоянная времени привода $t_{эм}$; необходимая точность отработки входного сигнала; закон изменения входного импульса.

Регулируемый ЭМП применяют в автоматических системах управления или регулирования. Для этого привода характерны повторно-кратковременный режим работы, высокое быстродействие, большая частота пусков и реверсов.

Следящий электромеханический привод применяют в измерительных приборах, в которых используется автоматический компенсационный метод измерения, в системах автоматического регулирования промышленными процессами, в автопилотах, в радиолокационных установках, в автоматических прицелах, в следящих системах дистанционных передач и т.д.

Нерегулируемый ЭМП предназначен для преодоления постоянно действующей статической нагрузки, кратковременной инерционной нагрузки или повторно-кратковременных статических и инерционных нагрузок. К нерегулируемым ЭМП предъявляют требования определенной механической характеристики, плавности движения рабочего вала (оси), выдерживания необходимого времени переходного процесса $t_п$, высокого КПД, высокого уровня надежности.

Исходными данными для расчета нерегулируемого привода являются: номинальная угловая скорость выходного вала редуктора $\omega_{ном}$; статический момент сил сопротивления на выходном валу редуктора $T_с$; момент инерции нагрузки, приведенный к рабочему валу $I_н$; время переходного процесса $t_п$, то есть время разгона рабочего вала (оси) до номинальной угловой скорости или время выбега; режим работы — продолжительный, кратко-

временный, повторно-кратковременный; ритмичность повторно-кратковременного режима работы; ресурс работы.

Нерегулируемые ЭМП применяются в ЭВМ для ввода информации, для привода устройств внешней памяти, в быстропечатающих механизмах для вывода информации, в магнито-электрических осциллографах, в авиационных и промышленных самопишущих измерительных приборах, в киносъемочной и кинопроекционной аппаратуре для перемещения регистрирующей ленты или кинопленки.

Нерегулируемые ЭМП используются также в системах дистанционного управления, преобразуясь в автоматизированные приводы с элементами управления, блокировки и сигнализации (муфты сцепления-торможения, предохранительные муфты, концевые выключатели, коммутационные элементы и др.).

Примерами конкретного применения таких приводов могут служить механизмы подзавода пружины затвора в аэрофотоаппаратах, перемотки кинопленки, управления подъемом и прижимом столов аэрофотоаппаратов, открывания фотолюков и т.п.

1.2. МИКРОЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ. КЛАССИФИКАЦИЯ И ХАРАКТЕРИСТИКИ

Микроэлектродвигателями называют электрические двигатели мощностью от десятых долей ватта до 600 Вт. По назначению подразделяются на микроэлектродвигатели общего назначения и исполнительные микроэлектродвигатели.

Микроэлектродвигатели общего назначения предназначены для работы в нерегулируемом приводе, работают в номинальном режиме на протяжении достаточно длительного периода времени. Основные требования: обеспечение заданной механической характеристики; высокие значения КПД и коэффициента мощности; большая продолжительность срока службы; простота в обслуживании.

Исполнительные микроэлектродвигатели предназначены для работы в следящем приводе; они преобразуют подводимый к ним электрический сигнал (напряжение управления) в пропорциональное угловое перемещение выходного вала или в пропорциональную величину угловой скорости вала. В отличие от двигателей общего назначения эти двигатели имеют, как правило, две цепи — цепь возбуждения (питания) двигателя с неизменными значениями параметров и цепь управления, в которой электрический сигнал в процессе работы изменяется от нуля до максимума.

Исполнительные двигатели практически не работают в номинальном режиме; для их работы характерны постоянные пуски, остановы, реверсы движения. Исполнительные двигатели выполняются малоинерционными для сокращения времени переходных процессов. Основные требования: широкий диапазон регулирования скорости вращения; статическая устойчивость и линейность механических характеристик в рабочем диапазоне скоростей; линейность регулировочных характеристик (линейность зависимости скорости вращения от управляющего сигнала); быстродействие (малое значение электромеханической постоянной времени); отсутствие движения после снятия сигнала управления.

Общие требования для обеих категорий двигателей: эксплуатационная надежность, безотказность работы, малые габариты и масса, экономичность.

Для работы в условиях тряски и вибраций, при воздействии линейных ускорений или ударов применяют специальные конструкции двигателей. Так же специфичны конструкции двигателей в пылезащищенном, герметичном, влагозащищенном, взрывобезопасном и других исполнениях. На выбор электродвигателя накладываются ограничения по параметрам источников питания — величине мощности, напряжению, частоте. По характеру тока микроэлектродвигатели подразделяются на двигатели постоянного и переменного (асинхронные и синхронные) тока, шаговые. Основные технические характеристики микроэлектродвигателей приведены в приложении 1.

Детальные данные об особенностях микроэлектродвигателей разных типов и их характеристик, порядке выбора электродвигателей при различных режимах работы; методики построения механических характеристик электродвигателей по техническим данным и расчета электромеханического привода на быстродействие можно найти в учебном пособии [13].

1.3. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

Для правильного выбора электродвигателя необходимо знать [13]:

1. Тип привода, для которого подбирается двигатель, и режим его работы: нерегулируемый длительного действия, нерегулируемый кратковременного или повторного кратковременного действия, регулируемый (следящий) привод.

2. Тип источника питания и его характеристику: для источника постоянного тока — напряжение и силу тока; для источника переменного тока — напряжение, силу тока и частоту.

3. Характеристику нагрузки: максимальную величину момента сил сопротивления при установившемся режиме работы; номинальную угловую скорость вращения; момент инерции нагрузки и требуемое быстродействие привода.

4. Эксплуатационные условия: условия окружающей среды (температура, давление, влажность); возможность воздействия линейных вибрационных нагрузок; необходимый ресурс работы; максимально допустимые габариты и массу.

Основные рекомендации по выбору электродвигателя сводятся к следующему. Для нерегулируемого привода длительного действия желательно выбирать двигатель, имеющий большой ресурс работы, высокий КПД и требующуюся механическую характеристику. Если необходима высокая степень стабильности скорости вращения, то применяют синхронные двигатели переменного тока или двигатели постоянного тока с регуляторами скорости. Для нерегулируемого привода кратковременного или повторно-кратковременного действия выбирают двигатели с небольшим ресурсом работы, но с большими значениями пусковых моментов. Такими двигателями являются высокоскоростные двигатели постоянного тока с частотой вращения 9000...12000 мин$^{-1}$. Применять двигатели с меньшей частотой вращения целесообразно лишь в тех случаях, если срок службы высокоскоростного двигателя меньше, чем заданный ресурс работы привода.

В следящем приводе применяют двигатели с минимальным значением величины электромеханической постоянной времени и максимально допустимой частотой пусков и реверсов. Такими двигателями являются исполнительные двигатели постоянного и переменного токов. Лучше при этом выбирать двигатели с частотой вращения 2500...4500 мин$^{-1}$, которые допускают большую частоту пусков и реверсов. Чем ниже частота вращения двигателя, тем большую частоту реверсов он может обеспечить, однако при малых частотах вращения двигателя снижается его КПД, увеличиваются габариты и масса.

Анализ перечисленных требований позволяет наметить необходимую серию двигателей. Конкретный тип двигателя выбирают в зависимости от требуемой мощности. Порядок выбора электродвигателя при различных режимах работы читатель найдет в упоминавшемся выше [13] учебном пособии по курсовому проектированию, в котором излагается порядок выбора электродвигателя общего назначения при постоянной и переменной статической нагрузке, при необходимости обеспечения заданного времени переходного процесса, а также порядок выбора исполнительного двигателя и редуктора в следящем приводе. В данном

учебном пособии мы ограничимся примерами выбора электродвигателя общего назначения при постоянно действующей статической нагрузке.

Порядок расчетов, связанных с выбором электродвигателя при проектировании мелкомодульных зубчатых механизмов как с металлическими, так и с пластмассовыми колесами, в принципе соответствует порядку расчета силовых передач средних и крупных модулей и зависит от характера технического задания на проектирование механизма.

1. *Если заданы кинематическая схема механизма, крутящий момент и частота вращения на выходном валу, а также указан тип применяемых подшипников*, мощность электродвигателя рассчитывается по формуле

$$P_{\text{расч}} = T_{\text{вых}}\, n_{\text{вых}}/9550\, \eta_{\text{р}} \le P_{\text{ном}}\,, \qquad (1.1)$$

где $P_{\text{ном}}$ — номинальная мощность электродвигателя по каталогу, Вт; $T_{\text{вых}}$ — крутящий момент на выходном валу, Н·мм; $n_{\text{вых}}$ — частота вращения выходного вала, мин$^{-1}$; $\eta_{\text{р}}$ — общий КПД проектируемого механизма.

При определении общего КПД механизма на начальном этапе проектирования можно воспользоваться рекомендациями из опыта проектирования, принимая усредненные значения параметров, а именно — для каждой цилиндрической зубчатой пары $\eta_{\text{зп}} = 0{,}9$, для подшипников скольжения $\eta_{\text{пс}} = 0{,}95$, для подшипников качения $\eta_{\text{пк}} = 0{,}99$.

Отметим, что приближенное значение КПД зубчатой пары $\eta_{\text{зп}} = 0{,}9$ является весьма грубым приближением и, как показывает опыт, при большом количестве ступеней может дать почти 5-кратную погрешность по сравнению с уточненным значением КПД, рассчитываемом по формулам, приведенным в табл. 1.1 [32].

Общий КПД механизма рассчитывают по формулам:

— при фланцевом креплении электродвигателя

$$\eta_{\text{р}} = \eta_{\text{зп}}^{n}\, \eta_{\text{пс(пк)}}^{2n}\,; \qquad (1.4)$$

— при соединении вала двигателя с входным валом механизма с помощью муфты

$$\eta_{\text{р}} = \eta_{\text{зп}}^{n}\, \eta_{\text{пс(пк)}}^{2(n+1)}\,; \qquad (1.5)$$

— для кинематической схемы с блоками пластмассовых зубчатых колес, вращающимися на неподвижных осях

Таблица 1.1. **Коэффициенты полезного действия зубчатых передач [32]**

Вид передачи	η	C
Цилиндрическая, прямозубая	$\eta = 1 - Cf\pi\left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2}\right)$ (1.2)	$C = \frac{F_n + 2{,}920}{F_n + 0{,}174}$ (1.3)
Цилиндрическая, косозубая	$\eta = 1 - Cf\pi\left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2}\right)$ (1.2*а*)	$C = \frac{F_n + 3{,}100}{F_n + 0{,}185}$ (1.3*а*)
Винтовая, ортогональная	$\eta = C\frac{\operatorname{tg}\beta_2}{\operatorname{tg}(\beta_2 + \rho)}$ (1.2*б*)	$C = \frac{F_n + 0{,}105}{F_n + 0{,}240}$ (1.3*б*)
Коническая, прямозубая, ортогональная	$\eta = 1 - 1{,}62Cf\pi\left(\frac{\cos\delta_1}{z_1} + \frac{\cos\delta_2}{z_2}\right)$ (1.2*в*)	$C = \frac{F_n + 2{,}920}{F_n + 0{,}174}$ (1.3*в*)
Червячная, самотормозящаяся	$C\frac{\operatorname{tg}\gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)}$ (1.2*г*)	$C = \frac{F_n + 0{,}105}{F_n + 0{,}240}$ (1.3*г*)

Примечания: 1. Коэффициентом C учитывается увеличение потерь на трение при малых нагрузках; при $F_n > 30$ Н, $C = 1$.
2. Формулы выведены без учета потерь на трение в опорах.
3. В формуле (1.2) знак "+" относят к внешнему зацеплению, знак "-"— к внутреннему.
4. Коэффициент трения f выбирается по табл. 1.2.

Таблица 1.2. **Коэффициенты трения f в зубчатых передачах**

Материал		Вид смазки	
Шестерни	Колеса	Без смазки	Одноразовое смазывание пластичной смазкой
Закаленная сталь	Закаленная сталь	—	0,06...0,08
Сталь конструкционная	Сталь конструкционная	0,16	0,05...0,10
Сталь	Бронза	0,10...0,16	0,07...0,10
Сталь	Латунь	0,18	0,10...0,12
Сталь	Алюминий	0,20	0,13...0,15
Сталь	Полиамид стеклонаполненный	0,30...0,37	—
Сталь	Полиацеталь стеклонаполненный	0,28...0,33	—
Алюминий	Алюминий	0,22	0,12
Сталь	Текстолит	0,12...0,15	0,10...0,12
Алюминий	Текстолит	0,30	—
Сталь	Полиамид	0,25...0,40	0,09
Сталь	Полиацеталь	0,20...0,35	—
Полиамид	Полиамид	0,20...0,30	0,09
Полиацеталь	Полиацеталь	0,28...0,40	—
Полиамид	Полиацеталь	0,15...0,20	—

$$\eta_р = \eta_{зп}^n \, \eta_{пс}^n . \quad (1.6)$$

В данном варианте технического задания при выборе электродвигателя по частоте вращения передаточное отношение в каждой паре принимается по рекомендациям, приведенным на стр. 54.

Таким образом, при выборе электродвигателя по номинальной частоте вращения $n_н$, необходимо выполнить условие

$$i_j^n (\min)\, n_{вых} \le n_н \le i_j^n (\max)\, n_{вых}.$$

2. *Если задан крутящий момент на выходном валу $T_{вых}$ и общее передаточное отношение $i_р$*, выбор электродвигателя производят по расчетному моменту

$$T_{расч} = T_{вых} / i_р \eta_р \le T_н , \quad (1.7)$$

где $T_н$ — номинальный момент электродвигателя, Н·мм.

В этом случае неизвестное значение общего КПД механизма определяют по ориентировочно рассчитываемому числу n ступеней механизма, принимая одинаковым передаточное отношение для всех ступеней механизма. Поскольку при принятом порядке разбивки $i_р$ по ступеням есть возможность перейти к неравномерной разбивке $i_р$ без изменения принятого числа ступеней n, соответственно, нет необходимости изменения параметров выбранного электродвигателя.

3. *При известном окружном усилии F* (Н) *приводимого в движение рабочего органа и его окружной скорости v* (м/с) расчетную мощность электродвигателя определяют по формуле

$$P_{расч} = Pv/\eta_р \le P_н \text{ (Дж)} . \quad (1.8)$$

В данном варианте расчета, также как и в варианте 2, предварительно необходимо рассчитать общий КПД механизма.

4. *Расчет параметров электродвигателя для многопоточных механизмов* зависит от схемы механизма (рис. 1.2).

При параллельном разветвлении потока мощности, например на два потока (рис. 1.2, *а*), расчетная мощность электродвигателя определяется как сумма мощностей в потоках [10]:

$$P_{расч} = \frac{1}{9550}\left(\frac{T_{1вых} n_{1вых}}{\eta_1} + \frac{T_{2вых} n_{2вых}}{\eta_2}\right) \le P_н , \quad (1.9)$$

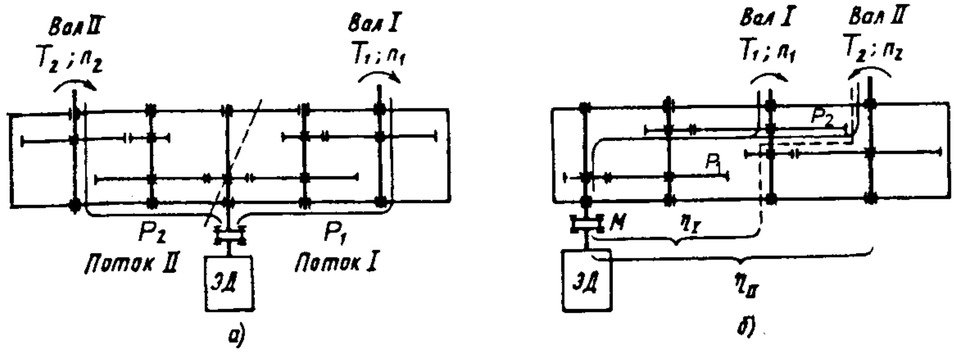


Рис. 1.2. Примеры схем двухпоточных механизмов: а — с параллельными потоками; б — с последовательным разветвлением потоков

где η_1, η_2 — КПД механизмов в потоках, определяемые по формулам (1.4), (1.5) или (1.6) в зависимости от конструкции электродвигателя и схемы механизма.

При отборе мощности с промежуточных валов (схема с последовательным разветвлением потока на рис. 1.2, *б*) расчетную мощность электродвигателя определяют с учетом приведения мощности, снимаемой с выходного вала I, к промежуточному выходному валу II по формуле [10]:

$$P_{\text{расч}} = \frac{1}{9550\ \eta_{\text{зп}}^{n_1}\ \eta_{\text{пс(пк)}}^{2n_1-1}} \left(T_{1\text{вых}} n_{1\text{вых}} + \frac{T_{2\text{вых}} n_{2\text{вых}}}{\eta_{\text{зп}}^{n_2}\ \eta_{\text{пс(пк)}}^{2n_2-1}} \right) \le N_{\text{н}} . \quad (1.10)$$

1.4. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ ВЫБОР МОДУЛЯ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

1.4.1. Выбор параметров проектирования

В геометрической теории эвольвентных зубчатых передач существуют и развиваются две схемы синтеза и анализа зубчатого зацепления — традиционная — от технологии (зубообрабатывающего инструмента) — к изделию (зубчатому колесу), оперирующая параметрами, связанными с производящим исходным контуром, и обобщенная теория эвольвентных зубчатых передач — от передачи (зубчатых колес) с некоторыми оптимизированными параметрами — к технологии (инструменту); здесь в качестве независимых переменных принимаются так называемые обобщающие параметры, не связанные с производящим исходным контуром [33]. Вторая схема получила развитие в основном при проектировании силовых крупномодульных передач, обеспечивая

целенаправленные выбор геометро-кинематических и качественных показателей зацепления с пониженной динамической нагрузкой, повышенной контактной прочностью, стойкостью поверхностей зубьев против износа и заедания [34].

Метод расчета геометрии зуба в обобщающих параметрах используется также при проектировании передач с литыми пластмассовыми колесами [17].

При нарезании колес зуборезным инструментом технически и экономически важным аспектом является стандартизация параметров зубчатого зацепления. При этом в качестве базовых могут быть использованы различные наборы параметров. В частности, в качестве обобщающих параметров для нарезаемых зубчатых колес традиционно принимаются диаметры основных окружностей $d_{b1,2}$, углы профиля на окружности заострения $\vartheta_{1,2}$ и относительная толщина зуба на окружности вершин $m_{a1,2}$ [35]. В данном случае требуется разработка специального инструмента, который должен обеспечить проектирование передачи с оптимальными целенаправленно выбранными функциональными параметрами. Для пластмассовых зубчатых колес, формуемых в нарезаемых проволочным электродом матрицах, набор обобщающих параметров выбирают исходя из удобства контроля измерения геометрических параметров в процессе усадки — диаметр основной окружности d_b, диаметр вершин зубьев d_a, угловую толщину зуба по основной окружности θ_b.

1.4.2. Исходный контур и расчетный модуль

Расчетный модуль (питч). При расчете геометрии теоретических эвольвентных профилей в параметрах, связанных с производящим исходным контуром, наиболее рациональным является выбор такого набора параметров, который является исходным как для стандартизации размеров зубчатых колес, так и для стандартизации и оптимизации типоразмеров зубонарезающего инструмента.

При стандартизации колес и зуборезного инструмента во всех странах за основу приняты параметры зубчатой рейки с прямолинейным профилем. Прямолинейность профилей зубьев рейки позволяет осуществлять простой и технологичный способ нарезания зубьев методом огибания, воспроизводя, при использовании инструмента, спроектированного на базе рейки, зацепление рейки с зубчатым колесом. Такой инструмент существенно снижает стоимость производства и повышает точность нарезаемых колес. Огибание рейкой зубчатого колеса происходит по начальным поверхностям, касающимся между собой и имеющим общую

линию, направленную по нормали к поверхностям зубьев. Соответственно начальным поверхностям колеса и рейки в плоскости, перпендикулярной к оси колеса, образуются начальная окружность и начальная линия. У зубчатой рейки шаги зубьев одинаковы вдоль любой прямой, параллельной начальной линии; у зацепляющегося с рейкой колеса шаги зубьев зависят от радиуса окружности, вдоль которой измеряется шаг, и только по дуге окружности колеса, называемой делительной, шаги зубьев равны шагам рейки.

Длина делительной окружности зубчатого колеса равна

$$\pi d = z\, p_t\,, \tag{1.11}$$

где p_t — шаг по делительной окружности.

Условием взаимозаменяемости зубчатых колес и унификации зуборезного инструмента является стандартизация шагов по делительным окружностям. Однако, если при стандартизации принять для p_t ряд округленных, удобных для расчетов чисел, то диаметры колес будут выражаться иррациональными числами, поскольку значение шага по дуге окружности включает в себя трансцендентное число π. Поэтому стандартизируется величина, полученная делением дугового шага на число π. Эта величина называется расчетным модулем цилиндрического зубчатого колеса или модулем исходного контура или просто модулем m:

$$m = p_t / \pi\,. \tag{1.12}$$

Из (1.11) и (1.12) следует, что

$$d = \frac{p_t}{\pi} z = mz\,. \tag{1.13}$$

Для цилиндрических косозубых колес за расчетный принимают нормальный делительный модуль $m_n = p_n/\pi$, для конических — внешний окружной модуль $m_e = p_e/\pi$. Значения модулей регламентированы ГОСТ 9563—60, предусматривающим два ряда модулей, значения которых с ограничением приведены ниже

Ряд 1	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,25	1,5	2,0
Ряд 2	0,22	0,28	0,35	0,45	0,55	0,7	0,9	1,125	1,375	1,75	2,25

В странах с дюймовой системой мер для регламентации размеров зубьев в качестве расчетной величины принимается диаметральный D_p или окружной C_p питч, где D_p — число зубьев,

приходящихся на один дюйм делительной окружности; C_p — шаг по делительной окружности, выраженный в дюймах*. Переход от питчевой системы к модульной производится по формуле

$$m = \frac{25{,}4}{D_p} = \frac{25{,}4\,C_p}{\pi}\,. \tag{1.14}$$

В отсчетных и кинематических цепях приборов преимущественно применяются мелкомодульные зубчатые колеса, то есть колеса с модулем $m < 1$ мм.

Исходный контур зуба. Расчетный контур, принятый в качестве базового для определения теоретических форм и размеров зубьев семейства зубчатых колес, называют теоретическим исходным контуром или исходным контуром.

Под исходным контуром понимают контур зубьев номинальной исходной зубчатой рейки в сечении плоскостью, перпендикулярной к ее делительной плоскости и нормальной к направлению зубьев. Исходный контур (рис. 1.3, *а*) характеризуется углом главного профиля α и коэффициентами: высоты головки h_a^*, радиального зазора в паре исходных контуров c^*, высоты ножки $h_f^* = h_a^* + c^*$, граничной высоты $h_l^* = 2h_a^*$, глубины захода в паре исходных контуров $h_w^* = 2h_a^*$, радиуса кривизны переходной кривой ρ_f^*. Параметры исходных контуров стандартизированы — в табл. 1.3 указаны государственные стандарты бывшего СССР, ко-

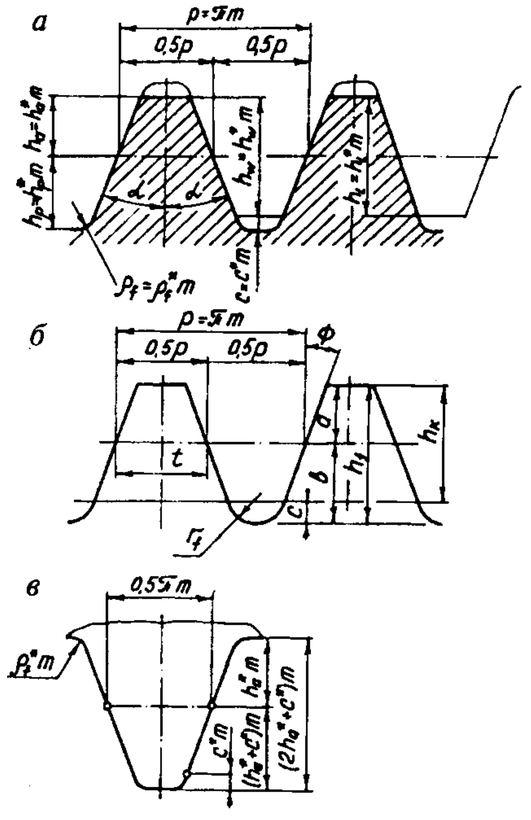


Рис. 1.3. Исходный контур зубьев: *а* — обозначения в системе ISO; *б* — обозначения в системе AGMA; *в* — исходный производящий реечный контур полнопрофильной фрезы

* Используются также обозначения: диаметральный питч — P_d, P (прямозубые колеса), P_n (косозубые колеса); окружной питч — p (прямозубые колеса), p_n (косозубые колеса).

Таблица 1.3. **Коэффициенты параметров исходных контуров цилиндрических и конических зубчатых колес и червяков**

Коэффициенты параметра исходного контура	Параметры исходного контура для зубчатых колес и червяков					
	Цилиндрические		Конические		Исходный червяк	
	Цилиндрические $m \geq 1$ мм (ГОСТ 13755—81)	прямозубые и косозубые, $m < 1$ (ГОСТ 9587—81)	прямозубые $m \geq 1$ мм (ГОСТ 13754—81)	прямозубые $m < 1$ мм (ГОСТ 13755—81)	$m \geq 1$ мм (ГОСТ 19036—81)	$m < 1$ мм (ГОСТ 20184—81)
Угол главного профиля $\alpha(\alpha_{nS})$	20°	20°	20°	20°	20°	20°
Коэффициент:						
радиального зазора c^*	0,25	0,25...0,40	0,2	0,25...0,4	—	—
у поверхности впадин червяка c_1^*	—	—	—	—	0,2	0,25...0,45
у поверхности впадин колеса c_2^*	—	—	—	—	0,2	0,25
высоты головки зуба (витка) h_a^*	1	1 или 1,1	1	1 или 1,1	1	1 или 1,1
высоты ножки зуба (витка) h_f^*	1,25	$h_a^* + c^*$	1,2	$h_a^* + c^*$	$1 + c_1^*$	$h_a^* + c_1^*$
граничной высоты зуба (витка) h_l^*	2	$2h_a^*$	2	$2h_a^*$ (при h_a^*=1 допускается h_l^* =2,1)	≥2	$\geq 2h_a^*$
высоты витка h_1^*	—	—	—	—	$2 + c_1^*$	$2h_a^* + c_1^*$
глубины захода h_w^*	2	$2h_a^*$	2	$2h_a^*$	2	$2h_a^*$
радиуса кривизны переходной кривой (витка) ρ_f^*	0,38	0,38 или 0,44	0,3	0,44 (при h_a^*=1 и c^*=0,3) 0,38 (при h_a^*=1 и c^*=0,25)	0,3	0,35 при $m \leq 0,5$ мм 0,40 при $m > 0,5$ мм
высоты модификации h_g^*	0,45	0,15	Не регламентируется	Не регламентируется	—	—
глубины модификации Δ^*	0,02	0,02			—	—
расчетной толщины витка s^*	—	—	—	—	0.5π	0.5π

торыми пользуются страны СНГ, и численные значения параметров исходных контуров.

Наибольшее распространение практически во всех странах получили исходные контуры с углом профиля 20°, высотой головки, равной m (или, для питчевой системы, 1/P) и равноделенным шагом $s = 0,5p$.

Исходный контур с указанными стандартными параметрами соответствует нормам, принятым международной организацией по стандартизации ISO (International Organization for Standartization). Соответствующие нормативам ISO национальные стандарты разработаны, в частности, в Великобритании Британским институтом по стандартизации BSI (British Standards Institution), в Германии — институтом DIN (Deutsche Institut für Normen).

В США нормативы и стандарты в области зубчатых передач разработаны Американской ассоциацией фирм-производителей зубчатых передач AGMA (American Gear Manufacturers Association) и Американской ассоциацией по стандартизации ASA (American Standard Association). В основном структура параметров исходного контура (Basic Rack for Standard Involute Gear System) соответствует структуре параметров ISO. Стандарты на исходные контуры AGMA отличаются регламентацией контуров с углами профиля, отличными от 20°, укороченным зубом с уменьшенным коэффициентом высоты головки, питчевой системой представления параметров (табл. 1.4, рис. 1.3, *б*).

Основные размеры зубьев в модульной и питчевой системах представлены в табл. 1.5—1.7 [20].

Двухмодульные (двухпитчевые) системы зацепления. Отметим существование так называемых *двухмодульных* и *двухпитчевых* систем зацепления, в которых шаг и толщина являются функциями одного модуля, а размеры зубьев по высоте — функциями другого, меньшего модуля (соответственно большего питча). Ряд *двойных модулей* приведен ниже: 1,5/1,25; 1,75/1,5; 2/1,5; 2,25/1,75; 2,5/2; 2,75/2; по отношению к меньшему модулю $h_a^* = 1$; $c^* = 0,25$. В табл. 1.8 приведены значения *двойных диаметральных питчей* и соответствующие значения h_a и h_f.

Исходный контур зубчатых колес, нарезаемых полнопрофильными фрезами. Отметим, что в вышеописанных стандартизованных исходных контурах система расчета геометрических параметров зубчатых колес и передач построена на концепции формирования боковых поверхностей зубьев независимо от полученной при предварительной обработке поверхности вершин, что не позволяет использовать эту поверхность в качестве базовой для

Таблица 1.4. **Параметры стандартных исходных контуров в системах ASA и AGMA**

Наименование параметра	Обозначение	Численные значения параметров					
		1	2	3	4	5	6
		14 1/2° с нормальной высотой зуба	20° с нормальной высотой зуба	20° с укороченным зубом	20° Мелкомодульные прямозубые колеса	25° Мелкомодульные прямозубые колеса	20° Крупномодульные колеса
1. Разработчики систем зацеплений	—	ASA и AGMA	ASA	ASA и AGMA	AGMA	AGMA	ASA и AGMA
2. Профильный угол	ϕ	1/2 14°	20°	20°	20°	25°	20°
3. Высота головки	a	$1/P_d^*$	$1/P_d$	$0{,}8/P_d$	$1{,}000/P_d$	$1{,}000/P_d$	$1{,}000/P_d$
4. Минимальная высота ножки	b	$1{,}157/P_d$	$1{,}157/P_d$	$1/P_d$	$1{,}250/P_d$	$1{,}250/P_d$	$1{,}200/P_d$ + +0,222 дюйм
5. Минимальная полная высота зуба	h_t	$2{,}157/P_d$	$2{,}157/P_d$	$1{,}8/P_d$	$2{,}250/P_d$	$2{,}250/P_d$	2,200 + 0,002 дюйм
6. Глубина захода	h_k	$2/P_d$	$2/P_d$	$1{,}6/P_d$	$2{,}000/P_d$	$2{,}000/P_d$	$2{,}000/P_d$
7. Минимальный зазор	c	$0{,}157/P_d$	$0{,}157/P_d$	$0{,}200/P_d$	$0{,}250/P_d$	$0{,}250/P_d$	$0{,}200/P_d$ + 0,222 дюйм
8. Толщина зуба на делительной прямой	t	$1{,}5708/P_d$	$1{,}5708/P_d$	$1{,}5708/P_d$	$\pi/2 \cdot P_d$	$\pi/2 \cdot P_d$	$1{,}5708/P_d$
9. Радиус кривизны переходной кривой	r_t	$11/3 \cdot c$	$11/2 \cdot c$	Не стандартизирован	$0{,}300/P_d$	$0{,}300/P_d$	Не стандартизирован
10. Предельные значения диаметрального питча	—	Не регламентируется			19,99 и более	19,99 и более	20 и менее
11. Номер стандарта: ASA AGMA	— —	B 6.1 201.02 A	B 6.1 —	B 6.1 201.02 A	— 201.02	— 201.02	B 6.7 207.04

* Диаметральный питч

Таблица 1.5. **Основные размеры зубьев в модульной системе (размеры в мм)**

Модуль (прямозубые, m; косозубые, m_n)	Окружной шаг (прямозубые, p; косозубые, p_n)	Окружная толщина зуба (прямозубые, S; косозубые, S_n)	Высота головки, h_a	Полная высота, h_w	Высота ножки, h_f	Радиальный зазор, c
5	15,7080	7,8540	5,0	11,250	6,25	1,25
4	12,5664	6,2832	4,0	9,00	5,00	1,00
3,2	10,2102	5,1051	3,25	7,3125	4,0625	0,80
2,5*	7,8540	3,9270	2,5	5,625	3,125	0,625
2,0*	6,2832	3,1416	2,0	4,500	2,50	0,50
1,5	4,7124	2,3562	1,5	3,375	1,875	0,375
1,25*	3,927	1,9635	1,25	2,8125	1,5625	0,3125
1,0*	3,1416	1,5708	1,0	2,25	1,25	0,25
0,9	2,8274	1,4137	0,9	2,025	1,125	0,225
0,8*	2,5133	1,25665	0,8	1,8	1,0	0,2
0,75	2,3562	1,1781	0,75	1,6875	0,9375	0,1875
0,7	2,1991	1,0996	0,7	1,575	0,875	0,175
0,6*	1,885	1,9425	0,6	0,35	0,75	0,15
0,5*	1,5708	0,7854	0,5	1,125	0,625	0,125
0,4*	1,2566	0,6283	0,4	0,9	0,5	0,1
0,3*	0,9425	0,4712	0,3	0,625	0,375	0,075
0,25*	0,7854	0,3927	0,25	0,5625	0,3125	0,0625

* — Предпочтительные значения

Таблица 1.6. **Основные размеры зубьев в питчевой системе для мелкомодульных колес (размеры в дюймах)**

Диаметральный питч (прямозубые, P; косозубые, P_n)	Окружной питч (прямозубые, p; косозубые, p_n)	Толщина зуба по делительной окружности (прямозубые, S; косозубые, S_n)	Высота головки, h_a	Радиальный зазор, c	Полная высота зуба, h
20*	0,1571	0,0785	0,0500	0,0120	0,1120
22	0,1428	0,0714	0,0455	0,0111	0,1021
24*	0,1309	0,0654	0,0417	0,0103	0,0937
26	0,1208	0,0604	0,0385	0,0097	0,0867
28	0,1122	0,0561	0,0357	0,0091	0,0805
30	0,1047	0,0524	0,0333	0,0087	0,0753
32*	0,0982	0,0491	0,0313	0,0083	0,0708
34	0,0924	0,0462	0,0294	0,0079	0,0667
36	0,0873	0,0436	0,0278	0,0076	0,0631

Продолжение таблицы 1.6.

Диаметральный питч (прямозубые, P; косозубые, P_n)	Окружной питч (прямозубые, p; косозубые, p_n)	Толщина зуба по делительной окружности (прямозубые, S; косозубые, S_n)	Высота головки, h_a	Радиальный зазор, c	Полная высота зуба, h
38	0,0827	0,0413	0,0263	0,0073	0,0599
40*	0,0785	0,0393	0,0250	0,0070	0,0570
44	0,0714	0,0357	0,0227	0,0065	0,0520
48*	0,06545	0,03272	0,0208	0,0062	0,0478
52	0,06042	0,03021	0,0192	0,0058	0,0442
56	0,05610	0,02805	0,0179	0,0056	0,0413
60	0,05236	0,02618	0,0167	0,0053	0,0387
64*	0,04909	0,02454	0,0156	0,0051	0,0364
72	0,04363	0,02182	0,0139	0,0048	0,0326
80*	0,03927	0,01964	0,0125	0,0045	0,0295
96*	0,03272	0,01636	0,0104	0,0041	0,0249
120*	0,02618	0,01309	0,0083	0,0037	0,0203

* — *Предпочтительные значения*

Таблица 1.7. **Основные размеры зубьев в питчевой системе для крупномодульных колес (размеры в дюймах)**

Диаметральный питч (прямозубые, P; косозубые, P_n)	Окружной питч (прямозубые, p; косозубые, p_n)	Толщина зуба по делительной окружности (прямозубые, S; косозубые, S_n)	Высота головки, h_a	Радиальный зазор, c	Полная высота зуба, h
1	3,1416	1,5708	1,0000	0,2500	2,2500
2	1,5708	0,7854	0,5000	0,1250	1,1250
3	1,0472	0,5236	0,3333	0,0833	0,7500
4	0,7854	0,3927	0,2500	0,0625	0,5625
5	0,6283	0,3142	0,2000	0,0500	0,4500
6	0,5236	0,2618	0,1666	0,0416	0,3750
7	0,4488	0,2244	0,1429	0,0357	0,3214
8	0,3927	0,1963	0,1250	0,0312	0,2812
9	0,3491	0,1745	0,1111	0,0278	0,2500
10*	0,3142	0,1571	0,1000	0,0250	0,2250
12*	0,2618	0,1309	0,0833	0,0208	0,1875
14	0,2244	0,1122	0,0714	0,0179	0,1607
16*	0,1963	0,0982	0,0625	0,0156	0,1406
18	0,1745	0,0873	0,0555	0,0139	0,1250

* — Предпочтительные значения

Таблица 1.8. **Высотные размеры зубьев по системе двойного диаметрального питча**

D_p	h_a, мм	h_f, мм	D_p	h_a, мм	h_f, мм
3/4	6,350	7,937	18/24	1,059	1,437
4/5	5,080	6,350	20/26	0,980	1,354
5/7	3,630	4,535	22/29	0,876	1,255
6/8	3,175	3,970	24/32	0,795	1,173
7/9	2,822	3,528	26/35	0,726	1,105
8/10	2,540	3,175	28/37	0,687	1,067
9/11	2,309	2,885	30/40	0,635	0,889
10/12	2,115	2,465	32/42	0,604	0,858
11/14	1,814	2,268	34/45	0,564	0,818
12/14	1,814	2,268	36/48	0,528	0,782
14/18	1,412	1,790	38/50	0,508	0,762
16/21	1,209	1,590	40/54	0,470	0,724

последующих операций. Совмещение обработки поверхности вершин и боковых поверхностей зубьев достигается применением полнопрофильных фрез — червячных фрез, имеющих режущие кромки и на поверхности впадин. В этом случае расчет геометрических параметров ведется с учетом постоянной, не зависящей от коэффициента смещения, высоты зуба, рассчитываемой по формуле

$$d_a = d_f + 2h^* m .$$

Коэффициент полной высоты зуба

$$h^* = 2h_a^* + c^* .$$

Рекомендуемые значения коэффициентов $h_a^* = 0{,}95...1{,}05$; $c^* = 0{,}3...0{,}35$; $\rho_f^* = 0{,}1$. Исходный производящий расчетный контур полнопрофильной фрезы показан на рис. 1.3, *в*.

Исходный контур в системе PGT. Фирмой *Plastic Gear Technonogy Inc.* развита система зацепления, обеспечивающая решение проблемы подреза (за счет смещения исходного контура); исключения кромочного удара, возникающего при прогибе (перемещениях) зубьев (используя фланкирование зубьев) и уменьшение напряжения изгиба у корня зуба (путем формирования полностью скругленной впадины). Эта система обозначается как PGT System, а исходный контур, определяющий форму зубьев, как PGT Tooth Forms. Система имеет 4 модификации,

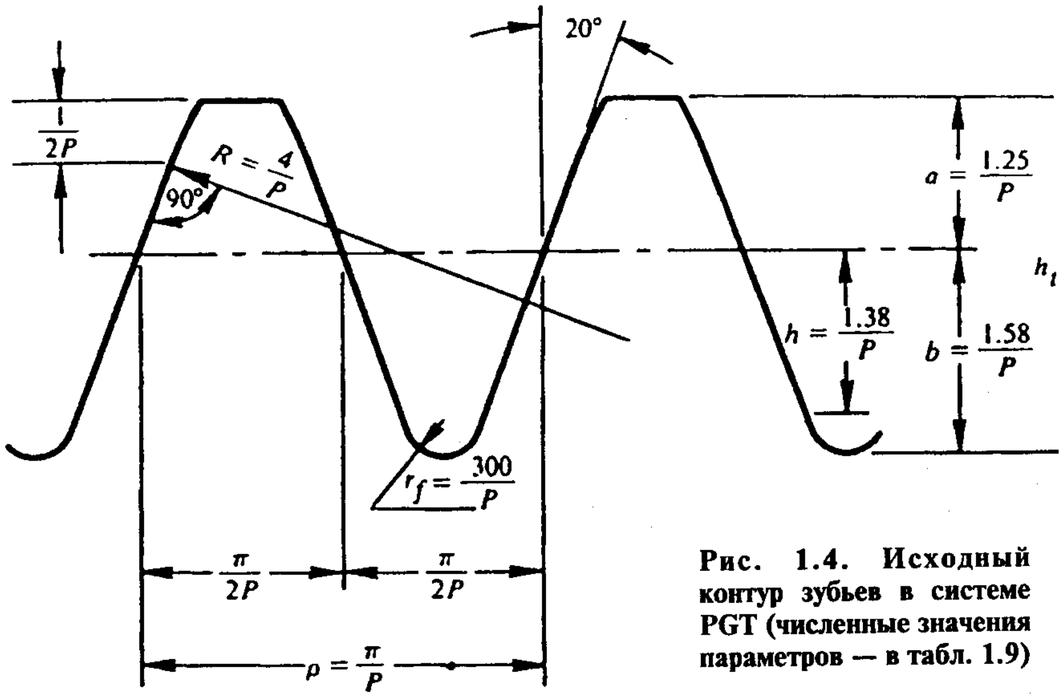


Рис. 1.4. Исходный контур зубьев в системе PGT (численные значения параметров — в табл. 1.9)

отличающиеся высотой зубьев. На рис. 1.4 приведен исходный контур PGT-системы с обозначением основных параметров, а в табл. 1.9 численные значения параметров. Модификация исходного контура под номером 1 является основной, и зубчатые колеса с указанным исходным контуром пригодны для работы в паре с зубчатыми колесами стандартного исходного контура. Исходные контуры 2—4 являются модификациями основного контура, отличаются увеличенной высотой зубьев и обозначаются соответственно как PGT-2, PGT-3 и PGT-4. Такие зубчатые колеса рекомендуются для мелкомодульных приборных колес (в

Таблица 1.9. **Параметры исходных контуров в системе PGT, обеспечивающей равнопрочную по изгибу форму зубьев**

Параметры исходного контура	Обозначение	Численное значение параметра			
		PGT-1	PGT-2	PGT-3	PGT-4
Высота головки зуба	a	$1{,}00/P$	$1{,}15/P$	$1{,}25/P$	$1{,}35/P$
Высота ножки зуба	b	$1{,}33/P$	$1{,}48/P$	$1{,}58/P$	$1{,}68/P$
Полная высота зуба	h_t	$2{,}33/P$	$2{,}63/P$	$2{,}83/P$	$3{,}03/P$
Высота прямолинейной части профиля ножки зуба до точки сопряжения с дугой скругления впадины	h	$1{,}047/P$	$1{,}248/P$	$1{,}380/P$	$1{,}520/P$
Радиус скругления впадины	r_f	$0{,}430/P$	$0{,}352/P$	$0{,}300/P$	$0{,}248/P$

том числе полимерных) в приводах электрических часов, механизмах управления, счетчиках, кинокамерах и других подобных механизмах.

Расчеты показывают, что модифицированные исходные контуры целесообразно использовать для пластмассовых зубчатых колес в связи с возможностью компенсации температурных деформаций и изменений размеров из-за водопоглощения.

Формулы для геометрического расчета зубчатых колес с исходными контурами PGT-системы приведены в приложении 4. В приложении 4 приведены также основные геометрические параметры колес с малым числом зубьев. Отметим, что рассматриваемая система зацепления обеспечивает равнонапряженную по изгибу конфигурацию зубьев колес с разными числами зубьев за счет формирования одинаковой толщины зубьев у основания (рис. 1.5). Система PGT не стандартизована. Поэтому изготови-

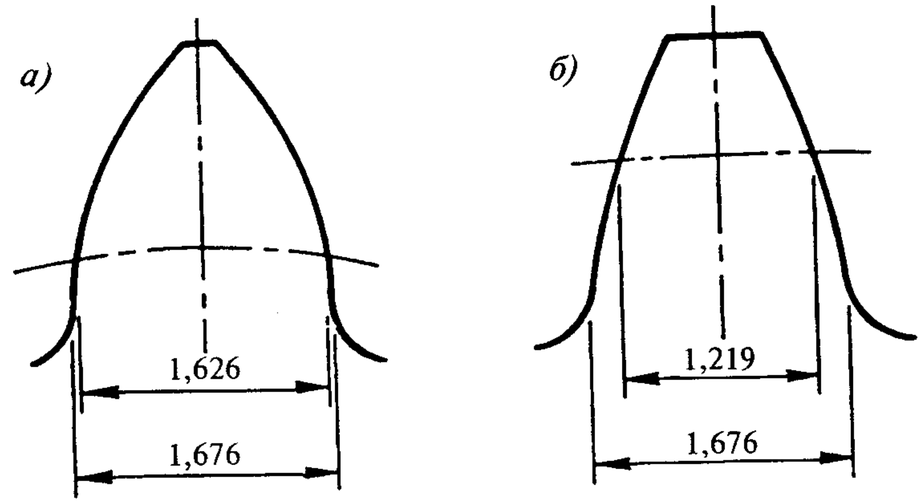


Рис. 1.5. Равнонапряженные зубья в системе PGT [36]: *а* — $z = 13$; *б* — $z = 60$

тель изделий и литформ, а также технолог, производящий измерения, должны быть обеспечены техническими условиями (спецификацией) на зубчатые колеса, изготовленные с исходным контуром в соответствии с PGT-системой.

1.4.3. Выбор модуля из конструктивных соображений

При предварительном выборе модуля руководствуются конструктивными соображениями. При последующем уточненном расчете производится проверка выбранного модуля по критериям прочности, жесткости и износостойкости передачи.

Конструктивные соображения ставят дополнительные ограничения при выборе модуля и во многих случаях являются определяющими. Исходя из конструктивных соображений следует учитывать соответствие габаритов выбранного электродвигателя габаритам проектируемого механизма, сложившуюся практику назначения межосевых расстояний, соответствие получающихся размеров передаточного механизма допустимым габаритам проектируемого узла и допустимым моментам инерции подвижных элементов конструкции, размерам и размещению шкал в шкальных механизмах, условиям компоновки узла и т.д.

Выбор модуля по условию соответствия габаритов выбранного электродвигателя габаритам проектируемого механизма. Конструктивные соображения при выборе модуля для приборных мелкомодульных зубчатых передач по условию соответствия габаритов электродвигателя габаритам проектируемого механизма относятся прежде всего к узлу посадки шестерни первой ступени редуктора на входном валу механизма. При выборе модуля металлических зубчатых колес обычно рассматриваются два варианта — соединение вала редуктора с валом электродвигателя с помощью муфты и установка шестерни на валу фланцевого электродвигателя. Для первого варианта, исходя из условия равенства диаметров вала электродвигателя и хвостовика вала механизма и принимая диаметр вершин зубьев шестерни примерно равным удвоенному диаметру вала электродвигателя, то есть $d_{ст} \approx (1{,}8...2)d_{дв}$, получают при $z_{min} = 18...20$ и $d_{дв} = 5$ мм следующее приближенное соотношение [10]:

$$m = \frac{d_{дв}}{z_ш + 2} = \frac{2{\cdot}5}{(18 \div 20) + 2} \approx 0{,}45 \div 0{,}5 \text{ мм}.$$

или, относя эту величину к диаметру вала электродвигателя, ориентировочно принимают

$$m \approx 0{,}1 d_{дв}\,. \qquad (1.15)$$

Для второго варианта с фланцевым электродвигателем, по условиям крепления шестерни на валу электродвигателя необходимо принять диаметр ее ступицы равным примерно удвоенному диаметру вала электродвигателя, то есть $d_{ст} \approx (1{,}8...2)d_{дв}$, при этом диаметр вершин зубьев шестерни должен быть больше как минимум на удвоенную высоту зуба, то есть на $5m$ больше диаметра ступицы, тогда при $d_{дв} = 5$ мм расчетный модуль получается из условия

$$2d_{дв} + 5m = m(z_ш + 2),$$

откуда

$$\frac{2d_{дв}}{z_ш - 3} = \frac{2{\cdot}5}{(18 \div 20) - 3} \approx 0{,}6 \div 0{,}7 \text{ мм}.$$

Таким образом, ориентировочно можно принять

$$m \approx 0{,}125 d_{дв}. \qquad (1.16)$$

Анализ приводов приборов с пластмассовыми зубчатыми колесами показывает более частое по сравнению с металлическими колесами, применение зубчатых колес $m = 0{,}2...0{,}3$ мм и зубчатых колес с минимальным числом зубьев $z_{min} = 8...10$. Это объясняется упрощением технологии изготовления литых пластмассовых зубчатых колес в формообразующих матрицах, позволяющей получать некорригированные зубчатые колеса при $z < 17$.

При назначении числа зубьев шестерни входного вала механизма в пределах $z_{min} = 10...18$ выбор модуля можно осуществлять, взяв за основу стандартные размеры хвостовиков валов электродвигателей (см. приложение 1). В табл. 1.10 приведены минимальные значения модуля, соответствующие соотношениям (1.15) и (1.16) при $z_{min} = 10...18$. Могут быть приняты во внимание и другие конструктивные соображения. Например, задаваясь не-

Таблица 1.10. **Максимальное значение модуля (мм), соответствующее диаметру $d_{дв}$ хвостовика вала электродвигателя**

Минимальное число зубьев шестерни входного вала	Значение m, мм при $d_{дв}$, мм			
	2	3	4	5
$m = 0{,}125 d_{дв}$				
10	0,5	0,8	1,0	>1
11	0,5	0,7	0,9	>1
12	0,4	0,6	0,8	1,0
13	0,4	0,6	0,8	0,9
14	0,4	0,5	0,7	0,8
15	0,4	0,5	0,7	0,8
16	0,3	0,5	0,6	0,8
17	0,3	0,5	0,6	0,7
18	0,3	0,4	0,6	0,7

Продолжение таблицы 1.10

Минимальное число зубьев шестерни входного вала	Значение m, мм при $d_{дв}$, мм			
	2	3	4	5
$m = 0{,}1d_{дв}$				
10	0,4	0,5	0,7	0,8
11	0,3	0,5	0,6	0,8
12	0,3	0,4	0,6	0,7
13	0,3	0,4	0,5	0,7
14	0,3	0,4	0,5	0,6
15	0,3	0,4	0,5	0,6
16	0,3	0,4	0,5	0,6
17	0,3	0,3	0,5	0,6
18	0,2	0,3	0,4	0,5

которым определенным соотношением между $d_{дв}$ и диаметром впадин d_f шестерни, можно получить рекомендации по выбору минимально возможного значения m в зависимости от числа зубьев шестерни и диаметра хвостовика вала двигателя. На рис. 1.6 приведены диаграммы, позволяющие выбрать m при

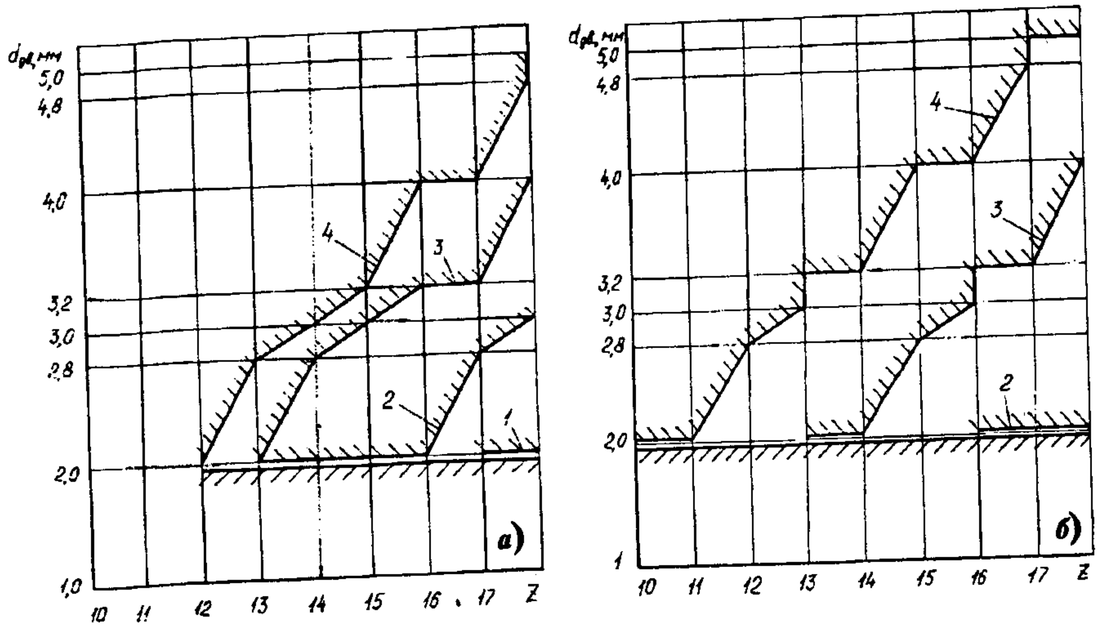


Рис. 1.6. К выбору модуля по условию соответствия размеров шестерни входного вала механизма размерам хвостовика вала электродвигателя: *а* — $m\,(d_{дв} + 2) / (z_{min} + 2x_{min} - 3)$; *б* — $m\,(d_f - d_{дв}) / 5$; *1* — m = **0,2 мм**; *2* — **0,3**; *3* — **0,4**; *4* — m = **0,5 мм**

заданном z и выбранном по приложению 1 типе электродвигателя. Диаграммы построены исходя из выполнения следующих условий — толщина ступицы шестерни $\delta \geq 1$ мм (рис. 1.6, *а*) и $\delta \geq 2{,}5m$ (рис. 1.6, *б*).

Если по техническому заданию на проектирование механизма есть необходимость установить на валу электродвигателя зубчатое колесо с меньшим модулем и числом зубьев, чем это допускается, исходя из условий (1.15) и (1.16), можно применить конструкцию так называемой *вырожденной шестерни*, разместив ее на соединенном с валом двигателя хвостовике меньшего, чем вал двигателя, диаметра (рис. 1.7).

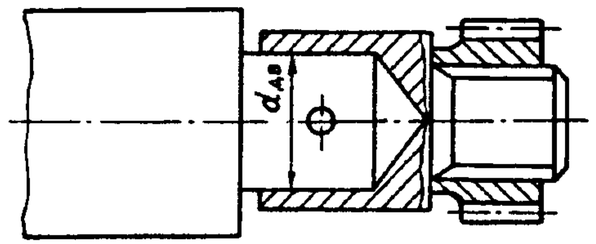


Рис. 1.7. *Вырожденная шестерня* на валу электродвигателя

Выбор модуля по заданному межосевому расстоянию. Отметим, что при известном межосевом расстоянии модуль для крупномодульных силовых передач назначают в интервале

$$m = (0{,}01...0{,}02)\,a_w\,. \qquad (1.17)$$

Анализ приводов приборов с пластмассовыми зубчатыми колесами показывает (табл. 1.11), что указанное соотношение применительно к этим передачам не выдерживается. Из анализа кинематических схем приборных приводов следует, что при фик-

Таблица 1.11. **Результаты расчета отношения m/a_w для приводов механизмов**

m, мм	z_1/z_2	a_w, мм	m/a_w	m, мм	z_1/z_2	a_w, мм	m/a_w
0,2	23/138	16,1	0,0124	0,45	21/28	11,025	0,0408
0,3	14/70	12,6	0,0238		16/32	11,025	0,0408
	10/40	7,5	0,0400		18/30	10,800	0,0417
0,4	20/25	9,0	0,0444	0,5	36/84	30	0,0167
	18/25	8,6	0,0465		24/72	24	0,0208
	10/30	8,0	0,0500		25/63	22	0,0227
	9/30	7,8	0,0513		12/36	12	0,0417
	8/30	7,6	0,0526	0,8	40/50	36	0,0222
	9/20	5,8	0,0690		22/43	26	0,0308
0,45	30/30	13,5	0,0333	1	45/61	52	0,0192
	20/30	11,025	0,0408	2	23/51	74	0,0270
	14/35	11,025	0,0408	3	25/26	76,5	0,0392

сированном модуле межосевое расстояние a_w в функции коэффициента m/a_w подчиняется определенной закономерности в соответствии с уравнением

$$\lg a_w = a + b \lg (m/a_w), \qquad (1.18)$$

коэффициенты которого для исследованных передач приведены в таблицах 1.12, 1.13, кривые — на рис. 1.8.

Таблица 1.12. **Коэффициенты уравнения (1.18)**

m, мм	Коэффициенты уравнения (1.18)	
	a	b
0,2	1,398	–15,4
0,3	1,475	–15,4
0,5	1,713	–15,4
0,8	1,900	–15,4
1,0	2,015	–15,4
2,0	2,285	–15,4
3,0	2,485	–15,4

Таблица 1.13. **Коэффициенты уравнения (1.18)**

m, мм	Коэффициенты уравнения (1.18)	
	a	b
0,2	1,305	–8,0
0,4	1,310	–8,0
0,45	1,370	–8,0

Из приведенных данных следует, что межосевые расстояния в анализируемых приводах назначались по разным закономерностям — функция $a_w = a_w(m/a_w)$ имеет разные угловые коэффициенты — $b = -15,4$ и $b = -8$. Полученные данные экстраполированы на другие межосевые расстояния и модули 0,2; 1; 2 и 3 мм. Представленные в таблицах 1.12 и 1.13 и на рис. 1.8 данные дают возможность оптимизировать выбор модуля с учетом опыта назначения межосевого расстояния.

Выбор модуля по критерию полной выборки радиального зазора. Предельные значения модуля по критерию полной выборки радиального зазора рассчитывали, используя известную формулу, по которой рассчитывается радиальный зазор, предназначенный для компенсации температурных деформаций:

$$c_{\alpha\Delta T} = \pm 0,5\alpha_{\text{п}}\Delta T\,(d_{a1} + d_{a2})\,. \qquad (1.19)$$

На рис. 1.9 представлены кривые, характеризующие предельные значения модулей в зависимости от коэффициента $\alpha\Delta T$ и размеров зацепляющихся зубчатых колес. Линии, параллельные

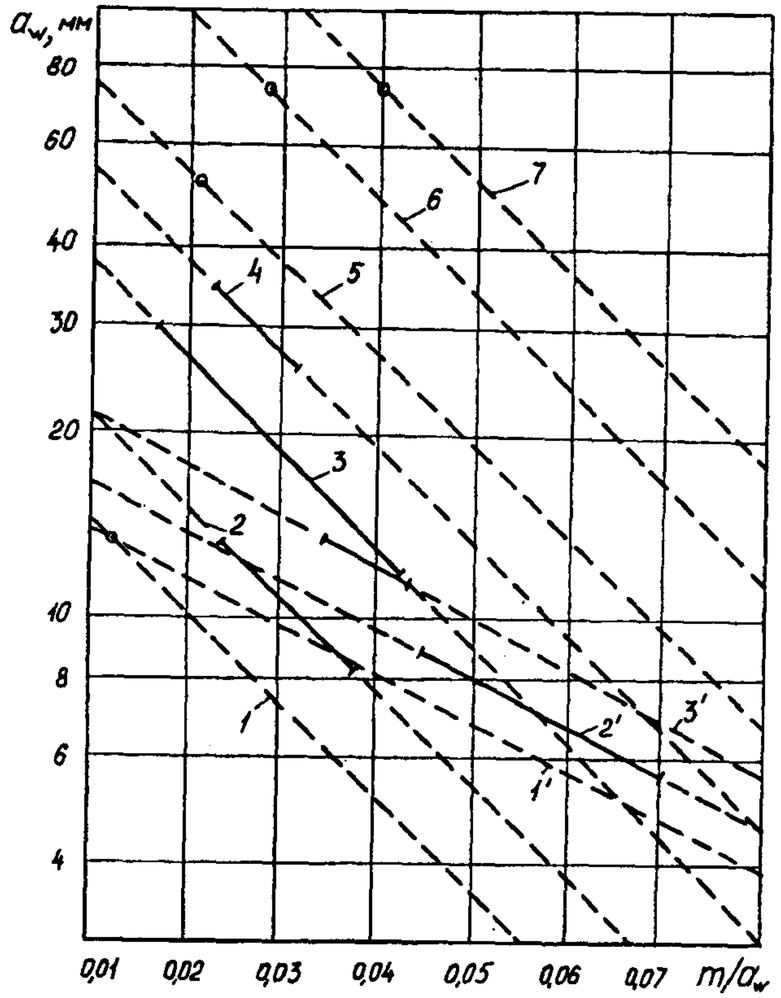


Рис. 1.8. К анализу соотношения модуля и межосевого расстояния: *1, 1′* **— m = 0,2 мм;** *2* **— 0,3;** *3* **— 0,5;** *4* **— 0,8;** *5* **— 1,0;** *6* **— 2;** *7* **— 3;** *2′* **— 0,4;** *3′* **— m = 0,45 мм; сплошные линии — результаты анализа параметров приборных приводов; пунктирные линии — экстраполяция результатов на другие межосевые расстояния и модули;** *1—7* **— угловой коэффициент K в уравнении (1.18) K = -15,4;** *1′—3′* **— K = -8,0**

оси абсцисс, характеризуют предельные максимальные значения суммы чисел зубьев z_Σ зацепляющихся колес, рассчитанные по формуле

$$z_\Sigma = 2[(d_{a1} + d_{a2})/2m - 2]\,. \qquad (1.20)$$

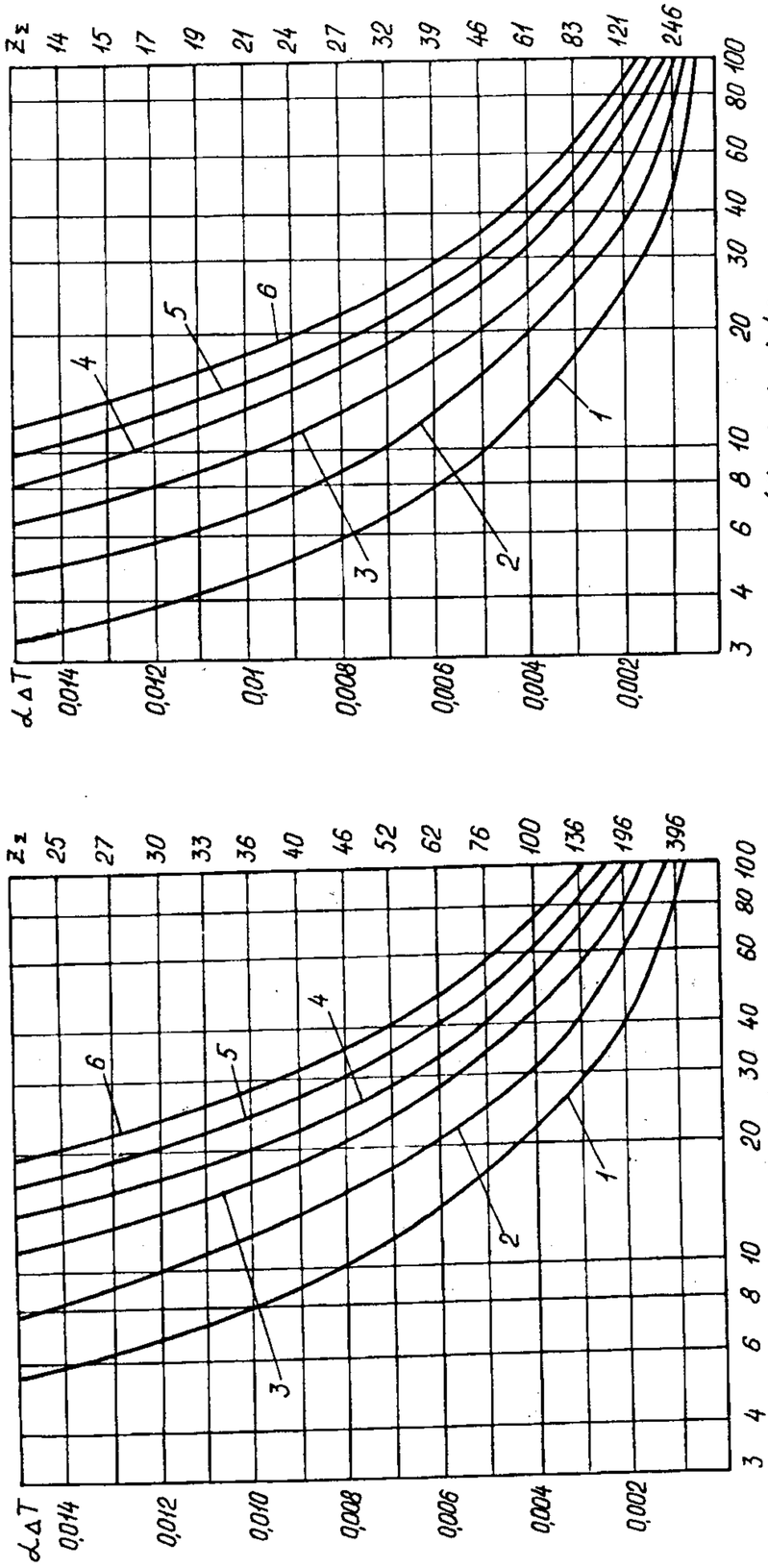


Рис. 1.9. К выбору модуля зубчатой передачи с полимерными колесами по критерию полной выборки радиального зазора: *а*) — c = 0,4m; *б*) — c = 0,25m; *1* — m = 0,2 мм; *2* — 0,3; *3* — 0,4; *4* — 0,5; *5* — 0,6; *6* — m = 0,7 мм

1.5. ВЫБОР ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ И ЧИСЕЛ ЗУБЬЕВ

Под передаточным отношением i понимают отношение мгновенных угловых скоростей зубчатых колес, в большинстве случаев имея ввиду отношение угловой скорости ведущего зубчатого колеса к угловой скорости ведомого зубчатого колеса.

Передаточное отношение многоступенчатого зубчатого механизма равно

$$i_{\text{р}} = (-1)^K \frac{\omega_{\text{вх}}}{\omega_{\text{вых}}} .$$

где $\omega_{\text{вх}}$, $\omega_{\text{вых}}$ — угловые скорости соответственно входного и выходного валов; K — число внешних зацеплений; выражением $(-1)^K$ указывается одно- или разнонаправленное вращение колес на входном и выходном валах, при K нечетном знак "минус" показывает, что колеса вращаются в противоположных направлениях и наоборот. Чтобы не учитывать знак отношения, в расчетах используют передаточное число u — отношение числа зубьев большего колеса z_2 к числу зубьев меньшего колеса z_1, которое или равно передаточному отношению, или является его обратной величиной. В практике проектирования зубчатых передач принято сопровождать обозначение передаточного отношения (передаточного числа) ступени индексами, составленными из номеров зубчатых колес, например,

$$\begin{aligned} i_{12} &= \omega_1/\omega_2 ; \\ u_{12} &= z_2/z_1 . \end{aligned} \qquad (1.21)$$

Значения передаточных отношений для зубчатых передач с пластмассовыми колесами принимают в соответствии с традиционно выработанными практикой рекомендациями.

Следует различать пределы передаточных отношений, которые может обеспечить данный тип зубчатой передачи, исходя из ее кинематических и конструктивных особенностей, и рекомендации по выбору передаточных отношений данной передачи в составе передаточного механизма, выработанные в результате длительного опыта эксплуатации и конструктивных особенностей разных типов зубчатых механизмов.

Таким образом, передаточные отношения отдельных типов зубчатых передач по данным [20, 37] лежат в следующих пределах:

Прямозубая цилиндрическая	
внешнего зацепления	$i = 1...5$
внутреннего зацепления	$i = 1{,}5...7$
Косозубая цилиндрическая	
внешнего зацепления	$i = 1...10$
внутреннего зацепления	$i = 1{,}5...10$
Шевронная	
внешнего зацепления	$i = 2...20$
внутреннего зацепления	$i = 1...20$
Коническая	
прямозубая	$i = 1...8$
с криволинейными зубьями	$i = 1...8$
Плоская	$i = 3...8$
Винтовая	$i = 1...10$
Гипоидная	$i = 1...10$
Спироидная	$i = 9...100$
Червячная	
цилиндрическая	$i = 3...100$
глобоидная	$i = 3...100$

Для механизмов, в состав которых входят вышеперечисленные зубчатые передачи, рекомендации предельных значений передаточных отношений приведены ниже:

Одноступенчатые цилиндрические	$i_p = 3...8$
Одноступенчатые конические	$i_p = 2...4$
Одноступенчатые спироидные	$i_p = 10...100$
Двухступенчатые цилиндрические	$i_p = 45...60$
Двухступенчатые спироидные	$i_p = 100...1000$
Трехступенчатые цилиндрические	$i_p = 30...200$
Одноступенчатые червячные	$i_p = 8...40$
Одноступенчатые волновые	$i_p = 70...400$
Комбинированные волновые	$i_p = 35...2800$
Волновые с последовательно	
соединенными механизмами	$i_p = 2{,}5 \cdot 10^3...1{,}5 \cdot 10^5$

Как было показано во введении, максимальное передаточное число многоступенчатых приборных зубчатых механизмов может достигать $i_p = 10^6$.

Следует отметить, что для многоступенчатых зубчатых механизмов с *цилиндрическими зубчатыми колесами* указанный диапазон передаточных отношений $i_p = 3...8$ не является предельным в части, касающейся минимального передаточного отношения i_{pmin}, которое зависит также от конструкции, компоновки редуктора и цели, в соответствии с которой рассчитывается оптимальное число ступеней редуктора. Так, например, для механизма, спроектированного по развернутой схеме уступом, оптимальное передаточное число одной ступени при условии минимизации объема редуктора $u_j = 1{,}66$; для многоступенчатого соосного редуктора при том же условии $u_j = 1{,}9$; для механизма с *орбитальной* компоновкой при общем передаточном числе $u_p = 1000$ и оптимальном числе ступеней $n_{опт} = 10$ $u_j = 1{,}85$ (см. гл. 4).

Величина минимального передаточного отношения в связи с реальной конструкцией и компоновкой редуктора определяется, в частности, конструкцией опор и их расположением в платах механизма, а именно:

— зубчатые колеса закреплены на валиках, которые вращаются в подшипниковых опорах плат корпуса редуктора (*зубчатые колеса на валиках*) или блоки зубчатых колес свободно вращаются на осях, жестко закрепленных в платах редуктора (*блоки зубчатых колес на осях*);

— используются подшипники качения или подшипники скольжения;

— подшипниковые опоры размещены в платах таким образом, что

а) зубчатые колеса установлены на валах, имеющих опоры в двух платах (вариант 1, рис. 1.10, *а*);

б) валики с установленными на них зубчатыми колесами опираются на подшипниковые опоры в стаканах, которые размещаются в одной плате (вариант 2, рис. 1.10, *б*);

в) передача спроектирована таким образом, что один вал имеет подшипниковые опоры в двух платах, а второй размещен в опорах стакана, закрепленного в одной из плат (вариант 3, рис. 1.10, *в*).

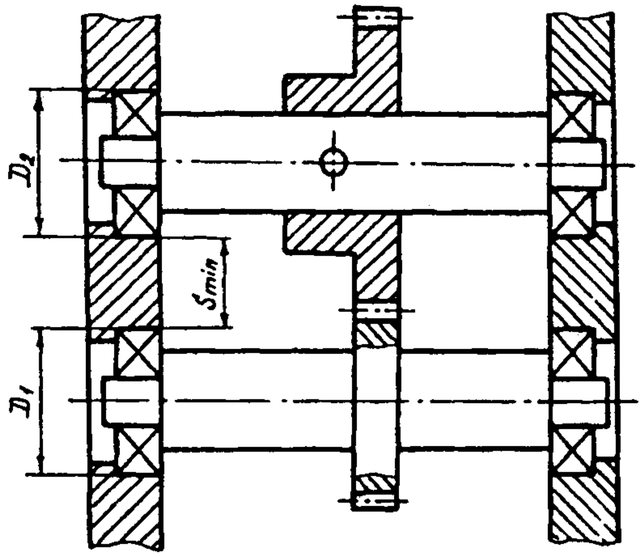


Рис. 1.10, *а*. Варианты размещения подшипниковых опор в платах корпуса редуктора: *а* — опоры в двух платах

Для случая *зубчатые колеса на валиках* условие конструктивного выполнения зубчатой передачи запишется в виде

$$a_{kmin} \le a_w , \qquad (1.22)$$

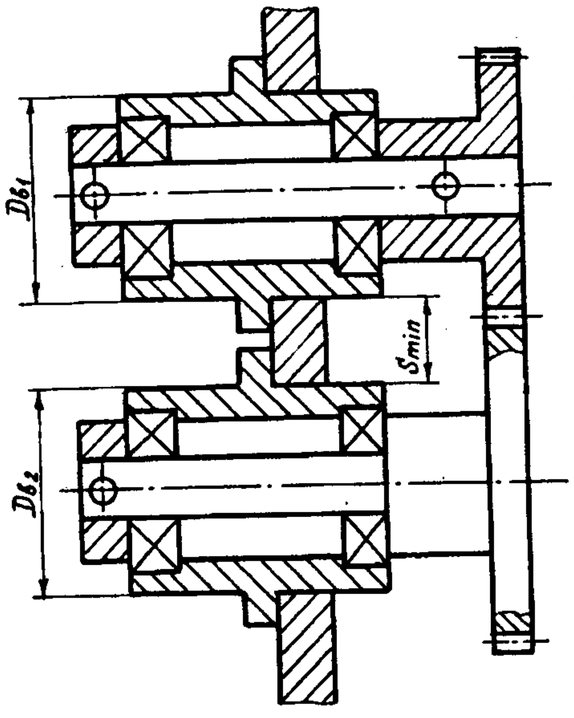


Рис. 1.10, *б*. Варианты размещения подшипниковых опор в платах корпуса редуктора: *б* — опоры в одной плате

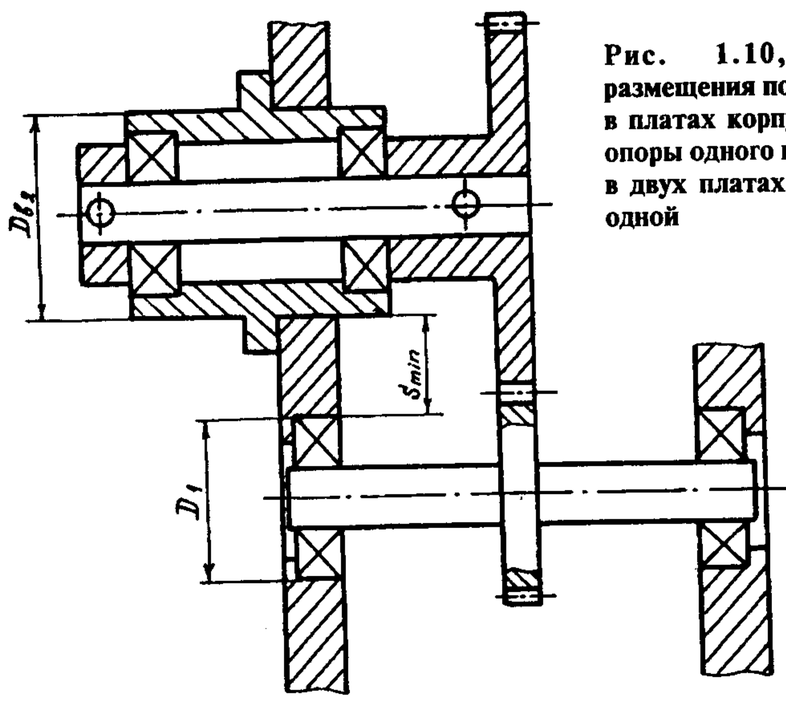


Рис. 1.10, *в*. Варианты размещения подшипниковых опор в платах корпуса редуктора: *в* — опоры одного из валов размещены в двух платах, второго вала — в одной

где $a_{k\min}$ — минимальное межосевое расстояние, определяемое параметрами опор и технологическими требованиями; a_w — расчетное значение межосевого расстояния, определяемое по формуле

$$a_w = \frac{mz_ш}{2}(1 + u). \qquad (1.23)$$

Для варианта 1 расположения валиков в платах

$$a_{k\min} = 0{,}5\,(D_1 + D_2) + S_{\min}\,, \qquad (1.24)$$

где D_i (i = 1, 2) — наружные диаметры подшипников, которые, в частности, для шарикоподшипников являются функциями диаметров валов и серии подшипников; для подшипников скольжения зависят от диаметров валов и толщины стенки подшипника; $S_{\min}$ — минимальная толщина перемычки между отверстиями под подшипники (из технологических соображений $S_{\min}$ = 2 мм)

Приравнивая (1.23) и (1.24), имеем

$$u_{\min} = \frac{D_1 + D_2 + 2S_{\min}}{d_ш} - 1\,. \qquad (1.25)$$

Полагая $u_{\min}$ = 1, получим при заданном m:

$$z_{\min} = \frac{D_1 + D_2 + 2S_{\min}}{2m}\,. \qquad (1.26)$$

При $u_{\min} \neq 1$ имеем

$$z_{\min} = \frac{D_1 + D_2 + 2S_{\min}}{m\,(1 + u_{\min})}\,. \qquad (1.27)$$

Для варианта 2, принимая диаметры стаканов для 1-го и 2-го валов соответственно $D_{в1}$ и $D_{в2}$, имеем аналогичные формулы:

при $u_{\min}$ = 1

$$z_{\min} = \frac{D_{в1} + D_{в2} + 2S_{\min}}{2m}\,; \qquad (1.28)$$

при $u_{\min} \neq 1$

$$z_{\min} = \frac{D_{в1} + D_{в2} + 2S_{\min}}{2\,(u + 1)}\,. \qquad (1.29)$$

Для варианта 3 аналогичные формулы получают подстановкой D_1 и $D_{в2}$.

Сравнительную оценку применения различных схем и конструкций подшипниковых опор, а также влияние модуля зацепления рассмотрим на следующих примерах.

Исходные данные:

1. Модуль зацепления m = 0,3 мм;

2. Диаметр цапф валиков для опор скольжения принимаем $d_ц = (8...10)m$ [18]; полагая $d_{ц1} = d_{ц2} = d_ц$, имеем $d_ц$ = 3 мм, толщину стенки подшипника скольжения принимаем δ = 1 мм. Такое же значение $d_ц$ принимаем для цапфы с подшипником качения.

3. Минимальная толщина стенки между посадочными отверстиями подшипниковых опор $S_{\min}$ = 2 мм.

4. Шарикоподшипники шариковые однорядные сверхлегкой серии диаметров 9 № 1000093 $D_1 = D_2 = D$ = 8 мм (приложение 2).

5. Диаметры стаканов $D_{в1} = D_{в2} = D_в$ = 10 мм.

Примечание: При вычислении u_{min} принимаем минимальное число зубьев без подреза $z_{min} = 18$ и минимальное число зубьев, рекомендуемое ГОСТ 13733—77 — $z^*_{min} = 14$.

Результаты расчета представлены в таблице 1.14

Таблица 1.14. **Зависимость u_{min} и z_{min} от конструкции плат и подшипниковых опор**

Номер варианта конструкции плат	z_{min} при $u_{min} = 1$			u_{min} при $z_{min} = 18$			u_{min} при $z^*_{min} = 14$		
	Конструкция подшипниковой опоры								
	Качения		Скольжения	Качения		Скольжения	Качения		Скольжения
	$D = 8$ мм	$D = 6$ мм	$D = 5$ мм	$D = 8$ мм	$D = 6$ мм	$D = 5$ мм	$D = 8$ мм	$D = 6$ мм	$D = 5$ мм
1	30	27	24	2,70	1,96	1,59	3,76	2,81	2,33
2	40	34	30	3,44	2,70	2,33	4,71	3,76	3,29
3	37	30	27	3,07	2,33	1,96	4,24	3,29	2,81

Примечание: $m = 0{,}3$ мм; $S_{min} = 2$ мм; $d = 3$ мм

Таблица 1.15. **Исходные данные для вычисления u_{min} и z_{min} (рис. 1.11)**

m, мм	0,3	0,4	0,5	0,7	0,8	1,0
d, мм	3,0	4,0	5,0	7,0	8,0	10,0
D, (п/к), mm	8,0	11,0	11,0	15,0	17,0	19,0
D, (п/с), mm	5,0	6,0	7,0	9,0	10,0	12,0

В таблице 1.15 приведены исходные данные для построения зависимости u_{jmin} и $z_{шmin}$ от модуля зацепления, приведенной на рис. 1.10.

Как следует из табл. 1.15, 1.14 и рис. 1.11, при минимальном модуле $m = 0{,}3$ мм реализовать передаточное число $u_{jmin} \le 2$ с опорами на подшипниках качения можно только при достаточно больших значениях чисел зубьев шестерни; при использовании подшипников скольжения значение $u_{jmin} \le 2$ можно получить при $z_ш = 18$.

Передачи с модулем $m > 0{,}3$ мм позволяют реализовать минимальные значения u_{jmin} в диапазоне $1{,}0 \le u_{jmin} \le 2{,}0$ с опорами как на подшипниках скольжения, так и на подшипниках качения, используя при этом шестерни с минимальным числом зубьев $z_{шmin} = 14...18$.

При варианте *блоки зубчатых колес на осях*, который наиболее эффективно реализуется при использовании зубчатых колес из

пластмасс, ограничение u_{min} и z_{min} по конструктивным параметрам подшипниковых опор отпадает и реализация приведенных выше значений минимальных передаточных отношений при оптимизационных расчетах не вызывает затруднений.

Несоблюдение данных рекомендаций приводит к завышению габаритов зубчатого механизма. Исключение составляют случаи, когда по условиям компоновки механизма требуются зубчатые колеса больших диаметров.

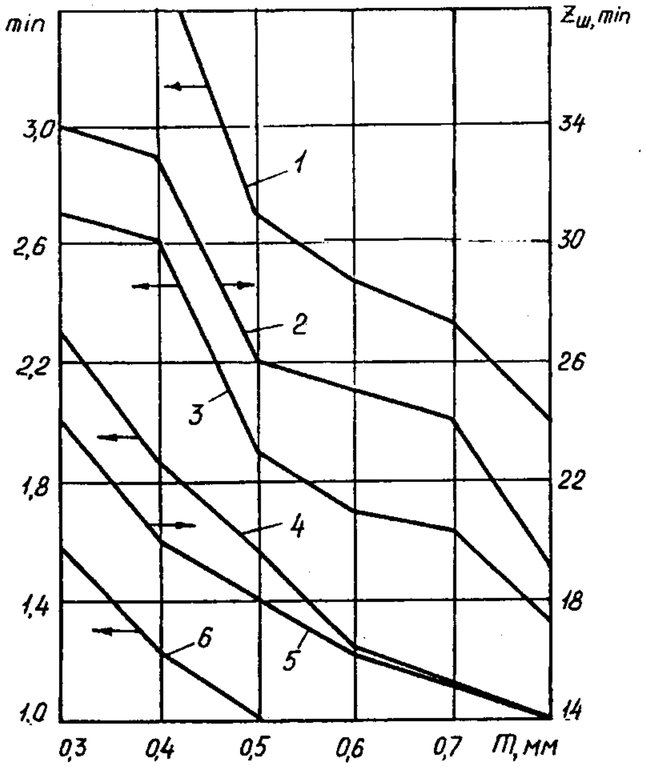


Рис. 1.11. Зависимость минимального передаточного числа ступени редуктора u_{jmin} и минимального числа зубьев шестерни $z_{шmin}$ от модуля зацепления: *1, 3, 4, 6* **— u_{jmin};** *2, 5* **— $z_{шmin}$; *1—3* — п/к; *4—6* — п/с; *1, 4* — $z_ш = 14$; *3, 6* — $z_ш = 18$; *2, 5* — $u_{jmin} = 1{,}0$ (исходные данные — в табл. 1.15).**

В отсчетно-силовых редукторах, особенно работающих в условиях динамических нагрузок, с целью обеспечения равномерного износа зубьев рекомендуется принимать дробные передаточные числа, то есть подбирать числа зубьев колес пары, не имеющие общих множителей, например, $u_{12} = z_2/z_1 = 54/29$; $u_{34} = = z_4/z_3 = 75/26$; $u_{56} = z_6/z_5 = 104/27$.

В кинематических передачах точных механизмов рекомендуется назначать целые передаточные числа, так как в этом случае быстрее достигается приработка зубьев и появляется возможность учитывать периодические ошибки, например, $u_{12} = z_2/z_1 = = 54/27 = 2$; $u_{34} = z_4/z_3 = 75/25 = 3$; $u_{56} = z_6/z_5 = 104/26 = 4$.

Диапазон выбора чисел зубьев ограничивается, в первую очередь, предельным минимальным значением числа зубьев шестерни. При известных передаточных числах каждой ступени кинематической цепи число зубьев колес находят из выражения (1.21). Из опыта конструирования зубчатых механизмов следует, что за

малым исключением в передачах с металлическими колесами используются шестерни с числом зубьев $z_1 \geq 18$. Это объясняется простотой расчетов и изготовления зубчатых колес без смещения исходного контура, а также необходимостью вписаться в заданное межосевое расстояние, минимальная величина которого определяется габаритами подшипников и при принятом модуле m может быть увеличена только за счет увеличения числа зубьев z_1.

Использование пластмассовых зубчатых колес в определенной мере снимает это ограничение, так как позволяет применить вместо колес на валах, вращающихся в подшипниках, блоки колес, вращающиеся на неподвижных осях, не ограничиваемые габаритами подшипников. Анализ приборных приводов с пластмассовыми колесами дает примеры (см. табл. 1.11) применения шестерен с $z_{min} = 8...10$.

Для мелкомодульных цилиндрических прямозубых и косозубых колес внешнего зацепления рекомендациями ГОСТ 13733—77 предусмотрены ряды чисел зуьев, приведенные в табл. 1.16.

При прочих равных условиях уменьшение числа зубьев шестерни и суммарного числа зубьев в паре снижает точность и плавность зацепления; снижается также коэффициент перекрытия и КПД передачи. В отсчетных передачах степеней точности 6-ой и выше по ГОСТ 9178—81 не рекомендуется назначать $z_1 < 25$, так как в этом случае на точность изготовления зубчатых колес существенно сказываются погрешности зуборезного инструмента. Колеса с числом зубьев $z_1 < 17$ рекомендуется применять в зубчатых передачах 8-ой и более грубых степеней точности по ГОСТ 9178—81.

Передачи с коническими прямозубыми колесами по сравнению с цилиндрическими передачами обладают меньшей плавностью и точностью, более низким КПД, нетехнологичны в изготовлении, сложны в монтаже. ГОСТ 19624—74 устанавливает следующие минимальные числа зубьев колес:

z_{1min}	12	13	14	15	16	17
z_{2min}	30	26	20	19	19	17

При передаточном отношении $i_{12} \geq 2,5$ колеса конических передач рекомендуется выполнять не только со смещением $x_{1min} = [17 - z_1/\cos\delta_1)]/17$, но и с различной толщиной зубьев исходного контура.

Для правильного монтажа конических колес необходимо предусмотреть возможность регулирования осевого положения колес, так как зацепление конических колес особенно чувствительно к погрешностям их расположения. Недостаток конических колес — наличие осевых усилий и необходимость консольного крепления одного из колес. Желательно избегать применения конических колес в точных отсчетных передачах. Для конических силовых передач $\eta = 0,98...0,96$. При $v_{окр} < 3$ м/с используются прямозубые колеса, при $v_{окр} > 3$ м/с — колеса с косыми и криволинейными зубьями.

Червячная передача передает движение между перекрещивающимися валами, отличается компактностью при больших передаточных отношениях и бесшумностью, однако имеет низкий КПД,

Таблица 1.16. **Число зубьев колес (ГОСТ 13733—77)**

1 ряд	2 ряд	1 ряд	2 ряд	1 ряд	2 ряд	1 ряд	2 ряд
14			41	80	81		135
15		42			82		136
16			43		83	140	144
17			44		84		145
18		45		85	87	150	
19			46		88		155
20		48		90			156
21			49		92	160	
22		50		95			165
	23		51		96		168
24			52		98	170	
25		53	54	100	103		175
26			55		104		176
	27	56	58		105	180	
28			59	106	108		185
	29	60	61		109		189
30			62		110	190	
	31	63		112	114		192
32			65		115		195
	33	67	68		116		198
34			69		117	200	
	35	70		118			
36		71	72		120		
	37		73		122		
38			74	125	126		
	39				128		
40		75	78	132	130		

Примечания: 1. Числа зубьев 14, 15, 16 применять только в зубчатых передачах 9-ст. точности по ГОСТ 9178—81.
2. При выборе чисел зубьев 1-й ряд следует предпочитать 2-му.

а также склонна к заклиниванию при реверсе, если угол подъема винтовой линии мал. Это ограничивает ее применение в реверсивных передачах следящего привода. Передаточное отношение назначается в пределах 7...500. Наиболее употребительным считается диапазон i_{12} = 12...150, в отдельных случаях его можно расширить до i_{12} = 5...1500.

Червячная передача требует повышенной точности сборки и нуждается в обильной смазке. При значительных осевых усилиях необходимо применять радиально-упорные подшипники.

В червячной передаче ведущее звено — червяк, число заходов которого z_1 принимают равным 1...4. В точных механизмах не рекомендуется использовать многозаходные червяки. Число зубьев колеса z_2 следует принимать большим, чем z_{min} для цилиндрических зубчатых колес, так как даже при $z_2 < 26$ головка зуба инструмента подрезает ножку зуба колеса.

Для силовых передач рекомендуется выбирать z_2 = 26...80, так как при $z_2 > 80$ получаются большие габариты передачи. В механизмах приборов z_2 принимают равным 26...360.

Передаточное отношение червячной передачи от червяка к колесу при угле подъема витка червяка γ:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{r_2}{r_1 \operatorname{tg} \gamma}.$$

Передаточное отношение червячной передачи будет минимальным при числе зубьев колеса $z_2 = 26$ и числе заходов червяка $z_1 = 4$: теоретически $i_{12min} = z_2/z_1 = 26/4 = 6$, практически $i_{12min} = 7$. Максимальное передаточное отношение червячной передачи редко превышает 100, т.е. $i_{12max} = 100 = z_2/z_1 = 400/4$, при этом $z_{2max} = 400$.

Недостатками червячной передачи являются низкий КПД η = 0,5...0,8; необходимость применения высококачественных бронз для зубьев колеса с целью уменьшения угла трения φ; высокая стоимость инструмента для нарезания зубьев колес (индивидуальные червячные фрезы, соответствующие по основным параметрам червяку); высокие требования к точности изготовления и сборки.

Для вписывания червячной передачи в заданное (стандартное) межосевое расстояние a_w, а также для увеличения прочности зубьев применяется модификация передачи. Модифицируются зубья колеса путем радиального и (или) углового смещения инструмента, использования фрез диаметра большего, чем диаметр червяка и т. д.

1.6. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ЧИСЛА СТУПЕНЕЙ ЗУБЧАТОГО МЕХАНИЗМА И ИХ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ОТНОШЕНИЙ

1.6.1. Компоновочные схемы многоступенчатых механизмов

Из разнообразных схем компоновки зубчатых механизмов можно выделить три основные типа компоновки: *уступом, соосную* и *орбитальную*.

При компоновке *уступом* оси сопряженных пар зубчатых колес всех ступеней могут располагаться либо в плоскости, проходящей через оси входного и выходного валов (развернутая схема), либо под некоторым углом к этой плоскости. В большинстве случаев механизм проектируется таким образом, чтобы при компоновке *уступом* оси входного и выходного валов лежали в одной плоскости.

При компоновке уступом силовых двухступенчатых и трехступенчатых цилиндрических редукторов рациональность схемы расположения осей входного, промежуточного и выходного валов в одной плоскости очевидна.

Для многоступенчатых механизмов такая развернутая схема приводит к диспропорции между высотой H и длиной A редуктора (рис. 1.12, *а*), и в этом случае сопряженные пары зубчатых колес

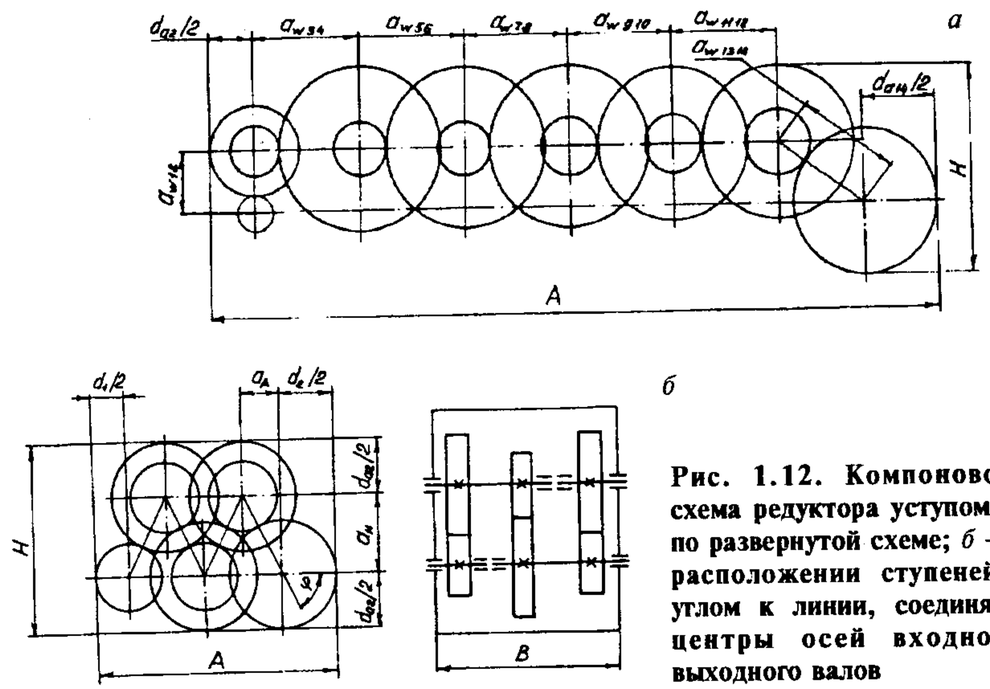


Рис. 1.12. Компоновочная схема редуктора уступом: *а* — по развернутой схеме; *б* — при расположении ступеней под углом к линии, соединяющей центры осей входного и выходного валов

во многих случаях располагают таким образом, чтобы прямые, соединяющие центры осей каждой из пар, составляли некоторый угол с прямой, соединяющей центры осей входного и выходного валов (рис. 1.12, *б*). В необходимых случаях используют компоновку по *орбитальной* схеме (рис. 1.13).

Рассмотренные схемы компоновки представляют собой идеализированные теоретические (базовые) схемы. Естественно, что в каждом отдельном случае компоновочные схемы

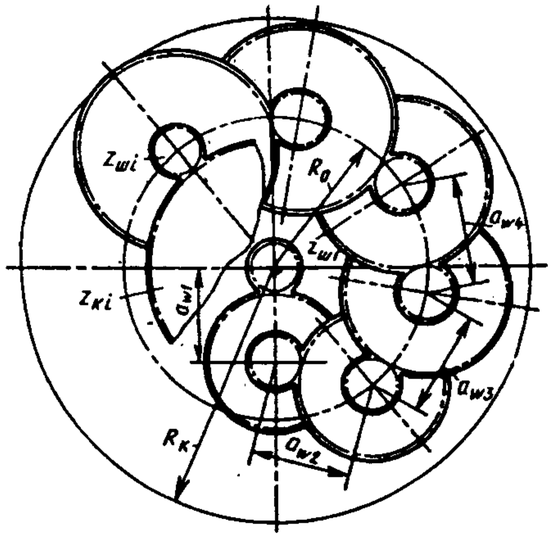


Рис. 1.13. Компоновка по *орбитальной* схеме

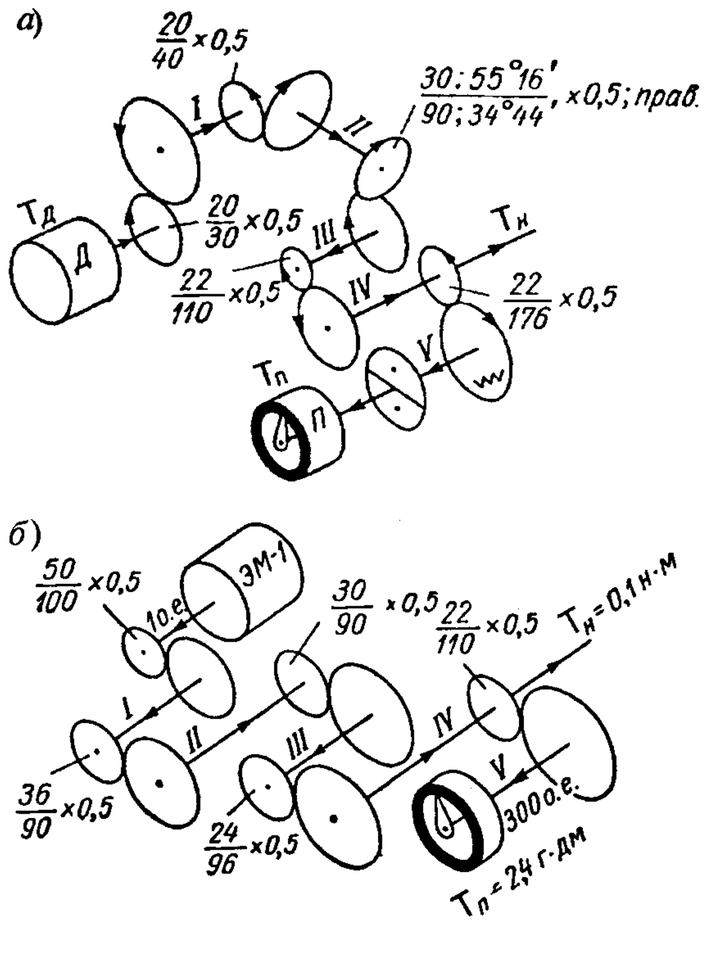


Рис. 1.14. Варианты кинематических схем редукторов приборных следящих систем [5]

реальных механизмов могут существенно от них отличаться. Некоторые варианты компоновочных схем многоступенчатых механизмов приведены на рис. 1.14—1.17.

Соосными, по определению [38], называют механизмы, у которых геометрическая ось совпадает с осями звеньев, подводящих и отводящих крутящие моменты. Если в качестве звеньев механизма используются зубчатые колеса, то такой механизм образует *соосный зубчатый механизм* или *соосную зубчатую передачу*. Если геометрические оси зубчатых колес непо-

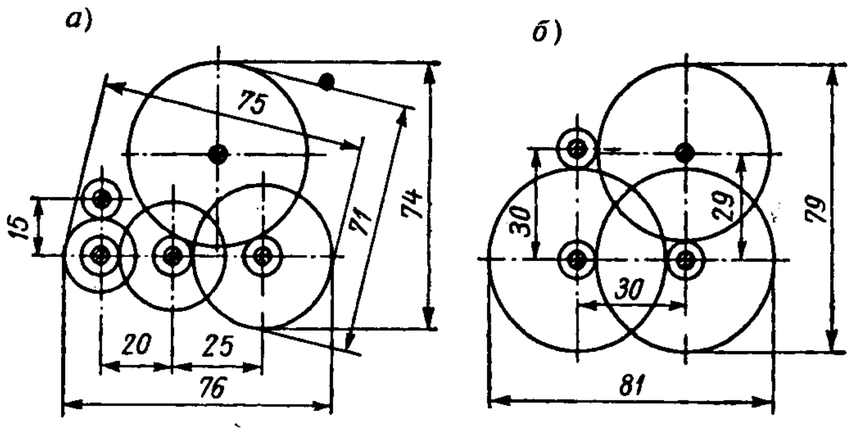


Рис. 1.15. Компоновочные схемы редукторов: а — четырехступенчатого; *б* — трехступенчатого [5]

движны в пространстве, такой механизм называют *рядовым* или *простым механизмом*.

На рис. 1.18, *а* показана схема двухступенчатого рядового соосного механизма, каждая из ступеней которого состоит из пары цилиндрических зубчатых колес внешнего зацепления с неподвижными в пространстве осями, причем входной *1* и выходной *2* валы механизма имеют общую геометрическую ось. На рис. 1.18, *б* изображена схема одноступенчатого рядового соосного механизма, образованного из зубчатых колес *1*, *2* внешнего и *3* внутреннего зацепления с неподвижными в пространстве осями; входной *1* и выходной *2* валы механизма также как и в первом варианте имеют общую геометрическую ось.

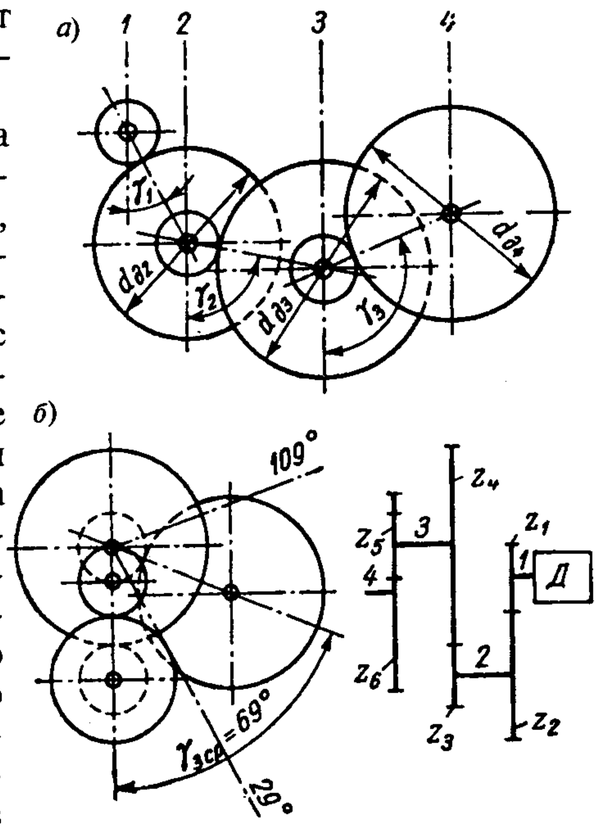


Рис. 1.16. Компоновочные схемы редукторов с оптимальным взаимным расположением валиков [5]

Зубчатые колеса *1* и *3*, имеющие общую геометрическую ось, являются основными звеньями механизма, а сами зубчатые колеса называют центральными. Зубча-

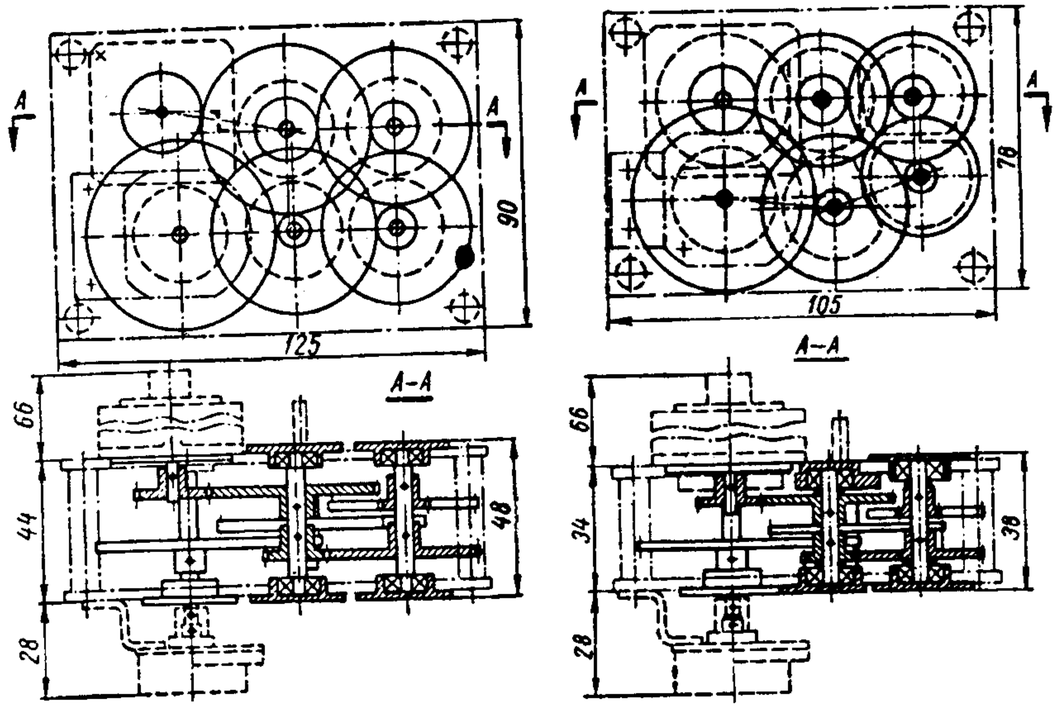


Рис. 1.17. Варианты компоновочных эскизов редукторов [5]

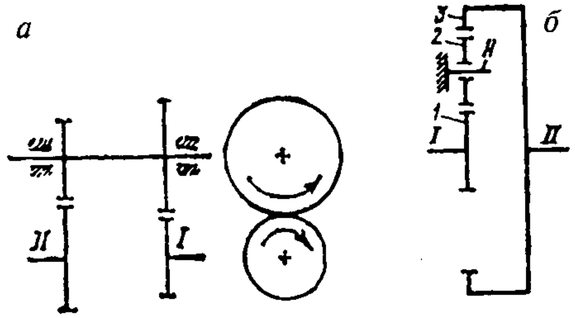


Рис. 1.18. Схемы рядовых (простых) соосных механизмов: *а* — двухступенчатый соосный зубчатый механизм, образованный из цилиндрических зубчатых колес внешнего зацепления; *б* — одноступенчатый соосный механизм, образованный из зубчатых колес *1*, *2* внешнего и *3* внутреннего зацепления

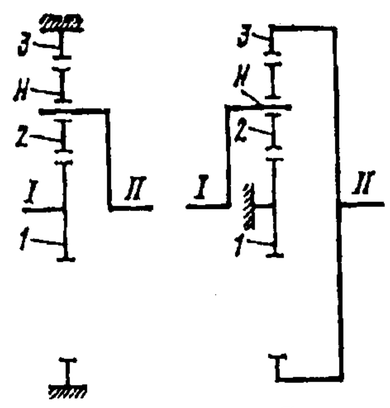


Рис. 1.19. Схемы планетарных механизмов: Н — водило; остальные обозначения те же, что на рис. 1.18

тое колесо *3*, не влияющее на передаточное отношение механизма, называют сателлитом.

Соосный зубчатый механизм, у которого хотя бы одна ось перемещается в пространстве, представляет собой *планетарный механизм*. На рис. 1.19 это колесо *2*, его перемещение в пространстве осуществляет основное звено Н, называемое водилом.

При всех подвижных осях механизм называют *дифференциальным* (рис. 1.20). Такой механизм имеет три вала — один входной *1* и два II_3 и II_H — выходных,

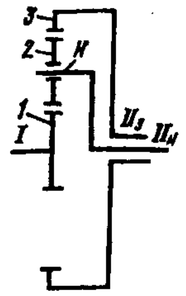


Рис. 1.20. Схема дифференциального механизма: II_3 — выходной вал, жестко связанный с центральным зубчатым колесом *3*; II_H — выходной вал, жестко связанный с водилом Н; остальные обозначения те же, что на рис. 1.17.

которые жестко связаны соответственно с центральным зубчатым колесом *3* и водилом Н.

Особую группу составляют слабо исследованные *многоступенчатые рядовые соосные зубчатые механизмы*. Очевидно, что при одинаковом межосевом расстоянии всех ступеней такого редуктора передаточное отношение каждой ступени может изменяться в пределах, определяемых величиной модуля, суммой чисел зубьев в паре колес данной ступени, коэффициентом суммы смещений в паре x_Σ и углами наклона зубьев в отдельных парах. Очевидно также, что такая схема может быть реализована при наличии свободно вращающихся на осях блоков зубчатых колес. Для приводов приборов эффективным решением является изготовление блоков колес из пластмасс, обеспечивающих в большинстве случаев приемлемые значения триботехнических характеристик при использовании посадочных отверстий блоков в качестве подшипников скольжения (рис. 1.21).

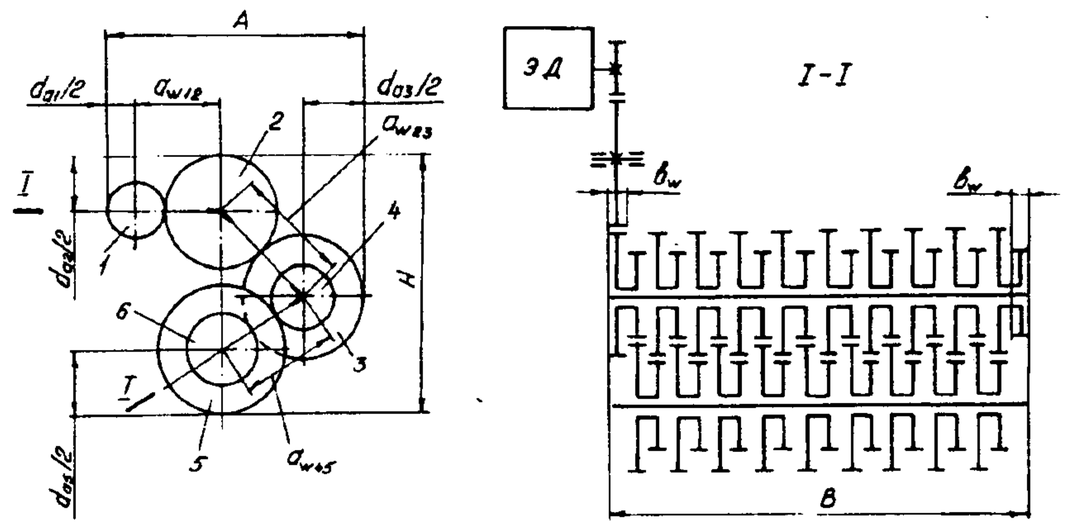


Рис. 1.21. Схема многоступенчатого рядового соосного механизма

С рядом других вариантов компоновочных схем можно познакомиться в главе 4.

1.6.2. Общие указания по выбору числа ступеней и их передаточных отношений

В общем случае при расчете кинематических параметров зубчатого механизма решают следующие задачи: а) находят общее передаточное отношение механизма $i_р$, б) определяют число ступеней (зубчатых пар) n, в) распределяют общее передаточное отношение $i_р$ по ступеням зубчатого механизма:

$$i_р = i_{1m} = i_{12} \cdot i_{34} \cdot \ldots \cdot i_{(m-1)m}, \qquad (1.30)$$

где индексы 1, 2, 3, ..., $(m-1)$, m соответствуют номеру зубчатого колеса в механизме (рис. 1.22).

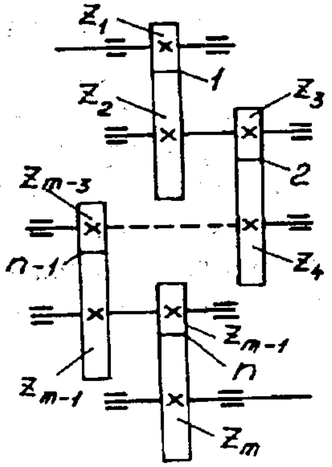


Рис. 1.22. Кинематическая схема многоступенчатой зубчатой передачи

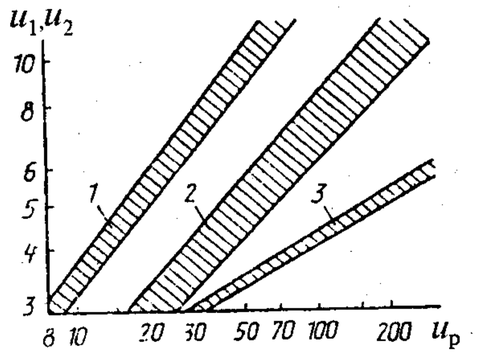


Рис. 1.23. К выбору передаточных чисел ступеней силового редуктора: *1* — u_1 для двух ступеней; *2, 3* — соответственно u_1 и u_2 для трех ступеней

Решение последних двух задач подчиняют условиям минимизации следующих параметров зубчатого механизма: габаритов, массы, приведенного момента инерции, погрешностей, прочности зубчатых колес, приведенной жесткости деталей конструкции. Рекомендации, отвечающие оптимальным решениям указанных задач по ряду параметров, приведены в табл. 1.17.

Для силовых двух- и трехступенчатых редукторов разбивку общего передаточного отношения производят, пользуясь графиками (рис. 1.23), разработанными исходя из условия получения минимальной массы при одинаковых или близких по величине допускаемых напряжениях в материале зубчатых колес для всех ступеней редуктора.

Минимизация момента инерции характерна для приводов следящих систем, механизмов, работающих в старт-стопном режиме, быстродействующих механизмов типа фотозатворов и т.д.

Таблица 1.17. **Условия выбора оптимальных значений числа ступеней $n_{опт}$ и передаточных чисел u_j ступеней**

Параметр минимизации	Условия выбора оптимальных значений	
	числа ступеней n	передаточных отношений ступеней u_j
Габаритные размеры	$n_{опт} = 1{,}85 \lg u_р$	$u_1 = u_2 = \ldots = u_j = \ldots = u_n = u_р^{1/n}$
Масса	$n_{опт} = 3 \lg u_р$	Определяется по номограмме (рис. 1.25)
Приведенный момент инерции		
Кинематическая погрешность, мертвый ход	$n_{опт} = 1{,}43 \lg u_р$ или по графику 3 рис. 1.24 (при $u_j = 5$) $n_{опт} = 1{,}14 \lg u_р$ или по графику 4 рис. 1.24 (при $u_j = 8$)	

Примечание: Дробное значение n следует округлять:
а) при минимизации массы и приведенного момента инерции — до ближайшего меньшего целого числа;
б) при минимизации габаритных размеров — по общему правилу округления дробных чисел;
в) при минимизации погрешностей — до ближайшего большего целого числа, если $u_р > 7$, при $u_р < 7$ берется одна ступень.

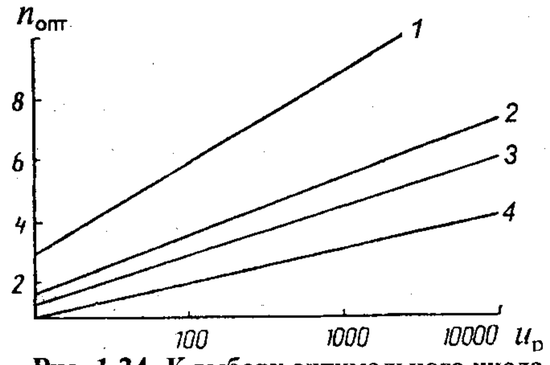


Рис. 1.24. К выбору оптимального числа ступеней приборного редуктора: *1* — $n_{опт} = 3 \lg i_р$; *2* — $1{,}85 \lg i_р$; *3* — $n_{опт} = 1{,}43 \lg i_р$

Значение указанного требования возрастает в случае применения исполнительных электродвигателей с полым ротором (ДИД, АДП). Так как момент инерции таких роторов мал, то инерционность привода будет зависеть прежде всего от момента инерции зубчатого редуктора. В этом случае минимизация момента инерции редуктора имеет повышенное значение. Рекомендуется руководствоваться соотношением $I_р \approx 0{,}27 I_{р.дв.}$

Минимизация по кинематической погрешности и мертвому ходу рекомендуется для зубчатых колес точных устройств. Как известно, наибольшую долю в погрешность зубчатого механизма вносит тихоходная (выходная) ступень. Для уменьшения влияния погрешности ступени с номером $n-1$, $n-2$ и т.д. (см. рис. 1.22) на погрешность механизма необходимо для тихоходной ступени задать возможно большее передаточное отношение. Кроме того,

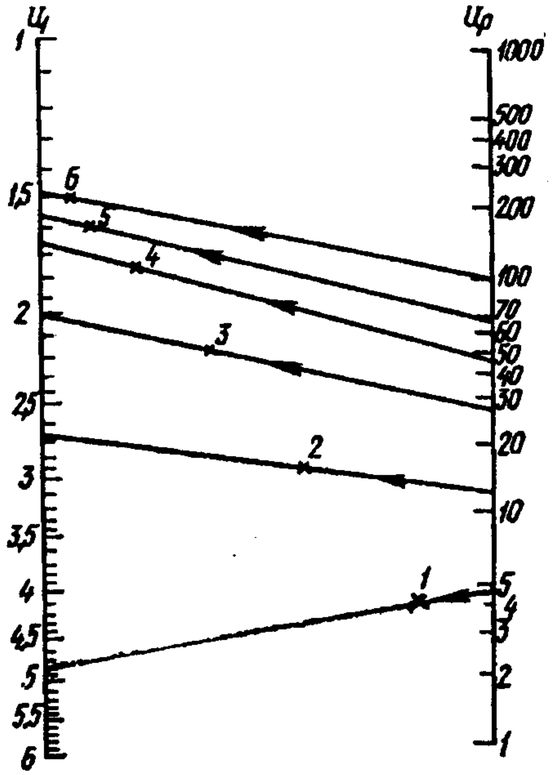


Рис. 1.25. Номограмма для определения передаточных отношений ступеней механизма [172]

можно рекомендовать для этой ступени зубчатые колеса более высокой степени точности и предусмотреть при необходимости устройство для компенсации мертвого хода. Данная рекомендация не противоречит случаю, когда минимизируется приведенный момент инерции механизма, поэтому способ определения передаточных отношений ступеней механизма для этих случаев оптимизации является общим и осуществляется посредством номограммы, изображенной на рис. 1.25. Номограмма предусматривает следующий порядок действий при определении передаточных отношений ступеней механизма.

1. Через штрих, соответствующий значению общего передаточного отношения i_p (правая шкала), и точку, обозначающую число ступеней n, проводится прямая линия. Точка пересечения прямой с линией левой шкалы укажет на величину передаточного отношения первой ступени i_{12}.

2. Делением i_p на i_{12} определяется общее передаточное отношение последующих ступеней зубчатого механизма $i_{3m}(i_{3m} = i_m/i_{12})$, и затем повторяется действие, описанное в пункте 1, но с числом ступеней на одну меньше $(n - 1)$ и передаточным отношением i_{3m}. В результате найдем передаточное отношение второй ступени механизма i_{34}.

Последовательное повторение описанных выше действий позволит определить передаточные отношения всех ступеней зубчатого механизма. После расчета составляющих передаточных отношений допустимо их округление, но с обязательным выполнением условия (1.30).

В тех случаях, когда техническое задание не предусматривает ограничений по точности и инерционности зубчатого механизма, следует применить способ определения передаточных отношений

ступеней зубчатого механизма, основанный на условии получения минимальных габаритов или массы.

Рекомендации настоящего раздела по определению n и разбивке i_p по ступеням получены в предположении, что для всех зубчатых колес проектируемого передаточного механизма задается один модуль m, и шестерни всех ступеней механизма имеют одинаковое число зубьев $z_1 = z_3 = ... = z_{m-1}$ (см. рис. 1.22).

Последующая часть расчета состоит в определении чисел зубьев колес, соответствующих передаточным отношениям каждой ступени зубчатого механизма, и выбору модуля. Рекомендации по этим вопросам приведены в предыдущем разделе. Более подробно вопросы выбора, распределения и оптимизации передаточного отношения по ступеням механизма изложены в главе 4.

1.6.3. Особенности выбора передаточных отношений и компановки механизмов с пластмассовыми зубчатыми колесами

Специфические свойства пластмасс, такие как высокий коэффициент термического линейного расширения, ползучесть и релаксация напряжений с одной стороны, и высокие триботехнические характеристики, с другой, обусловливают и делают возможным реализацию принципиально иного подхода к выбору передаточных отношений и компановке приборных редукторов.

Во-первых, для механизмов, работающих в достаточно широком температурном диапазоне при разбивке передаточного отношения между ступенями (особенно по критерию минимизации кинематической погрешности) диаметры зубчатых колес могут превысить критическое значение, при котором происходит полная выборка радиального зазора в зацеплении. Например, для механизма с $u_p = 45000$ при $n = 7$, с равномерной разбивкой u_p по ступеням $u_{(m-1)m} \approx 4{,}62$; $m = 0{,}3$ мм, $z_1 = 18$; $z_2 = 83$ с зубчатыми колесами из полиамида ПА-6 ($\alpha = 10 \cdot 10^{-5}$ °C^{-1}) уже при $\Delta T = 30$ °C наступает полная выборка радиального зазора $0{,}25m$ (см. рис. 1.9, *а*). Для снижения тепловых деформаций колес большого диаметра можно использовать металлическую арматуру, однако при этом усложняется конструкция и удорожается производство.

Во-вторых, при соединении вала и ступицы пластмассового колеса возникают проблемы фиксирования взаимного положения деталей. Фрикционные соединения (с натягом, конические и др.) нежелательны в связи с последующим ослаблением посадки, вызванным ползучестью материала. Соединения зацеплением (шпоночные, шлицевые, штифтовые и др.) зачастую непримени-

мы из-за миниатюрных размеров соединяемых деталей и усложнения сборки.

С учетом вышеизложенных соображений наиболее рациональной представляется схема компоновки редуктора с использованием в качестве сборочных единиц вращающихся на осях блоков зубчатых колес, каждый из которых представляет собой одну цельнолитую деталь.

Такой компановке благоприятствует наличие у большинства конструкционных пластмасс комплекса высоких триботехнических характеристик, обеспечивающих работу блоков зубчатых колес в качестве подшипников скольжения в режиме обратной пары. При этом, как показывает опыт проектирования приборных редукторов, целесообразно реализовать кинематическую схему, основная часть которой представляет собой две паралельные оси с вращающимися на них блоками зубчатых колес, причем каждая из шестерен предыдущего блока, сидящих на осях, является ведущим звеном по отношению к сопрягаемому зубчатому колесу последующего блока, то есть схему многоступенчатого соосного механизма.

Анализ традиционной схемы компановки *уступом* и вышеописанной схемы соосной компановки показывает, что последняя дополнительно обеспечивает уменьшение габаритов и массы редуктора даже при условии реализации передаточного отношения $u_{(m\text{-}1)(m+1)} = 2...3$ в двух ступенях (двух сопряженных парах колес), а такие значения передаточных чисел ступеней обеспечивают, в свою очередь, минимальные габаритные размеры привода, по высоте H и ширине B механизма.

Таким образом, соосная компановка:

а) снимает проблему крепления колес на валах;

б) существенно снижает опасность заклинивания передачи из-за полной выборки радиального зазора;

в) уменьшает габаритные размеры и массу механизма.

Более подробно о многоступенчатых соосных механизмах — см. в главе 4.

1.7. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

Пример 1. Кинематическая схема механизма показана на рис. 1.26, крутящий момент на выходном валу (вал привода барабана) $T_{вых} = 4{,}6640 \cdot 10^6$ Н·мм, частота вращения выходного вала $n_{вых} = 2{,}654 \cdot 10^{-3}$ мин$^{-1}$. Зубчатые колеса и блоки зубчатых колес вращаются на осях, валы — в подшипниках скольжения. Определить мощность электродвигателя.

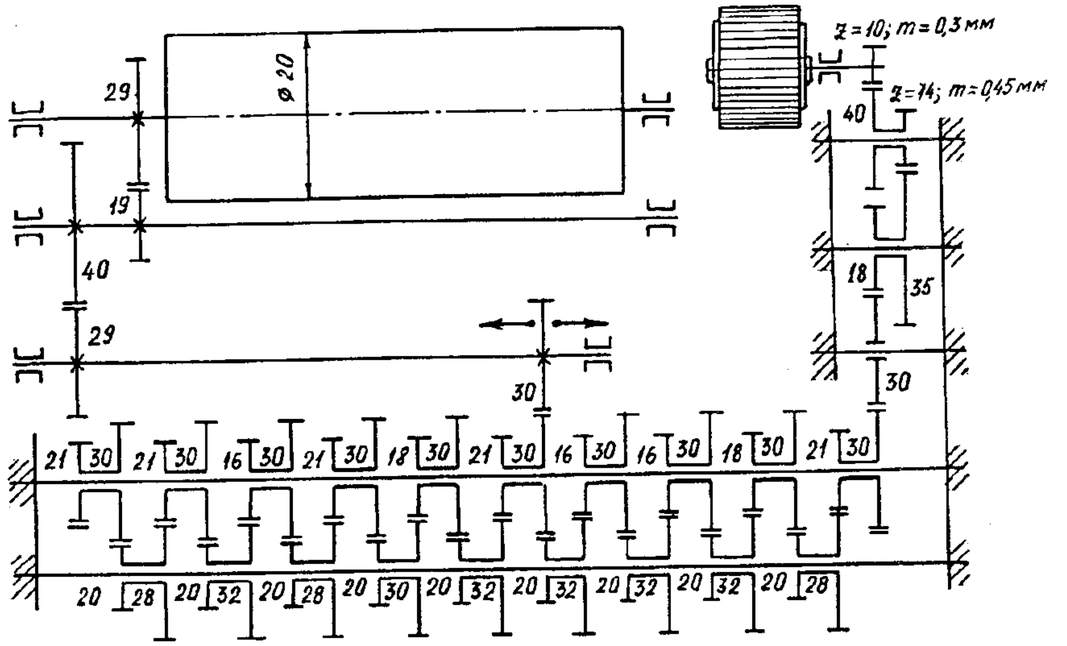


Рис. 1.26. Кинематическая схема механизма привода компенсографа 7ND 2021

Таблица 1.18. **Данные к расчету КПД механизма (рис. 1.26)** ($f_{ск} = 0{,}15$)

z_j	z_{j+1}	$\eta_{j(j+1)}$	Количество зацеплений
10	40	0,957	1
14	35	0,980	1
18	30	0,969	3
30	30	0,977	2
21	28	0,971	4
20	30	0,971	9
16	32	0,968	3
27	40	0,979	1
19	29	0,970	1

Рассчитываем КПД для каждой пары зубчатых колес по формуле (1.2), данные сводим в таблицу 1.18.

Принимая КПД подшипников скольжения $\eta_{пс} = 0{,}95$, рассчитываем общий КПД механизма, используя формулы (1.3) и (1.6)

$$\eta_р = \eta_{зп}^{n} \cdot \eta_{пс1}^{n} \cdot \eta_{пс2}^{2n} = 0{,}957 \cdot 0{,}980 \cdot 0{,}9693 \cdot 0{,}9772 \cdot 0{,}97113 \times$$
$$\times\, 0{,}9683 \cdot 0{,}979 \cdot 0{,}970 \cdot 0{,}9523 \cdot 0{,}9523 = 0{,}108122\ .$$

Принимаем $\eta_р = 0{,}108$. Расчетная мощность электродвигателя

$$P_{расч} = \frac{T_{вых} n_{вых}}{9550 \eta_p} = \frac{4{,}664 \cdot 10^{6} \cdot 2{,}654 \cdot 10^{-3}}{9550 \cdot 0{,}108} = 11{,}95 \text{ Вт}.$$

Пример 2. Окружная скорость барабана исполнительного органа приводного механизма (кинематическая схема — на рис. 1.26) $v_{окр} = 10$ мм/ч, окружное усилие $F_t = 0{,}466 \cdot 10^{6}$ Н. Определить расчетную мощность.

Выражаем окружную скорость в метрах в секунду

$$v_{окр}\ (\text{м/с}) = v_{окр}\ (\text{мм/ч})/1000 \cdot 3600 = 10/1000 \cdot 3600 =$$
$$= 2{,}778 \cdot 10^{-6}\ \text{м/с}.$$

Расчетная мощность

$$P_{расч} = \frac{2{,}778 \cdot 10^{-6} \cdot 0{,}446 \cdot 10^{6}}{0{,}108} = 11{,}999 \text{ Вт}.$$

Принимаем $P_{расч} \approx 12$ Вт.

Пример 3. Из конструктивных соображений выбрать минимально допустимый модуль для шестерни входного вала механизма с фланцевым электродвигателем ЭМ-02М. Передаточное отношение первой ступени механизма $u_{12} = 5$. Максимальная рабочая температура +60 °С, материал зубчатого колеса — полиамид ПА6. По приложению 1 определяем характеристики электродвигателя ЭМ-02М — $P_н = 0{,}2$ Вт, $n_н = 2500$ мин$^{-1}$, $d_{дв} = 2$ мм.

Исходя из условий $d_{дв} \geq d_f - 5m$ находим по диаграмме рис. 1.5, *б*, минимальное число зубьев шестерни $z_{1min} = 16$ при $m = 0{,}3$ мм. При $u_{12} = 5$ число зубьев колеса $z_2 = 16 \cdot 5 = 80$.

Межосевое расстояние

$$a_w = m\,(z_1 + z_2)/2 = 0{,}3\,(16 + 80)/2 = 14{,}4 \text{ мм}.$$

Пример 4. По данным предыдущего примера оценить предельное значение $z_2 = 80$ по условию полной выборки радиального зазора. По табл. П.7.5 приложения 7 находим коэффициент линейного расширения ПА6 — $\alpha = 10 \cdot 10^{-5}$ °С. Коэффициент $\alpha \Delta T = 10 \cdot 10^{-5} \cdot 40 = 0{,}004$.

Полусумма диаметров вершин зубьев

$$(d_{a1} + d_{a2})/2 = [0{,}3\,(16 + 2) + 0{,}3\,(80 + 2{,}0)\,]/2 = 15 \text{ мм}.$$

Суммарное число зубьев

$$z_\Sigma = 16 + 80 = 96.$$

По рис. 1.8, *б* при $m = 0{,}3$ мм, $c = 0{,}4m$ и $\alpha \Delta T = 0{,}004$ максимально допустимое значение $(da_1 + da_2)/2 \leq 24$ мм. Максимально допустимое $z_\Sigma \leq 100$. Условие $c = 0{,}4m > (d_1 + d_2)/2$ выполняется.

Глава 2

РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ПЕРЕДАЧ

2.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Известен опыт применения пластмасс для самых разнообразных видов передач, в том числе червячных колес и червяков, зубчатых колес винтовых, планетарных, гипоидных, спироидных и других видов передач [20, 22]. Однако, как показывает анализ технической литературы [14—26], наибольшее распространение получили цилиндрические прямозубые, косозубые и шевронные колеса, конические колеса с прямыми и тангенциальными зубьями, червячные колеса цилиндрических и глобоидных червячных передач [15, 17—19, 21]. Известен также опыт применения пластмассовых гибких колес волновых передач [24, 26].

В настоящей главе рассматриваются вопросы, относящиеся к геометрическому расчету цилиндрических, конических и червячных передач. Специфика расчета геометрических параметров зубчатых передач с пластмассовыми колесами состоит в необходимости учитывать при проектировании изменения размеров колес в процессе изготовления и эксплуатации, обусловленные усадкой, термическим расширением и водопоглощением.

2.2. РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ В ПАРАМЕТРАХ, СВЯЗАННЫХ С ПРОИЗВОДЯЩИМ ИСХОДНЫМ КОНТУРОМ

2.2.1. Цилиндрическая зубчатая передача

Формулы для расчета геометрических параметров цилиндрических колес приведены в табл. 2.1. Геометрические параметры в торцовом сечении передачи показаны на рис. 2.1 [32].

Исходными данными для расчета являются следующие параметры: числа зубьев колес z_1, z_2; нормальный (расчетный) модуль m; угол наклона зубьев β; параметры нормального исходного

Таблица 2.1. **Порядок и примеры расчета геометрических параметров цилиндрических зубчатых передач**

Наименование и обозначение параметра зацепления		Формула или числовое значение параметра	Результаты расчета			
			Пример 1		Пример 2	
			1	2	1	2
Число зубьев, z			13	52	30	90
Модуль расчетный, m, мм			0,5		0,3	
Угол наклона зубьев, β			0		16°, 775	
Параметры нормального исходного контура по ГОСТ 9587—81	Угол профиля, α	20°	20°		20°	
	Коэффициент высоты головки зуба, h_a^*	1,0	1,0		1,0	
	Коэффициент радиального зазора, c^*	0,25 при $1,0 \le m$ 0,35 при $0,5 \le m < 1,0$ 0,40 при $0,1 \le m < 0,5$	0,35		0,4	
	Коэффициент граничной высоты зуба, h_l^*	2,0	2,0		2,0	
Передаточное число u_{12}		$u_{12} = z_2/z_1$	4		3	
Диаметр делительной окружности, d, мм		$d = mz/\cos\beta$	6,5	26	9,4	28,2
Угол профиля торцовый		$\alpha_t = \operatorname{arctg}\left(\frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta}\right)$	20°		20°, 814	
Коэффициент смещения, x			0,3	-0,3	0	0
Угол зацепления, α_{tw}		$\alpha_{tw} = \operatorname{arc}\left[\operatorname{inv}\left(\operatorname{inv}\alpha_t + \frac{2(x_1+x_2)}{z_1+z_2}\operatorname{tg}\alpha\right)\right]$	20°		20°	
Межосевое расстояние делительное, a, мм		$a = \frac{m(z_1+z_2)}{2\cos\beta}$	16,25		18,8	
Межосевое расстояние, a_w, мм		$a_w = a\frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{tw}}$	16,25		18,8	
Высота ножки зуба, h_f, мм		$h_f = m(h_a^* + c^* - x)$	0,525	0,825	0,42	0,42
Коэффициент воспринимаемого смещения, y		$y = \frac{a_w - a}{m}$	0		0	
Коэффициент уравнительного смещения, Δy		$\Delta y = x_1 + x_2 - y$	0		0	
Высота головки зуба, h_a, мм		$h_a = m(h_a^* + x - \Delta y)$	0,65	0,35	0,3	0,3
Диаметр окружности впадин, d_f, мм		$d_f = d - 2h_f$	5,45	24,35	8,56	27,36
Диаметр окружности вершин, d_a, мм		$d_a = d + 2h_a$	7,8	26,7	10,0	28,8

Продолжение таблицы 2.1.

Наименование и обозначение параметра зацепления	Формула или числовое значение параметра	Результаты расчета			
		Пример 1		Пример 2	
		1	2	1	2
Минимальное число зубьев, свободное от подрезания, z_{min}	$z_{min} = \frac{2(h_l^* - h_a^* - x)\cos\beta}{\sin^2\alpha_t}$	12	22,23	15,17	
Коэффициент минимального смещения, x_{min}	$x_{min} = h_l^* - h_a^* - \frac{z\sin^2\alpha_t}{2\cos\beta}$	0,24	-2,04	-0,98	-4,96
Диаметр измерительных роликов, D *, мм	$D \approx 1{,}68m$	0,866		0,572	
Угол профиля в точке касания измерительных роликов, α_D	$\alpha_D = \text{arcinv}\left(\frac{D}{mz\cos\alpha} + \text{inv}\,\alpha_t - \frac{\pi}{2z} + \frac{2x}{z}\text{tg}\,\alpha\right)$	29°48′	20°27′,5	25°33′,5	22°39′
Размер по роликам, M, мм	При z четн. $M = \frac{mz\cos\alpha_t}{\cos\alpha_D} + D$	7,853	26,943	9,897	27,919
	При z неч. $M = \frac{mz\cos\alpha_t}{\cos\alpha_D}\cos\frac{\pi}{2z} + D$				

* — Стандартные значения диаметров роликов D по ГОСТ 2475—62 для контроля взаимного положения профилей зубьев выбирают из следующего ряда:

m, мм	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,25	1,5	2,0	2,5
D, мм	0,511	0,722	0,866	1,008	1,441	1,732	2,311	2,595	3,468	4,141

контура; коэффициенты смещения x_1 и x_2 или межосевое расстояние a_w.

Различают два вида смещения исходного контура — основное и дополнительное.

Основное, обеспечивающее целенаправленное изменение формы зуба и скоростей относительного скольжения боковых поверхностей зубьев, служит для увеличения контактной и изгибной прочности, улучшения износостойкости.

Дополнительное смещение определяется видом сопряжения и видом допуска на боковой зазор.

В таблице параметров зубчатого венца на чертеже колеса основное смещение указывают непосредственно, а дополнительное — косвенно, нормой бокового зазора.

При определении контрольного размера по роликам при отсутствии основного смещения дополнительное смещение учитывается при назначении наименьшего предельного отклонения размера по роликам и допуска на него (учитывается вид сопряжения и вид допуска на боковой зазор).

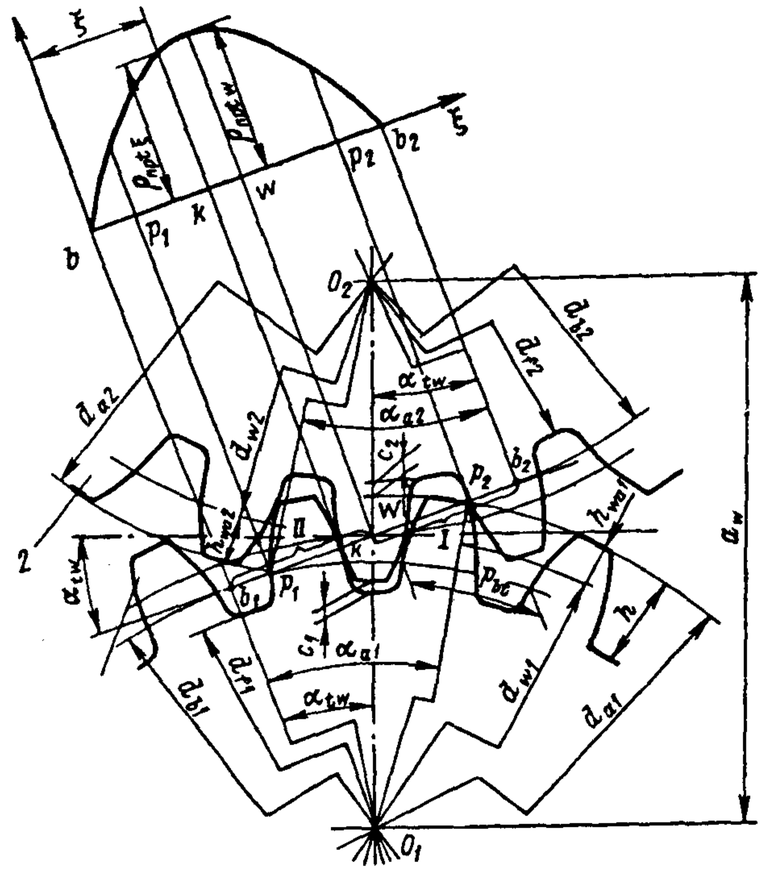


Рис. 2.1. Схема зацепления в цилиндрической зубчатой передаче

Коэффициенты основного смещения назначаются в соответствии с критериями качества передачи с использованием блокирующих контуров (ГОСТ 16532—70). В учебном проектировании коэффициенты смещения могут быть приняты равными нулю. Исключение составляют два случая, когда существование передачи требует применения отличных от нуля коэффициентов смещения.

1. Заданное межосевое расстояние a_w не совпадает с делительным межосевым расстоянием a. В этом случае заданное a_w обеспечивается при:

$$x_\Sigma = \frac{(z_1 + z_2)(\text{inv}\,\alpha_{tw} - \text{inv}\,\alpha_t)}{2\text{tg}\,\alpha}, \qquad (2.1)$$

где

$$\alpha_{tw} = \text{arc}\,[\text{inv}\,(a/a_w)\cos\alpha_t]$$

(a и a_w — параметры из табл. 2.1).

Сумму смещений рекомендуется распределять между колесами передачи поровну

$$x_1 = x_2 = 0{,}5x_\Sigma, \qquad (2.2)$$

что дает передачу, близкую к оптимальной по износу активных поверхностей зубьев.

Не рекомендуется во избежание получения коэффициента перекрытия $\varepsilon_\alpha < 1$ проектировать передачу, у которой $x_\Sigma > 1$. Если из (2.1) получается $x_\Sigma > 1$, то для вписывания в заданное a_w используют косозубую пару с углом наклона зубьев β, найденным из преобразованной формулы табл. 2.1:

$$\beta = \arccos\left[\frac{m}{2a_w}(z_1 + z_2)\right]. \qquad (2.3)$$

Если число зубьев зубчатого колеса меньше определяемого по формулам для z_{min} (табл. 2.1, 2.2), то при нарезании без смещения имеет место явление подрезания зубьев. Для устранения подрезания применяется смещение исходного контура, рассчитываемое по формулам для x_{min} (табл. 2.1, 2.2). Полученное значение округляется в бóльшую сторону. Смещение парного колеса с бóльшим числом зубьев z_2 можно принимать равным 0 ($x_2 = 0$) или зацепление может быть выполнено равносмещенным ($x_1 = -x_2$). Для этого смещение x_{2min}, вычисленное по формуле табл. 2.1, должно подчиняться условию $x_1 < |x_{2min}|$, где x_1 — принятое с учетом округления смещение при нарезании шестерни.

Отрицательное смещение способствует подрезанию зубьев, а положительное — заострению. Степень влияния смещения на форму зубьев меньше у колес с большим числом зубьев (при одинаковом модуле), поэтому колеса с большим числом зубьев допускают бóльшие смещения. Если коэффициент x по абсолютной величине невелик, то предпочтительнее задавать смещение на одном колесе, что позволяет применять парное унифицированное колесо. Положительное смещение (от оси колеса) целесообразно задавать на шестерне, а отрицательное (к оси колеса, в "тело" колеса) — на колесе.

Следует иметь в виду, что при подстановке в формулу для определения z_{min} (см. табл. 2.1, 2.2) коэффициенты h_a^* и h_l^* необходимо выбирать с учетом их зависимости от модуля, приведенной ниже:

	$m > 1{,}0$	$0{,}1 \le m < 1{,}0$
h_a^*	1,0	1,1
h_l^*	2,0	2,1; 2,2

В случае расчета передачи без смещения ($x_1 = x_2 = 0$), показатели a_{tw}, a_w, y, Δy, z_{min}, x_{min} не рассчитываются.

Для прямозубой передачи не заполняются строки для β и α_t, в остальных формулах, содержащих угол β, он принимается равным нулю.

В табл. 2.1 приведено два примера расчета передач: первый — для прямозубой равносмещенной передачи с коэффициентами смещения, найденными из условия отсутствия подрезания шестерни; второй — для косозубой передачи с углом β, найденным по формуле (2.3) из условия получения заданного межосевого расстояния a_w.

2.2.2. Коническая зубчатая передача

В данном разделе приведен расчет прямозубой конической передачи с произвольным углом между осями колес и пропорционально-понижающейся продольной формой зуба (форма 1 по ГОСТ 19325—73), с постоянным радиальным зазором [32].

Формулы для расчета конических колес сведены в табл. 2.2. Геометрические параметры ортогональной конической передачи

Таблица 2.2. **Порядок и пример расчета геометрических параметров конической зубчатой передачи**

Наименование и обозначение параметра зацепления		Формула или числовое значение параметра	Шестерня	Колесо
Число зубьев, z			20	32
Модуль внешний, m_e			0,8	
Межосевой угол, Σ			90°	
Параметры нормального исходного контура по ГОСТ 9587—81	Угол профиля, α	20°	20°	
	Коэффициент высоты головки зуба, h_a^*	1,0	1,0	
	Коэффициент радиального зазора, c^*	0,20 при $1{,}0 \le m$ 0,25 при $0{,}5 \le m \le 1{,}0$ 0,35 при $0{,}3 \le m \le 0{,}5$ 0,40 при $0{,}1 \le m \le 0{,}3$	0,25	
Передаточное число, u		$u_{12} = z_2 / z_1$	1,6	
Угол делительного конуса, δ		$\operatorname{tg}\delta_1 = \dfrac{\sin\Sigma}{i_{12} + \cos\Sigma}$ $\delta_2 = \Sigma - \delta_1$ При $\Sigma = 90°$ $\operatorname{tg}\delta_1 = \dfrac{z_1}{z_2}$ $\delta_2 = 90° - \delta_1$	32°,0	58°,0

Продолжение таблицы 2.2.

Наименование и обозначение параметра зацепления	Формула или числовое значение параметра	Шестерня	Колесо
Внешнее конусное расстояние	$R_e = (m_e z)/(2\sin\delta)$	15,10	
Ширина зубчатого венца, b	$b = m\psi_{bm}$	4,0	
Коэффициент ширины зубчатого венца, K_{be}	$K_{be} = \frac{b}{R_e}$ $K_{be} \le 0,3$	0,265	
Среднее конусное расстояние, R, мм	$R = R_e\,(1 - 0,5K_{be})$	13,1	
Средний окружной модуль, m, мм	$m = m_e\,(1 - o,5K_{be})$	0,694	
Средний делительный диаметр, d, мм	$d = mz$	13,88	22,21
Число зубьев эквивалентной цилиндрической передачи, z_v,	$z_v = \frac{z}{\cos\delta}$	23,585	60,386
Коэффициент смещения, x	$x = \frac{2}{\sqrt{z_1}}\left(1 - \frac{1}{u^2}\right)$ $x_2 = -x_1$ либо $x_1 = x_2 = 0$	0,272	-0,272
Внешняя высота головки зуба, h_{ae}, мм	$h_{ae} = m_e\,(h_a^* + x)$	1,0176	0,5824
Внешняя высота ножки зуба, h_{fe}, мм	$h_{fe} = m_e\,(h_a^* + c - x)$	0,7824	1,2176
Внешняя высота зуба, h_e, мм	$h_e = h_{ae} + h_{fe}$	1,8	1,8
Внешняя окружная толщина зуба, s_e, мм	$s_e = m_e\left(\frac{\pi}{2} + 2\,x\,\mathrm{tg}\,\alpha\right)$	1,415	1,098
Угол ножки зуба, θ_f	$\theta_f = \mathrm{arctg}\,\frac{h_{fe}}{R_e}$	2°,966	4°,610
Угол головки зуба, θ_a	$\theta_{a1} = \theta_{f2}$ $\theta_{a2} = \theta_{f2}$	4°,610	2°,966
Угол конуса впадин, δ_f	$\delta_f = \delta - \theta_f$	29°,034	53°,390
Угол конуса вершин, δ_a	$\delta_a = \delta + \theta_a$	36°,610	60°,966
Внешний делительный диаметр, d_e, мм	$d_e = m_e z$	16,0	25,6
Внешний диаметр вершин зубьев, d_{ae}, мм	$d_{ae} = d_e + 2h_{ae}\cos\delta$	17,726	26,217
Расстояние от вершины до плоскости внешней окружности вершин зубьев, B, мм	$B = R_e\cos\delta - h_{ae}\sin\delta$ при $\Sigma = 90°$ $B_1 = 0,5d_{e2} - h_{ae1}\sin\delta_1$	12,491	7,137
Коэффициент наименьшего смещения у шестерни, x_{min}	$x_{1min} = h_a^* - \frac{z_1\sin^2\alpha}{2\cos\delta_1}$	-0,379	—
Минимальное число зубьев шестерни, свободное от подрезания, z_{min}	$z_{imin} = 2(h_a^* - x)\frac{\cos\delta_1}{\sin^2\alpha}$	10,555	—
Внешняя постоянная хорда зуба, $\bar{s}_{ce}$, мм	$\bar{s}_{ce} = s_e\cos^2\alpha$	1,249	0,969
Высота до внешней постоянной хорды, h_{ce}, мм	$\bar{h}_{ce} = h_{ae} - 0,25s_e\sin 2\alpha$	0,790	0,406

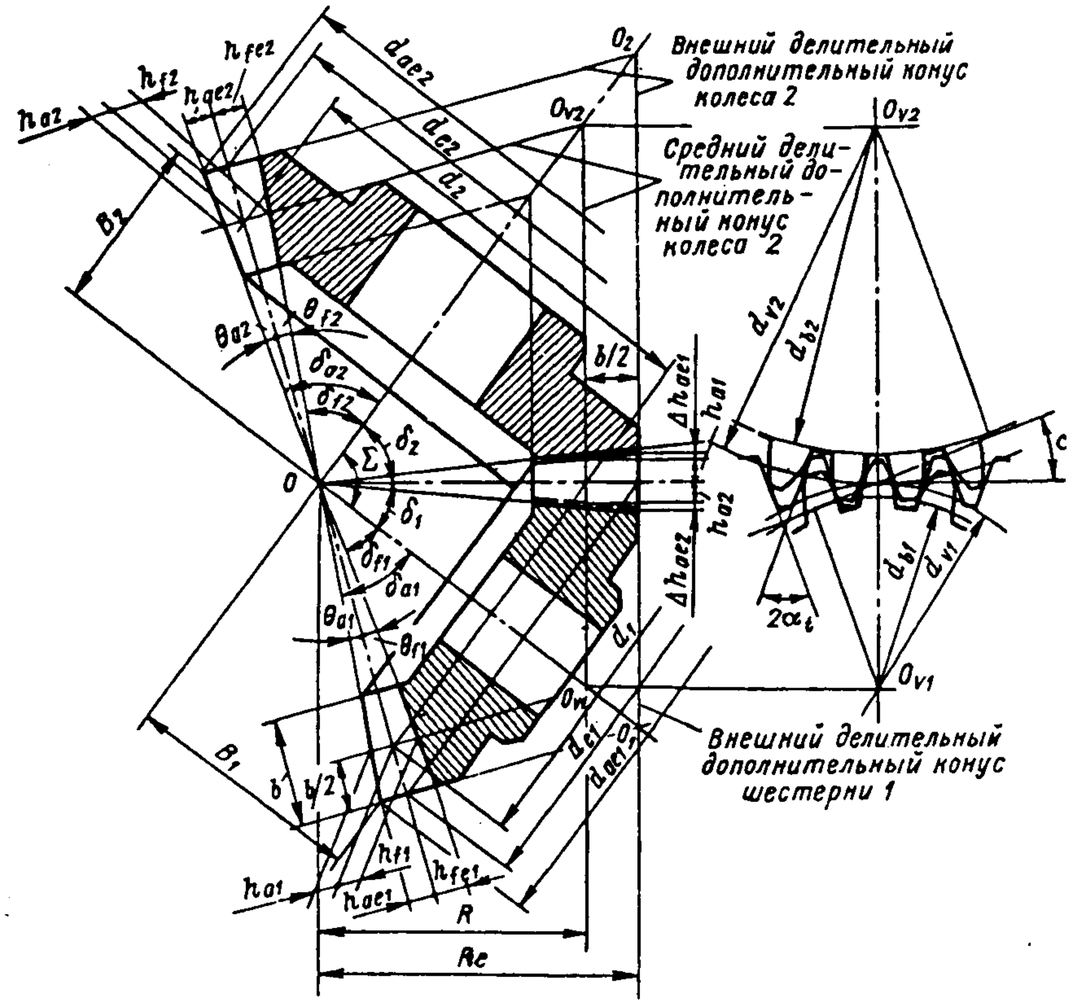


Рис. 2.2. Схема зацепления в конической зубчатой передаче

приведены на рис. 2.2. Исходными данными для расчета являются следующие параметры: числа зубьев z_1 и z_2; внешний окружной (расчетный) модуль m_e; межосевой угол Σ; параметры нормального исходного контура. Конические зубчатые передачи выполняются без смещения ($x_1 = x_2 = 0$) или равносмещенными ($x_1 = -x_2$, $x_1 > 0$) для выравнивания удельных скольжений в зацеплении с целью повышения износостойкости передачи. В этом случае коэффициент смещения определяется по формуле табл. 2.2.

Если число зубьев шестерни z_1 меньше z_{1min}, определяемого по формуле табл. 2.2, за расчетный коэффициент смещения принимается больший из рассчитываемых по формулам табл. 2.2. В табл. 2.2 приведен пример расчета конической передачи.

2.2.3. Червячная передача

В данном разделе приведен расчет цилиндрической ортогональной червячной передачи с Архимедовым червяком *ZA*. Формулы для геометрического расчета червячной передачи сведены в табл. 2.3. Схема зацепления в червячной передаче приведена на

Таблица 2.3. **Порядок и пример расчета геометрических параметров червячной передачи**

Наименование и обозначение параметра зацепления		Формула или числовое значение параметра	Результаты расчета
Число заходов червяка, z_1		—	1
Число зубьев колеса, z_2		—	30
Модуль расчетный, m, мм		Табл. 1.1	0,8
Параметры исходного червяка ГОСТ 20184—81	Угол профиля, α	20°	20°
	Коэффициент радиального зазора, c^*	$c^* = 0{,}45$ при $0{,}1 \le m \le 0{,}5$ $c^* = 0{,}30$ при $0{,}5 \le m < 1{,}0$ $c^* = 0{,}20$ при $1{,}0 \le m$	0,30
	Коэффициент высоты головки витка, h_a^*	1,0	
	Коэффициент высоты ножки витка, h_f^*	$h_f^* = 1 + c^*$	1,3
Коэффициент диаметра червяка, q		12,5; 16,0; 20,0; 25,0	12,5
Делительный диаметр червяка, d_1, мм		$d_1 = mq$	10,0
Делительный угол подъема линии витка, γ		$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q}$	4°,5739
Делительный диаметр колеса, d_2, мм		$d_2 = mz_2$	24
Коэффициент смещения червяка, x		$x = (a_w/m) - 0{,}5(q + z_2)$	0
Начальный диаметр червяка, d_{w1}, мм		$d_{w1} = m(q + 2x)$	10
Высота ножки витка, h_{f1}, мм		$h_{f1} = mh_f^*$	1,04
Высота головки витка, h_{a1}, мм		$h_{a1} = mh_a^*$	0,8
Диаметр впадин червяка, d_{f1}, мм		$d_{f1} = m(q - 2h_f^*)$	7,92
Диаметр вершин червяка, d_{a1}, мм		$d_{a1} = m(q - 2h_a^*)$	11,6
Высота ножки зуба колеса, h_{f2}, мм		$h_{f2} = m(h_f^* - x)$	1,04
Высота головки зуба колеса, h_{a2}, мм		$h_{a2} = m(h_a^* + x)$	0,8
Диаметр впадин колеса, d_{f2}, мм		$d_{f2} = m(z_2 - 2h_f^* + 2x)$	21,92

Продолжение таблицы 2.3

Наименование и обозначение параметра зацепления	Формула или числовое значение параметра	Результаты расчета
Диаметр вершин колеса, d_{a2}, мм	$d_{a2} = m(z_2 + 2h_a^* + 2x)$	25,6
Межосевое расстояние делительное, a, мм	$a = 0{,}5m(q + z_2)$	17,0
Межосевое расстояние, a_w, мм	$a_w = 0{,}5m(q + z_2)$	17,0
Длина нарезанной части червяка, b_1, мм	$b_1 \ge (11{,}0 + 0{,}06z_2)\,m$ при $z_1 = 1, 2$ $b_1 \ge (12{,}5 + 0{,}09z_2)\,m$ при $z_1 = 4$	10,5
Ширина венца червячного колеса, b_2, мм	$b_2 \le 0{,}75d_{a1}$ при $z_1 = 1, 2$ $b_2 \le 0{,}67d_{a1}$ при $z_1 = 4$	8,5
Наибольший диаметр колеса, d_{aM2}, мм	$d_{aM2} \le d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}$	27,0
Радиус выемки поверхности зубьев колеса, r_{B2}, мм	$r_{B2} = \frac{d_1}{2} - m$	4,2
Диаметр измерительных роликов, D, мм	D	1,441
Размер по роликам червяка при $z_1 = 1$, M_1, мм	$M_1 = d_1 - 4{,}3157m\cos\gamma + 3{,}9238D$	12,213

рис. 2.3. Исходными данными для расчета являются следующие параметры: числа зубьев (заходов) z_1 и z_2; расчетный модуль m; параметры исходного червяка [32].

Червячные передачи выполняют без смещения или со смещением исходного контура червяка. Смещение применяется для

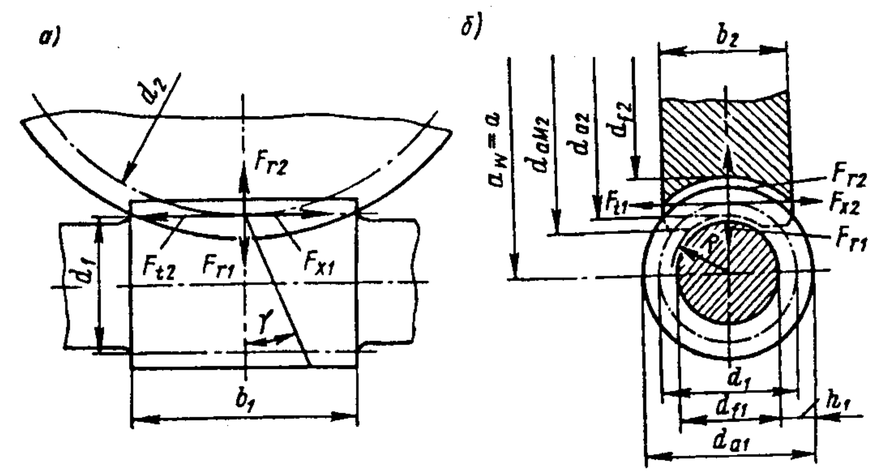


Рис. 2.3. Схема зацепления в червячной передаче

вписывания передачи в заданное можосевое расстояние a_w. Коэффициент смещения при этом находится из выражения

$$x = \frac{a_w}{m} - 0{,}5\,(q + z_2)\,, \qquad (2.4)$$

где $-1 \le x \le 1$.

С помощью смещения можно при заданных величинах a_w, m и q изменять z_2 и, таким образом, — передаточное число u_{12}, что позволяет увеличить число промежуточных значений передаточных чисел при одном и том же a_w (т.е. в одном корпусе).

В табл. 2.3 приведен пример расчета червячной передачи без смещения.

2.2.4. Расчет геометрических параметров зубчатых колес и передач с учетом отклонений, обусловленных условиями работы передачи, погрешностями изготовления и монтажа

В отличие от идеальной беззазорной зубчатой передачи, порядок геометрического расчета которой рассматривался в параграфе 2.2.1, в реальной передаче имеются отклонения, обусловленные как погрешностями, возникающими в процессе изготовления колес и монтажа передачи, так и изменениями размеров, вызванными колебаниями температуры и содержанием воды в окружающей среде. Кроме того, изменение формы и размеров происходит в результате износа и прогибов зубьев под действием нагрузки. Большую долю отклонений вносят также факторы, обусловленные технологической усадкой материала. Указанные погрешности существенно влияют на качественные показатели передачи, ее динамические и виброакустические характеристики.

К погрешностям, возникающим в процессе изготовления цилиндрических колес, относятся:

— предельные отклонения диаметра окружности вершин E_{da} и $(E_{da} + T_{da})$;

— радиальное биение зубчатого венца F_r;

— радиальное биение диаметра вершин зубьев F_{da};

— погрешность направления зуба $F_{\beta r}$;

— погрешность профиля зуба f_{fr} и отклонение шага зацепления f_{pbr}.

При монтаже передачи возникают погрешности, характеризуемые:

— предельными отклонениями ($\pm f_a$) межосевого расстояния;

— изменением угла зацепления α_w вследствие радиального биения зубчатого венца;

— непараллельностью f_{xr} и перекосом f_{yr} осей.

В результате колебания температуры и содержания воды в окружающей среде возникают следующие отклонения размеров колес и зазоров в передаче:

— изменение диаметров вершин зубев колес вследствие изменения температуры $\Delta_T d_a$ и содержания воды $\Delta_к d_a$;

— изменение нормального бокового j_n и радиального c зазоров;

— изменение межосевого расстояния передачи в результате термических деформаций корпуса $\Delta_T \alpha_w$ и наличия радиальных зазоров в подшипниках g_r;

— погрешности профиля зуба вследствие изменения температуры $\Delta_T f_{fr}$ и содержания воды $\Delta_к f_{fr}$.

Для передач с мелкомодульными колесами учет указанных отклонений является особенно актуальным, так как для этих передач величина отклонений соизмерима с размерами зубьев и сборочными зазорами.

Действительные размеры элементов пластмассовых зубчатых колес, параметры зацепления и качественные показатели передачи рассчитывают с учетом вышеуказанных отклонений. Предельные значения диаметра вершин зубьев:

$$d_{a\max} = d_a^N + F_{da} \pm \Delta_T d_a + \Delta_к d_a\,; \qquad (2.5)$$

$$d_{a\min} = d_a^N - \sqrt{F_{da}^2 + (E_{da} + T_{da})^2} \pm \Delta_{Td_a} + \Delta_к d_a\,. \qquad (2.6)$$

Соответствующие диаметры окружности впадин

$$d_{f\max} = d_f^N - 2E_{HS} \pm \Delta_T d_f + \Delta_к d_f\,; \qquad (2.7)$$

$$d_{f\min} = d_f^N - 2(E_{HS} + T_H) \pm \Delta_T d_f + \Delta_к d_f\,. \qquad (2.8)$$

Предельные значения межосевого расстояния рассчитывают по формулам (допуская, что погрешности f_a, F_{r1} и F_{r2} складываются по вероятностному закону):

$$a_{w\max} = a_w^N + \sqrt{f_a^2 + (F_{r1}/2)^2 + (F_{r2}/2)^2} \pm \Delta_T a_w + g_r\,; \qquad (2.9)$$

$$a_{w\min} = a_w^N - \sqrt{f_a^2 + (F_{r1}/2)^2 + (F_{r2}/2)^2} \pm \Delta_T a_w + g_r \,. \qquad (2.10)$$

Проверка коэффициента перекрытия при учете действительных размеров колес производится по формуле

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{(d_{a\min 1})^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{(d_{a\min 2})^2 - d_{b2}^2} - a_{w\max}^N \sin\alpha}{2\pi m \cos\alpha} \,. \qquad (2.11)$$

В формулах (2.5)—(2.11): d_a^N, d_f^N — номинальные диаметры окружностей вершин зубьев и впадин соответственно; F_{da} — радиальное биение диаметра вершин зубьев; E_{Hs} и T_H — наименьшее смещение и допуск на смещение исходного контура; a_w^N — номинальное межосевое расстояние; $\pm f_a$ — предельные отклонения межосевого расстояния; F_{r1} и F_{r2} — радиальное биение зубчатого венца шестерни и колеса соответственно; g_r — радиальные зазоры в подшипниках; $\Delta_T d_a$, $\Delta_T d_f$, $\Delta_T a_w$ — изменения размеров, обусловленные термической деформацией соответственно диаметра вершин зубьев, диаметра впадин, межосевого расстояния:

$$\Delta_T d_a = d_a \alpha_{\text{п}} \Delta T \,; \qquad (2.12)$$

$$\Delta_T d_f = d_f \alpha_{\text{п}} \Delta T \,; \qquad (2.13)$$

$$\Delta_T a_w = a_w \alpha_{\text{к}} \Delta T \,, \qquad (2.14)$$

где $\alpha_{\text{п}}$ и $\alpha_{\text{к}}$ — коэффициенты термического линейного расширения материала колеса и корпуса соответственно.

Размеры литых пластмассовых зубчатых колес рассчитывают с учетом технологической усадки материала. При этом возможны разные варианты расчета.

1. Для модели равномерной радиальной усадки достаточно рассчитать диаметр $d_a^{\text{м}}$ матрицы, формующий диаметр вершин зубьев колеса $d_a^{\text{к}}$:

$$d_a^{\text{м}} = d_a^{\text{к}}/(1 - S_{da}) \,, \qquad (2.15)$$

где S_{da} — коэффициент усадки по диаметру вершин зубьев колеса.

Реализация модели равномерной усадки обеспечивается либо назначением скорректированного по усадке модуля

$$m^{\text{м}} = m^{\text{к}}/(1 - S_{da}) \,, \qquad (2.16)$$

либо расчетом соответствующих значений угла давления

$$\cos\alpha^{\text{м}} = \cos\alpha^{\text{к}}/(1 - S_{da}) \qquad (2.17)$$

и коэффициента смещения $x^{\text{м}}$ матрицы, либо одновременной корректировкой всех трех из указанных параметров m, α и x. При этом при расчете коэффициента смещения матрицы $x^{\text{м}}$, в частности, для колеса с нулевым смещением, можно использовать зависимость:

$$x^{\text{м}} = \frac{z}{2\text{tg}\,\alpha^{\text{м}}} (\text{inv}\,\alpha^{\text{к}} - \text{inv}\,\alpha^{\text{м}}) \,. \qquad (2.18)$$

2. Модели, описывающие процесс неравномерной усадки, характеризуются наличием дополнительных коэффициентов усадки. По одному из вариантов [17] это могут быть коэффициенты, учитывающие усадку по толщине зуба (в частности, по угловой толщине зуба на основной окружности):

$$\theta_b^{\text{м}} = \theta_b^{\text{к}}/(1 - S_s) \qquad (2.19)$$

и усадку, характеризующую изменение положения эвольвенты (усадка основной окружности):

$$d_b^{\text{м}} = d_b^{\text{к}}/(1 - S_b) \,. \qquad (2.20)$$

По другому варианту [39] вводятся дополнительные коэффициенты усадки:

— по высоте зуба

$$h_{\max}^{\text{м}} = h_{\max}^{\text{к}}/(1 - S_n) \,; \qquad (2.21)$$

— по толщине зуба на вершине зуба $s_a^{\text{к}}$ и у основания зуба $s_f^{\text{к}}$, тогда

$$s_a^{\text{м}} = s_b^{\text{к}}/(1 - S_a) \,; \qquad (2.22)$$

$$s_f^{\text{м}} = s_f^{\text{к}}/(1 - S_f) \,. \qquad (2.23)$$

Более подробно с расчетами, связанными с определением параметров литых пластмассовых колес и формообразующих матриц, можно ознакомиться в специальной литературе [17, 39—41].

2.2.5. Расчет сборочных зазоров в зацеплении

Для обеспечения нормальной работы зубчатой передачи при ее монтаже предусматриваются радиальный и боковой зазоры. Радиальный зазор отсчитывается по линии центров между вершинами зубьев одного колеса и впадинами другого. Боковой зазор, определяемый как расстояние по нормали между нерабочими профилями зубьев сопряженных колес в собранной передаче в наиболее узком месте по длине зуба (или по начальной окружности) обеспечивает свободный поворот одного из колес при неподвижном втором колесе.

Радиальный зазор. Радиальный зазор предназначен для исключения интерференции профилей зубьев сопряженных колес и компенсации термических деформаций (c_1), компенсации погрешностей изготовления и монтажа (c_2), свободного доступа смазки к месту контакта зубьев (c_3). Таким образом, требуемый радиальный зазор

$$c' = c_1 + c_2 + c_3 \le c \,, \qquad (2.24)$$

где c — номинальный радиальный зазор, $c = (0{,}25...0{,}5)m$ (см. табл. 2.1).

С учетом наименьшего дополнительного смещения исходного контура $E_{Hs1,2}$ и допуска на смещение исходного контура $T_{H1,2}$, на величину которых уменьшаются диаметры впадин сопрягаемых колес, предельными значениями радиального зазора будут

$$c_{\min} = c + E_{Hs1} + E_{Hs2} \,; \qquad (2.25)$$

$$c_{\max} = c + (E_{Hs1} + E_{Hs2}) + (T_{H1} + T_{H2}) \,. \qquad (2.26)$$

Тогда неравенство (2.24) необходимо записать в виде

$$c' = c_1 + c_2 + c_3 \le c_{\min} \,. \qquad (2.27)$$

При известных геометрических параметрах сопрягаемых колес передачи, теплофизических свойствах применяемого материала и температурном градиенте составляющую радиального зазора c_1 для наиболее общего случая сопряженных в передаче армированных пластмассовых колес рассчитывают по формуле (без учета термической деформации металлических армирующих вставок):

$$c_1 = \pm \frac{1}{2} \Delta T \left[(d_{a1} - d_{h1})\, \alpha_{\text{п}1} + (d_{a2} - d_{h2})\, \alpha_{\text{п}2} \mp 2a_w \alpha_{\text{к}}\right] . \qquad (2.28)$$

Для передачи, составленной из цельных пластмассовых колес, следует принять $d_{h1} = d_{h2} = 0$; для металлополимерной передачи с цельнопластмассовым колесом $d_{h1} = 0$; $\alpha_{\text{п}1} = 0$.

Составляющая радиального зазора c_2 зависит от предельных отклонений межосевого расстояния $\pm f_a$ и радиального биения вершин зубьев $F_{d1,2}$:

$$c_2 = 0{,}5 \sqrt{4f_a^2 + F_{d1}^2 + F_{d2}^2} \,. \qquad (2.29)$$

Часть зазора, предназначенная для свободного доступа смазки (c_3), обычно принимается равной $0{,}05m$.

Если неравенства (2.24), (2.27) не выполняются, необходимо произвести одну (или несколько вместе) из следующих корректировок:

— скорректировать (уменьшить) диаметры вершин зубьев;

— применить металлические армирующие вставки;

— назначить более высокую степень точности сопрягаемых колес.

Боковой зазор. Боковой зазор между нерабочими профилями зубьев сопряженных колес регламентируется видом сопряжения звеньев зубчатой передачи и видом допуска на боковой зазор; боковой зазор определяет мертвый ход передачи. Для цилиндрических зубчатых передач с нерегулируемым и регулируемым расположением осей виды сопряжения и виды допуска устанавливаются в соответствии с табл. 2.4. Для нерегулируемых передач установлено пять классов отклонений межосевого расстояния, обозначенных в порядке убывания точности цифрами II...IV, которые обеспечивают сопряжения вида соответственно от H, E до A по ГОСТ 1643—81 и соответственно от H до D по ГОСТ 9178—81 (табл. 2.5).

Боковой зазор назначается с учетом обеспечения смазывания зубьев, компенсации погрешностей изготовления и монтажа, а также деформаций элементов передачи, обусловленных измене-

Таблица 2.4. **Соответствие видов сопряжения, видов допусков на боковой зазор, классов отклонений межосевого расстояния и степеней точности по нормам плавности**

m, мм	Вид сопряжения							
	A	B	C	D	E	F	G	H
$m \geq 1$	Вид допуска							
	a	b	c	d	h	—	—	h
	Класс отклонений межосевого расстояния							
	VI	V	IV	III	II	—	—	II
	Степень точности по нормам плавности							
	3—12	3—11	3—9	3—8	3—7	—	—	3—7
$m < 1$	Вид допуска							
	a	b	c	e	e	f	g	h
	Класс отклонений межосевого расстояния							
	—	—	—	VI	V	IV	III	II
	Степень точности по нормам плавности							
m от 0,1 до 0,5	3—12	3—12	3—11	3—10	3—10	3—10	3—8	3—7
m св. 0,5 до < 1,0	3—12	3—12	3—12	3—12	3—12	3—10	3—8	3—7

Примечания: 1. Для зубчатых колес с модулем $m \leq 0{,}3$ мм необходимо производить проверку коэффициента перекрытия ε_α.

2. В рамках, обведенных двойными линиями, — виды допуска и степени точности по нормам плавности, предлагаемые авторами в качестве рекомендуемых для зубчатых колес $m < 1$ мм.

Таблица 2.5. **Гарантированный боковой зазор $j_{n\min}$ для зубчатых колес $m < 1$ мм**

Вид сопряжения	Межосевое расстояние, мм									
	до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400
H	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
G	6	8	9	11	13	15	18	20	23	25
F	10	11	13	16	19	22	25	29	32	36
E	16	18	21	25	30	35	40	46	52	57
D	22	27	33	39	46	54	63	70	81	89
C	36	42	52	63	74	87	100	115	130	140
B	60	70	86	103	120	140	160	185	210	230
A	90	114	138	164	190	220	250	290	320	360

Примечание: Значения гарантированного бокового зазора в рамке, обведенной двойными линиями, — рекомендуемое дополнение к ГОСТ 9178—81, предлагаемое авторами.

нием температуры и влажности окружающей среды. Системой допусков на зубчатые передачи устанавливается гарантированный (наименьший) боковой зазор $j_{n\min}$, значение которого определяется толщиной зуба и межосевым расстоянием.

При определении вида сопряжения звеньев зубчатой передачи необходимо исходить из минимального бокового зазора $j_{n\min}$ и выбирать по соответствующему стандарту вид допуска на боковой зазор. Требуемая величина бокового зазора обеспечивается предельным отклонением межосевого расстояния $\pm f_a$ или одним из показателей: наименьшим дополнительным смещением исходного контура E_{Hs} с допуском T_H, отклонением длины общей нормали E_{Ws} с допуском T_W, отклонением размера по роликам E_{Ms} с допуском T_M. Минимальные и максимальные размеры бокового зазора рассчитывают с учетом следующих наиболее часто применяемых показателей, обеспечивающих боковой зазор в передаче (для передач внешнего зацепления с цилиндрическими колесами).

Минимальный боковой зазор	$j_{n\min}$
Предельное отклонение межосевого расстояния	$\pm f_a$
Наименьшее дополнительное смещение исходного контура	$E_{Hs} = -\left(\dfrac{j_{n\min} + K_j}{4\sin\alpha}\right)$
Допуск на дополнительное смещение исходного контура	$T_H > F_r$
Наибольшее дополнительное смещение исходного контура	$\lvert E_{Hi}\rvert = \lvert E_{Hs}\rvert + T_H$
Наименьшее отклонение длины общей нормали	$E_{Ws} = E_{Hs}\, 2\sin\alpha$
Наибольшее отклонение длины общей нормали	$\lvert E_{Wi}\rvert = \lvert E_{Ws}\rvert + T_W$
Допуск на отклонение длины общей нормали	$T_W = T_H\, 2\sin\alpha$
Наименьшее отклонение средней длины общей нормали	$E_{Wms} = E_{WmsI} + E_{WmsII} = -(\lvert E_{Hs}\rvert + 0{,}35F_r)\, 2\sin\alpha$
Наибольшее отклонение средней длины общей нормали	$\lvert E_{Wmi}\rvert = \lvert E_{Wms}\rvert + T_{Wm}$
Допуск на отклонение средней длины общей нормали	$T_{Wm} = (T_H - 0{,}7F_r)\, 2\sin\alpha$

Суммарное уменьшение K_j бокового зазора вследствие погрешностей изготовления колес и монтажа передач равно

$$K_j = \sqrt{(f_a\, 2\sin\alpha)^2 + 2f_{pb}^2 + 2F_\beta^2 + (f_x \sin\alpha)^2 + (f_y \cos\alpha)^2}\ . \qquad (2.30)$$

Стандарты на допуски зубчатых передач ограничены формой зубчатого колеса и, естественно, не содержат данных, учитывающих свойства материала, из которого эти колеса изготавливаются.

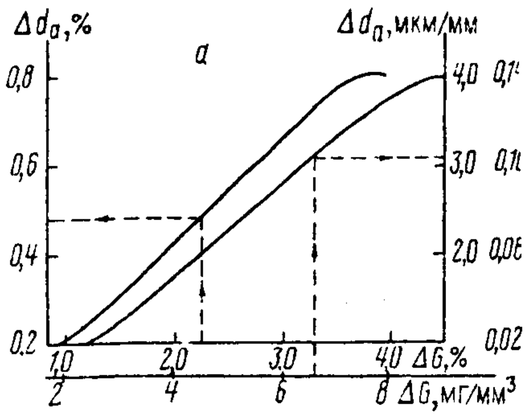


Рис. 2.7. Зависимость между изменением массы от водопоглощения и линейными размерами деталей из полиамида

При выборе характеристик допусков и посадок для пластмассовых зубчатых колес необходимо учитывать изменения размеров, обусловленные изменением температуры и влажности окружающей среды. Например, удлинение при изменении температуры от 20 °С до 100 °С для ненаполненных полиамидов и полиацеталей составляет 1—1,4%, для стеклонаполненных — 0,15—0,5% [42]. Изменение размеров элементов зубчатого венца при 1%-ном водопоглощении составляет в среднем 0,25...0,30%. Связь между увеличением массы и изменением размеров деталей из полиамидов при водопоглощении показана на рис. 2.7. Комбинированное влияние температуры и поглощения воды на изменение размеров деталей из полиацеталей можно оценить с помощью графиков на рис. 2.8.

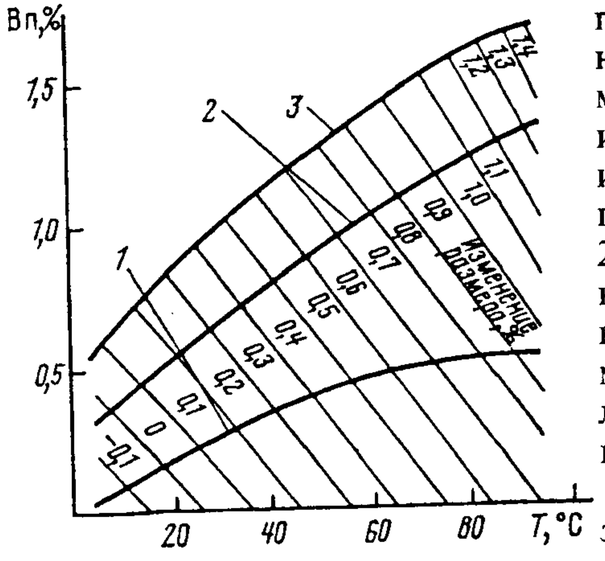


Рис. 2.8. Изменение размеров деталей из полиацеталей, %, в зависимости от температуры и водопоглощения: *1* — в воде; *2* — на воздухе при относительной влажности 100%; *3* — при относительной влажности 50%

Минимальный боковой зазор в паре зубчатых колес образуется при выполнении колес по верхнему предельному отклонению, соответствующему наименьшему дополнительному смещению исходного контура E_{Hs}:

$$j_{n\min} = 2\,(|E_{Hs1}| + |E_{Hs2}| - K_j)\,\sin\alpha\ . \qquad (2.31)$$

Боковой зазор может быть получен как уменьшением толщины зуба, так и увеличением межосевого расстояния.

1. *При формировании бокового зазора уменьшением толщины зуба* суммарная величина смещения производящего исходного контура для обеспечения гарантированного бокового зазора в передаче, работающей в некотором температурном поле, определяется из следующего соотношения:

$$E_{Hs1} + E_{Hs2} = -\left(\frac{j'_{n\min} + K_j}{4\sin\alpha}\right), \qquad (2.32)$$

где $j'_{n\min}$ — суммарный гарантированный боковой зазор, обеспечивающий компенсацию погрешностей изготовления и монтажа, создания нормальных условий смазки, устранения шума и ударов при реверсировании ($j_{n\min}$), термических деформаций ($\Delta j_{n\min T}$) и деформаций, обусловленных водопоглощением ($\Delta j_{n\min к}$), т.е.

$$j_{n\min_{T,к}} = j_{n\min} + \Delta\, j_{n\min T} + \Delta_{n\min к}\ . \qquad (2.33)$$

Объемное термическое расширение пластмассового колеса происходит в трех направлениях, соответствующих осям пространственной системы координат. Однако сложная форма зуба, участие в его тепловом расширении прилегающих участков обода колеса, наличие армирующих элементов усложняет картину изменения размеров элементов пластмассового колеса вследствие термического расширения.

Расчет части бокового зазора, обеспечивающего компенсацию термических деформаций зубчатых колес, можно производить как с учетом перемещения произвольной точки профиля зуба в направлении, перпендикулярном оси зуба, так и без учета этого перемещения, которое составляет примерно 0,1 от радиального перемещения при $z > 30$ [15].

При термическом расширении зуба изменение его размеров выражается в изменении модуля, которое соответствует зависимости

$$m' = m\,(1 \pm \alpha_п\, \Delta T)\ . \qquad (2.34)$$

При приближенных расчетах температурные деформации рассчитывают по формулам:

для цельнопластмассового колеса

$$\Delta_T d_y = d_y \alpha_п \Delta T ; \qquad (2.35)$$

для армированного колеса

$$\Delta_T d_y = (d_y - d_n)\alpha_п \Delta T . \qquad (2.36)$$

Принимая упрощенную схему, можно записать в общем виде формулу для расчета бокового зазора в передаче с пластмассовыми зубчатыми колесами, армированными металлическими вставками:

$$\Delta j_{n\min_T} = \left\{ \pm \left[\frac{d_1}{2} \alpha_{м1} + \frac{d_2}{2} \alpha_{м2} + \left(\frac{d_1 - d_2}{2} \right) (\alpha_{п1} - \alpha_{м1}) + \right.\right.$$

$$\left.\left. + \left(\frac{d_2 - d_{n2}}{2} \right) (\alpha_{п2} - \alpha_{м2}) \right] \Delta T \pm a_w \alpha_к \Delta T \right\} 2\sin\alpha , \qquad (2.37)$$

где $\alpha_{м1,2}$ — коэффициенты термического линейного расширения металлических вставок шестерни и колеса соответственно.

Для цельнопластмассовых зубчатых колес

$$\Delta j_{n\min_T} = \pm \left[\left(\frac{d_1}{2} \alpha_{п1} + \frac{d_2}{2} \alpha_{п2} \right) \Delta T \pm a_w \alpha_к \Delta T \right] 2\sin\alpha . \qquad (2.38)$$

Для металлополимерной передачи

$$\Delta j_{n\min_T} = \pm \left\{ \left[\frac{d_1}{2} \alpha_{м1} + \frac{d_2}{2} \alpha_{м2} + \left(\frac{d_2 - d_{n2}}{2} (\alpha_{п2} - \alpha_{м2}) \right) \right] \Delta T \mp \right.$$

$$\left. \mp a_w \alpha_к \Delta T \right\} 2\sin\alpha . \qquad (2.39)$$

$$\Delta j_{n\min к} = \left(\frac{d_1}{2} \Delta d_{к1} + \frac{d_2}{2} \Delta d_{к2} \right) 2\sin\alpha , \qquad (2.40)$$

где $\Delta d_{к1,2}$ — линейное удлинение в результате сорбции воды.

Коэффициенты термического линейного расширения приведены в приложении 7 (табл..П. 7.6).

Расчет части бокового зазора, предназначенного для компенсации деформаций, обусловленных водопоглощением $\Delta j_{n\min к}$, производится аналогичным образом. Данные о водопоглощении пластмасс приведены в приложении 7 (табл. П. 7.5).

Как показывают приведенные ниже примеры, изменения бокового зазора $\Delta j_{n\min}$ у пластмассовых зубчатых колес могут быть значительными. Для учета этих специфических свойств пластмасс представляется возможным, например, в стандартах предприятий и другой внутризаводской документации устанавливать дополнительные, в настоящее время не стандартизированные виды сопряжений бокового зазора, рассчитывать и табулировать необходимые характеристики посадок. В частности, можно распространить на мелкомодульные пластмассовые зубчатые колеса виды сопряжений С, В и А и виды допуска *с*, *в* и *а*, предусмотренные ГОСТ 1643—81 для колес модуля $m \geq 1$ (табл. 2.4, 2.5). Для конических передач, составленных из прямозубых колес, гарантированный боковой зазор можно выбирать по табл. 2.6.

Таблица 2.6. **Рекомендуемый минимальный боковой зазор для прямозубых конических колес [41]**

m, мм	$j_{n\min}$, мкм для квалитета AGMA	
	4—9	10—14
1,25	40	30
1,25—1,5	50	40
1,5—2,0	60	50
2,0—2,5	80	60
2,5—3,0	100	80
3,0—4,0	120	90
4,0—5,0	160	120

Для варианта формирования бокового зазора посредством назначения дополнительного смещения исходного контура рекомендуется воспользоваться нижеприведенными формулами и графиками [18].

Формула для расчета изменения бокового зазора $\Delta j_{n\min_T}$ при воздействии температуры имеет вид

$$\Delta j_{n\min T} = g_1 \frac{\alpha}{10^{-6}\ °C} , \qquad (2.41)$$

где g_1 — коэффициент, зависящий от температуры (рис. 2.4).

Минимальный боковой зазор с учетом изменения температуры

$$j_{n\min T} = j_{n\min} + \Delta j_{n\min T} . \qquad (2.42)$$

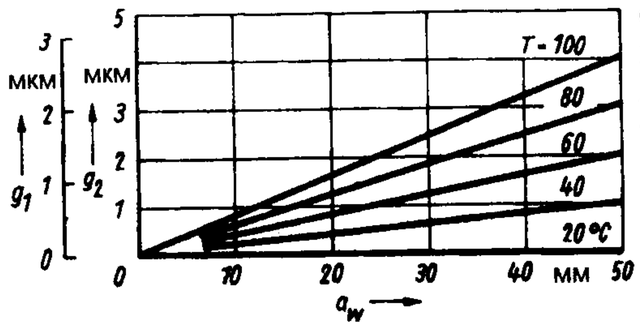


Рис. 2.4. К расчету изменения бокового зазора в передаче, обусловленного изменением температуры окружающей среды T: 1 — T = 20 °С; 2 — 40; 3 — 60; 4 — 80; 5 — T = 100 °С

С помощью представленного на рис. 2.4 коэффициента g_2 вычисляют также зависящее от температуры наименьшее смещение исходного контура ΔE_{HsT}, которое необходимо для реализации $\Delta j_{n\min T}$, т.е. переходят от бокового зазора в передаче к значениям смещения исходного контура для колес:

$$\Delta E_{HsT} = g_2 \alpha / 10^{-6} \text{ °C} . \qquad (2.43)$$

Минимальный боковой зазор с учетом изменения размеров вследствие водопоглощения определяют по формуле, аналогичной (2.42):

$$j_{n\min к} = j_{n\min} + \Delta j_{n\min к} . \qquad (2.44)$$

При этом необходимо установить $j_{n\min}$ согласно функционально требуемому виду сопряжения и определить $\Delta j_{n\min к}$ по рис. 2.5, 2.6.

При пользовании рис. 2.5 следует учитывать, что полученное значение необходимо пересчитать, используя коэффициент g_3 для соответствующего материала, в то время как окончательное значение $\Delta j_{n\min к}$ есть непосредственно на рис. 2.6. В табл. 2.7 приведены значения g_3 для некоторых материалов, для других этот коэффициент можно рассчитать по линейному изменению размеров вследствие водопоглоще-

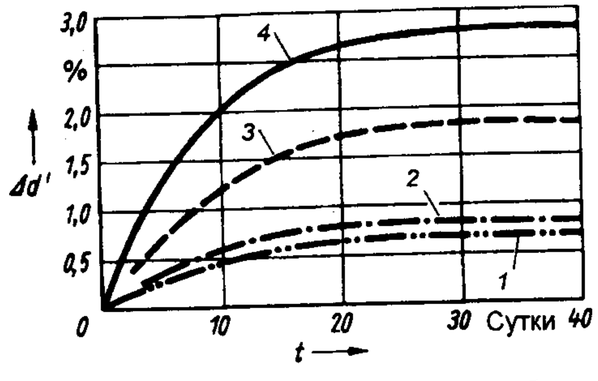


Рис. 2.5. Изменение диаметра вершин зубьев d_a, обусловленное водопоглощением: *1* — относительная влажность воздуха 50%; *2* — 65; *3* — 93; *4* — 100% (хранение в воде); T = 20 °С, $\Delta d = \Delta d' g_3$; значение g_3 взято из табл. 2.5

ния относительно полиамида ПА6 по формуле

$$g_3 = 3{,}2 \frac{\text{Изменение размера, \%}}{\text{Содержание воды, \%}} .$$

Например, при 8%-ном водопоглощении изменение размера составляет 1,5%, тогда коэффициент $g_3 = 3{,}2 \cdot 1{,}5/8 = 0{,}6$.

При определении зависящих от водопоглощения изменений бокового зазора по рис. 2.5 находят изменение диаметра d (%), затем рассчитывают абсолютное значение d и с его помощью по рис. 2.6 определяют изменение бокового зазора. Например, по рис. 2.5 значение $\Delta j_{n\min к}$ равняется примерно 230 мкм, $\Delta j_{n\min к}$ = = 39 мкм + 230 мкм = 269 мкм. Это значение примерно в 7 раз больше, чем взятое из стандарта, оно должно быть реализовано при изготовлении, чтобы в рабочем состоянии сохранить вид сопряжения бокового зазора D.

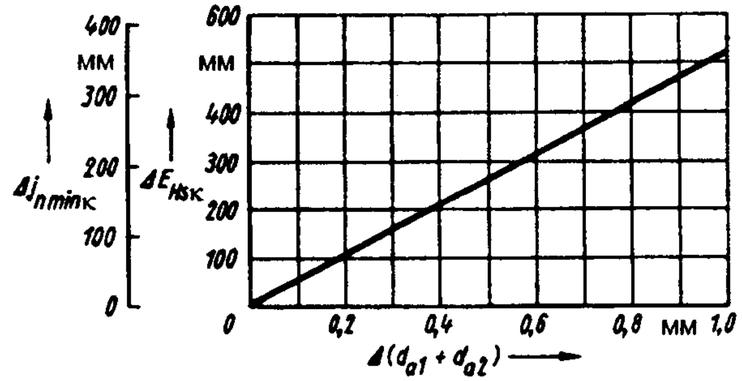


Рис. 2.6. Определение изменения минимального бокового зазора $\Delta j_{\min к}$ или изменения наименьшего дополнительного смещения исходного контура $\Delta E_{Hsк}$ в зависимости от изменения диаметра $\Delta(d_{a1} + d_{a2})$ при водопоглощении

Таблица 2.7. **Значение коэффициента g_3 по рис. 2.5**

Материал	g_3
Полиамид	1,0
Полиамид стеклонаполненный	0,6
Сополимеры формальдегида	0,12

По рис. 2.6 рассчитывают зависящую от водопоглощения компенсацию дополнительным смещением исходного контура, которое необходимо для реализации $\Delta j_{n\min к}$. Так, при $\Delta (d_{a1} + d_{a2}) = 656$ мкм получаем значение $E_{Hsк}$, равное примерно 340 мкм, которое должно быть распределено между колесами передачи.

При одновременном воздействии температуры и воды боковой зазор для пар полимер—полимер

$$j_{n\min T,к} = j_{n\min} + \Delta j_{n\min T} + \Delta j_{n\min к} . \qquad (2.45)$$

Наименьшее смещение исходного контура рассчитывают аналогично (см. рис. 2.4, 2.6):

$$E_{HsT,к} = E_{Hs} + \Delta E_{HsT} + \Delta E_{Hsк} . \qquad (2.46)$$

Данные о влиянии сорбции воды на увеличение массы и размеров деталей из термопластов приведены в табл. 2.8.

Таблица 2.8. **Влияние сорбции воды на увеличение массы и размеров деталей из термопластов [44, 45]**

Материал	Сорбция воды при 23 °С и 50%-ной относительной влажности (равновесное состояние)		Сорбция воды в воде при 20 °С (состояние насыщения)	
	увеличение массы, %	линейное удлинение по отношению к сухому состоянию, %	увеличение массы, %	линейное удлинение по отношению к сухому состоянию, %
ПА 66	2,5...3	1,1...1,2	8...9	2,3...2,8
ПА 66 + 30% СВ	1...1,5	0,15	5	0,4...0,6
ПА 6	3,5...4	1,1...1,3	9,5...10	2,8...3
ПА 6 +30% СВ	1,5...2	0,15	5,5	0,4...0,6
ПОМ	0,3	0,1	0,8	0,35
ПЭТФ	0,3	0,05	0,6	0,1
ПБТ	0,25	0,05	0,5	0,1
ПА 11	0,8	0,3	1,8	0,6
ПА 12	0,8	0,3	1,5	0,6

2. *При формировании бокового зазора регулировкой межосевого расстояния* исключаются явления интерференции профилей при нарезании зубчатых венцов с дополнительным смещением исходного контура инструмента; обеспечивается повышенная прочность зубьев. Однако этот способ не годится, например, при нескольких парах сопряженных зубчатых колес, закрепленных или вращающихся на параллельных валах. Кроме того, при раздвижке осей уменьшается длина активного профиля и коэффициент перекрытия передачи.

Требуемое увеличение межосевого расстояния Δa_w рассчитывается с учетом погрешностей изготовления и монтажа, а также деформаций, обусловленных изменением температуры и водопоглощением, по формуле

$$\Delta a_w = \frac{F_{i1}' + F_{i2}'}{2} + a_w \left[\Delta T \left(\frac{\alpha_{п1} z_1}{z_\Sigma} + \frac{\alpha_{п2} z_2}{z_\Sigma} - \alpha_к \right) + \right.$$
$$\left. + \frac{1}{z_\Sigma} (\Delta к_{п1}^{da} z_1 + \Delta к_{п2}^{da} z_2) \right] + g_r , \qquad (2.47)$$

где F_{i1}', F_{i2}' — допуск на кинематическую погрешность шестерни и колеса соответственно определяемый по формуле:

$$F_i' = F_p + f_f ;$$

(F_p — допуск на накопленную погрешность шага зубчатого колеса, f_f — допуск на погрешность профиля зуба); F_i' принимается по табл. 2.9; ΔT — температурный интервал, °С; $\alpha_{п1}$, $\alpha_{п2}$, $\alpha_к$ — коэф-

Таблица 2.9. **Допуск F_i' на кинематическую погрешность зубчатого колеса, мкм**

Степень точности	ГОСТ	Модуль, мм	Делительный диаметр d, мм									
			до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 101	св. 101 до 125	св. 125 до 200	св. 200 до 315	св. 315 до 400
6	9178-81	от 0,1 до 0,5	23	24	26	29	32	37	37	43	—	—
		св. 0,5 до <1,0	24	25	27	30	33	38	38	44	48	53
	1643-81	от 1,0 до 3,5	24	28	30	33	40	40	53	54	72	72
7	9178-81	от 0,1 до 0,5	31	33	35	39	44	51	51	59	—	—
		св. 0,5 до < 1,0	32	34	36	40	45	52	52	60	66	73
	1643-81	от 1,0 до 3,5	33	39	43	47	56	56	74	76	103	103
8	9178-81	от 0,1 до 0,5	43	45	49	53	61	71	71	81	—	—
		св. 0,5 до < 1,0	45	47	51	55	63	73	73	83	93	103
	1643-81	от 1,0 до 3,5	46	54	59	64	77	77	104	108	143	143

Примечания: 1. Допуск на кинематическую погрешность зубчатого колеса $F_i' = F_p + f_f$, где F_p — допуск на накопленную погрешность шага зубчатого колеса (табл. 5 ГОСТ 9187—81, табл. 7 ГОСТ 1643—81); f_f — погрешность профиля зуба (табл. 6 ГОСТ 9187—81, табл. 8 ГОСТ 1643—81).

2. Допуск на кинематическую погрешность зубчатой передачи $F_{i0}' = F_{i1}' + F_{i2}'$.

фициенты термического линейного расширения соответственно шестерни, колеса и корпуса редуктора; $\kappa_{п1}$, $\kappa_{п2}$ — водопоглощение материала шестерни и колеса, мм/мм; g_r — радиальный зазор в подшипниках (см. табл. 2.13).

При определении Δa_w предварительно рассчитывают основные параметры передачи α_{tw}, a, a_w (см. табл. 2.1). Боковой зазор по начальной окружности j_w рассчитывают по формуле [20]:

$$j_w = 2a_w\left[\text{inv}\,\alpha_{tw} - \text{inv}\,\alpha_t - \left(\frac{a_w}{a} - 1\right)\text{tg}\,\alpha\right]. \qquad (2.48)$$

2.2.6. Примеры расчета

Пример 1. Произвести проверочный расчет зубчатой передачи по следующим исходным данным: m = 0,3 мм; z_1 = 25; z_2 = 100; $x_1 = x_2$ = 0; b_w = 4 мм. Исходный контур — по ГОСТ 9587—81, степень точности — 7-F по ГОСТ 9178—81. Водопоглощение при равновесных условиях согласно табл. 2.8 $\Delta_к M$ = 3,5%; изменение линейных размеров в результате сорбции воды $\Delta_к d$ = 1,0%, диапазон рабочих температур T = ±60 °С; материал шестерни z_1 — сталь; ($\alpha_к = 10^{-5}$ °С$^{-1}$), колеса z_2 — полиамид ПА6 ($\alpha_п = 10 \cdot 10^{-5}$ °С$^{-1}$), корпуса редуктора — сталь ($\alpha_к = 10^{-5}$ °С$^{-1}$); номинальные размеры (мм): d_1 = 7,5, d_2 = 30; d_{b1} = 7,048; d_{b2} = 28,191; d_{a1} = 8,1; d_{a2} = 30,6; a_w = 18,75; ε_α = 1,7. Показатели точности (мкм): f_a = = ±22; F_{r1} = 19; F_{r2} = 25; Δd_1 = —22 ($h8$); Δd_2 = —39 ($h8$); $F_{d1} = F_{d2}$ = 16; f_{pb} = ±10; f_x = 9; f_y = 5; F_β = = 9. Поля допусков диаметров вершин зубьев и параметры F_d, Δd выбираем по табл. 2.10, 2.11 и 2.12 [37].

Термические деформации колес и корпуса (мкм):

$$\Delta_T d_{a1} = d_{a1}\alpha_{1м}\Delta T;$$

$$\Delta_T d_{a2} = d_{a2}\alpha_{2п}\Delta T;$$

$$\Delta_T a_w = a_w\alpha_к\Delta T$$

— при ΔT = + 40°; $\Delta_T d_{a1} \approx 3$; $\Delta_T d_{a2}$ = 122; $\Delta_T a_w$ = 8;
— при ΔT = — 80°; $\Delta_T d_{a1}$ = — 7; $\Delta_T d_{a2}$ = — 245; $\Delta_T a_w$ = — 15.

Таблица 2.10. **Поля допусков диаметров вершин зубьев цилиндрических колес с m < 1 мм**

Степень точности зубчатого колеса	Вид сопряжения	Поле допуска
6	H, G	h6
6	F, E, D	h7
7	H, G	h7
7	F, E, D	h8, h9
8	H, G, F, E, D	h8, h9
9	F, E, D	h9, h10
9	C, B, A	h10, h11
10	C, B, A	h11, h12
11	C, B, A	h12, h13
12	C, B, A	h14

Таблица 2.11. **Ограниченный диапазон допусков на радиальное биение диаметра вершин зубьев F_d цилиндрических колес с m < 1 мм, мкм**

Степень точности	Модуль m, мм	Делительный диаметр d, мм							
		до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 200	св. 200 до 315
6	≤0,5	8	8	10	12	12	16	20	—
	>0,5	10	10	12	16	16	16	20	25
7	≤0,5	12	12	16	16	20	20	25	—
	>0,5	16	16	16	20	20	25	30	30
8	≤0,5	16	16	16	20	20	25	30	—
	>0,5	20	20	20	25	25	30	30	40

1. Определение суммарного наименьшего смещения производящего исходного контура с целью получения гарантированного бокового зазора в передаче при ΔT = + 40 °С и $\Delta_к d_a$ = 10 мкм.

1.1. Гарантированный боковой зазор $j_{n\min}$ при сопряжении F и a_w = 18,75 мм — по табл. 9 ГОСТ 9178—81 — $j_{n\min}$ = 11 мкм.

1.2. Боковой зазор для компенсации термических деформаций зубчатых колес — по формуле (2.38)

$$\Delta j_{n\min T} = \left[\left(\frac{7,5}{2}\cdot 10^{-5} + \frac{30}{2}\cdot 10^{-4}\right)\cdot 40 - 18\cdot 10^{-5}\cdot 40\right] 2\sin 20° = 0,037\,\text{мм}.$$

Таблица 2.12. **Значения нижних отклонений диаметров вершин зубьев Δd и допусков на радиальное биение диаметра вершин зубьев F_d цилиндрических колес с $m < 1$ мм**

Назначение наружного цилиндра колеса заготовки	Δd	F_d
Для выверки установки зубчатого колеса на станке	По h14—h17 ГОСТ 25349—88, но не менее $0{,}1m$ для 3-7-й степеней точности и $0{,}2m$ для 8-12-й степеней точности	$F_d = 0{,}6F_r$ (F_r по табл. 6 ГОСТ 1643—81)
В качестве базы для контроля размеров зубьев	$\Delta d = 0{,}5\ T_H$ (T_H по табл. 15 ГОСТ 1643—81)	$F_d = 0{,}25T_H$
В качестве базы для контроля размеров зубьев с учетом диаметра	По h14—h17 ГОСТ 25349—88	$F_d = 0{,}25T_H$
Не используется для выверки установки колеса и для контроля размеров зубьев	По h14—h17 ГОСТ 25349—88	$F_d = 0{,}1\ m$

1.3. Боковой зазор, предназначенный для компенсации деформаций, обусловленных водопоглощением, — по формуле (2.40)

$$\Delta j_{n\min к} = \frac{30}{2} \cdot 0{,}010 \cdot 2 \cdot \sin 20° = 0{,}103 \text{ мм}.$$

1.4. Суммарный гарантированный боковой зазор по формуле (2.33):

$$j_{n\min T,к} = 0{,}011 + 0{,}037 + 0{,}103 = 0{,}151 \text{ мм}.$$

1.5. Компенсация уменьшения бокового зазора из-за погрешностей изготовления колес и монтажа передачи — по формуле (2.30):

$$K_i = \sqrt{(0{,}022 \cdot 2 \cdot \sin 20°)^2 + 2 \cdot 0{,}010^2 + 2 \cdot 0{,}009^2 + (0{,}009 \cdot \sin 20°)^2 + \ldots} \ldots$$

$$\ldots \sqrt{+ (0{,}009 \cdot \sin 20°)^2 + (0{,}005 \cdot \cos 20°)^2} = 0{,}025 \text{ мм}.$$

1.6. Суммарное наименьшее смещение исходного контура — по формуле (2.32):

$$E_{Hs1} + E_{Hs2} = -\left(\frac{0{,}151 + 0{,}025}{4 \sin 20°}\right) = 0{,}129 \text{ мм}.$$

1.7. Распределение $E_{Hs1} + E_{Hs2}$ по колесам. Выбираем по табл. 10 ГОСТ 9178—81 или по дополнительной табл. 2.14 вид сопряжения с показателями $E_{Hs1,2}$, соответствующими рассчитанной суммарной величине наименьшего смещения исходного контура. Принимаем степень точности 8-D с показателями $E_{Hs1} = 50$ мкм (для $d_1 = 7{,}5$ мм) и $E_{Hs2} = 60$ мкм (для $d_2 = 30$ мм), полагая, что при экстремальных условиях разница 0,011 мм между требуемым и рассчитанным боковым зазорами будет скомпенсирована за счет выборки минимального гарантированного бокового зазора $j_{n\min} = 11$ мкм.

2. При допусках на смещение исходного контура $T_{H1} = 40$ мкм и $T_{H2} = 48$ мкм имеем следующие значения минимальных $x^д_{1,2\min}$ и максимальных $x^д_{1,2\max}$ коэффициентов дополнительного смещения исходного контура:

$$x^д_{1\min} = -\frac{E_{Hs1}}{m} = -\frac{0{,}050}{0{,}3} = -0{,}167;$$

$$x^д_{1\max} = -\frac{E_{Hs1} + T_{H1}}{m} = -\frac{0{,}050 + 0{,}040}{0{,}3} = -0{,}30;$$

$$x^д_{2\min} = -\frac{E_{Hs2}}{m} = -\frac{0{,}060}{0{,}3} = -0{,}20;$$

$$x^д_{2\max} = -\frac{E_{Hs2} + T_{H2}}{m} = -\frac{0{,}060 + 0{,}048}{0{,}3} = -0{,}36.$$

3. Минимальный коэффициент смещения, при котором исключается подрезание зубьев шестерни, рассчитываем по формуле для $x_{1\min}$ по табл. 2.1 или определяем по номограмме (рис. 8, приложение 1, ГОСТ 16532—70):

$$x_{1\min} = 2 - 1 - \frac{25 \cdot \sin^2 20°}{2} = -0{,}462.$$

Условие $x^д_{1\max} < x_{1\min}$ выполняется.

4. Рассчитываем коэффициент перекрытия при наиболее неблагоприятных условиях эксплуатации — $\Delta T = -80$ °С по формулам (2.6), (2.9), (2.11):

$$d_{a1\min} = d^N_{a1} - \sqrt{F^2_{da1} + \Delta d^{\,2}_{a1}} - \Delta_T d_{a1} =$$

$$= 8{,}1 - \sqrt{0{,}016^2 + 0{,}022^2} - 8{,}1 \cdot 10^{-5} \cdot 80 = 8{,}066 \text{ мм};$$

$$d_{a2\min} = d_{a2}^N - \sqrt{F_{da2}^2 + \Delta d_{a2}^2} - \Delta_T d_{a2} =$$

$$= 30{,}6 - \sqrt{0{,}016^2 + 0{,}039^2} - 30{,}6 \cdot 10^4 \cdot 80 = 30{,}619 \text{ мм}.$$

Радиальный зазор g_r в подшипниках выбираем по табл. 5.11, для группы зазоров 8 (g_r = 20 мкм) и рассчитываем $a_{w\max}$

$$a_{w\max} = a_w + f_a F_{r1}/2 + F_{r2}/2 - \Delta_T a_w + 2g_r =$$

$$= 18{,}75 + 0{,}022 + 0{,}019/2 + 0{,}025/2 - 18{,}75 \cdot 10^{-5} \cdot 80 + 2 \cdot 0{,}020 =$$

$$= 18{,}819 \text{ мм}.$$

Коэффициент перекрытия рассчитываем по формуле (2.11):

$$\varepsilon_\alpha = \frac{0{,}5\left[\sqrt{8{,}066^2 - 7{,}078^2} + \sqrt{30{,}619^2 - 28{,}191^2}\right] - 18{,}819 \cdot \sin 20^\circ}{\pi \cdot 0{,}3 \cdot \cos 20^\circ} =$$

$$= 1{,}464.$$

Условие $\varepsilon_\alpha > 1$ удовлетворяется.

5. Проверка радиального зазора в передаче при $\Delta T = +40$ °С по формулам (2.28), (2.29), (2.24):

$$c_1 = \frac{1}{2} \Delta T \left[d_{a2}\, \alpha_{п2} - 2a_w \alpha_к\right] + \Delta_к d_{a2} =$$

$$= \frac{1}{2} \cdot 40 \left(30{,}6 \cdot 10^{-4} - 2 \cdot 18{,}75 \cdot 10^{-5}\right) = 0{,}207 \text{ мм}.$$

$$c_2 = \sqrt{f_a^2 + (F_{d1}/2)^2 + (F_{d2}/2)^2} =$$

$$= \sqrt{0{,}22^2 + (0{,}016/2)^2 + (0{,}016/2)^2} = 0{,}025 \text{ мм}.$$

$$c_3 = 0{,}05m = 0{,}05 \cdot 0{,}5 = 0{,}015 \text{ мм}.$$

$$c' = c_1 + c_2 + c_3 = 0{,}207 + 0{,}025 + 0{,}015 = 0{,}247 \text{ мм}.$$

Зазор $c_{\min}$ рассчитываем по формуле (2.25):

$$c_{\min} = c + E_{Hs1} + E_{Hs2} = 0{,}4 \cdot 0{,}3 + 0{,}050 + 0{,}060 = 0{,}230 \text{ мм}.$$

Условие (2.27) $c' < c_{\min}$ (0,247 > 0,230) не выполняется.

Для удовлетворения условию (2.27) необходимо выполнить одно (или одновременно несколько) из следующих мероприятий:

— скорректировать диаметр(ы) вершин зубьев;

— использовать при отливке пластмассовых колес металлические армирующие вставки;

— обеспечить повышение точности применяемых колес.

Произведем корректировку диаметров вершин зубьев колес на величину $\Delta d_{a1,2}$ = 0,017 мм:

$$d_{a1\min} = 8{,}064 - 0{,}007 = 8{,}057 \text{ мм};$$

$$d_{a2\min} = 30{,}615 - 0{,}010 = 30{,}605 \text{ мм}.$$

Проверим условие $\varepsilon_\alpha > 1$:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{0{,}5\left[\sqrt{8{,}057^2 - 7{,}078^2} + \sqrt{30{,}605^2 - 28{,}191^2}\right] 18{,}819 \sin\alpha}{\pi\, 0{,}3 \cos 20^\circ} = 1{,}245$$

Условие $\varepsilon_\alpha > 1$ выполняется.

Пример 2. Для передачи с зубчатыми колесами m = 0,5 мм; z_1 = 58; z_2 = 98; $x_1 = x_2 = 0$; исходный контур по ГОСТ 9587—81 d_{a1} = 30 мм; d_{a2} = 50 мм; a_w = 39 мм; рассчитать с помощью графиков (рис. 2.4, 2.5, 2.6) суммарное наименьшее смещение исходного контура для компенсации изменения размеров вследствие термического расширения и водопоглощения и распределить его между колесами. Рабочая температура T = 60 °С (ΔT = = 40 °С), рабочее состояние соответствует хранению на воздухе с относительной влажностью 93% в течение 5 суток, функционально требуемый вид сопряжения D по ГОСТ 9178—81.

Для сопряжения D при a_w = 39 мм по табл. 9 ГОСТ 9178—81 имеем $j_{n\min}$ = 39 мкм. Из рис. 2.4 при a_w = 39 мм и T = 60 °С определяем g_1 = 1,2, затем по формуле (2.41) рассчитываем

$$\Delta j_{n\min T} = 1{,}2 \cdot 10 \cdot 10^{-5}/10^{-6} = 120 \text{ мкм}.$$

Определяем наименьшее смещение исходного контура ΔE_{HsT}, необходимое для компенсации термического расширения колеса при увеличении температуры до 60 °С. По рис. 2.4 коэффициент g_2 = 1,5. По формуле (2.43) рассчитываем:

$$\Delta E_{HsT} = 1{,}5 \cdot 10 \cdot 10^{-5}/10^{-6} = 150 \text{ мкм}.$$

Увеличение диаметров вершин зубьев колес при водопоглощении при $g_3 = 1$ (табл. 2.6) по рис. 2.5 — $\Delta d' = 0{,}7\%$. Тогда изменение диаметров $d_{a1,2}$, %:

$$\Delta (d_{a1} + d_{a2}) = \Delta d' g_3 = 0{,}7 \cdot 1 = 0{,}7\%;$$

в линейных единицах:

$$\Delta (d_{a1} + d_{a2}) = 0{,}007 \cdot (30 + 50) = 0{,}560 \text{ мм}.$$

Из рис. 2.6 имеем $\Delta j_{n\min к} = 200$ мкм и $E_{Hsк} = 300$ мкм.

Таким образом, суммарное наименьшее смещение исходного контура, рассчитываемое по формуле (2.46):

$$E_{n\min T,к} = 39 + 150 + 300 = 489 \text{ мкм}.$$

Распределение $\Delta j_{n\min T,к}$ между колесами производим с учетом данных таблицы 2.13 — компенсация изменений размеров в результате термических деформаций и деформаций от водопоглощения возможна при изготовлении колес по сопряжению *A*, степень точности — 12-я; $E_{Hs1} = 260$ мкм; $E_{Hs2} = 300$ мкм.

Пример 3. Рассчитать увеличение межосевого расстояния передачи, исходные данные которой приведены в предыдущем примере. Допуски на кинематическую погрешность принять по табл. 2.9. Радиальный зазор в подшипниках — по табл. 5.11 для посадки 7.

Рассчитываем Δa_w по формуле (2.47):

$$\Delta a_w = \frac{0{,}035+0{,}039}{2} + 39\left[40\left(\frac{10 \cdot 10^{-5} \cdot 58}{156} + \frac{10 \cdot 10^{-5} \cdot 98}{156} - 1 \cdot 10^{-5}\right) + \right.$$

$$\left. + \frac{(0{,}007 \cdot 58 + 0{,}007 \cdot 98)}{156}\right] + 0{,}020 = 0{,}506 \text{ мм}.$$

Таким образом, фактическое межосевое расстояние

$$a_w' = 39{,}506 \text{ мм}.$$

Таблица 2.13. **Наименьшее дополнительное смещение исходного контура E_{Hs} для колес $m < 1$ мм, сопряжения видов С, В и А (рекомендуемое дополнение к ГОСТ 9178—81)**

Вид сопряжения	Степень точности	Делительный диаметр d, мм				
		до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80
С	3—6	30	43	52	62	74
	7	40	50	60	70	80
	8	40	50	60	70	90
	9	50	60	70	80	100
В	3—6	50	70	85	100	120
	7	70	80	90	110	140
	8	70	80	100	120	140
	9	75	90	110	130	160
	10	80	100	120	140	160
А	3—6	80	110	130	160	190
	7	100	120	140	170	200
	8	110	130	150	190	220
	9	120	150	170	210	250
	10	130	160	180	220	280
	11	140	170	200	240	280
	12	150	180	210	260	300

Примечание: Значения E_{Hs} рассчитаны по зависимостям табл. 2, приложение 2 ГОСТ 1643—81; для сопряжения С — IT9; В — IT10; А — IT11. Увеличение E_{Hs} для степени точности 7 — $C = 10\%$; 8 — 20; 9 — 30; 10 — 40; 11 — 50; 12 — $C = 60\%$.

2.2.7. Блокирующие контуры для зубчатых передач с пластмассовыми колесами

Противоречивость и многообразие факторов, влияющих на геометрию реальной металлополимерной зубчатой передачи, или передачи, оба колеса которых пластмассовые, затрудняют задачу выбора оптимальных значений коэффициентов смещения. Задача усложняется необходимостью учитывать в расчетах не только усадку, погрешности изготовления и монтажа, температурные деформации и изменение размеров вследствие поглощения воды, но и то, что указанные факторы зависят от размеров рассчитываемых колес и модуля зацепления. Естественно поэтому стремление облегчить эти громоздкие расчеты путем разработки блокирующих контуров, при построении которых учитывались бы ука-

занные выше особенности передач с пластмассовыми колесами. Используются [15] два типа блокирующих контуров: один в обычной системе координат x_1—x_2, второй, так называемый трехмерный блокировочный контур, строится в системе координат: дополнительный коэффициент смещения шестерни $x_{д1}$ — дополнительный коэффитциент смещения колеса $x_{д2}$ — температурный градиент ΔT. В обоих случаях блокирующий контур строится для конкретной передачи определенной степени точности с учетом возможных деформаций колес и корпуса передачи в выбранном диапазоне температур.

При построении изолиний контура выбирается неблагоприятное сочетание названных выше факторов, ведущее к ужесточению рассматриваемого ограничения или ухудшению рассматриваемого качественного показателя. При этом руководствуются следующими общими соображениями, определяющими влияние погрешностей и деформаций на расположение линий блокирующего контура.

1. Предельное отклонение диаметров окружностей вершин — способствует сужению поля блокирующего контура вследствие уменьшения коэффициента перекрытия. Одновремено уменьшается опасность интерференции и полной выборки радиального зазора. Аналогичный эффект дает уменьшение температуры и водопоглощения.

2. Увеличение температуры и влажности окружающей среды накладывает более жесткие ограничения по интерференции профилей зубьев.

3. Биение окружности вершины зубьев F_{da} и радиальное биение зубчатого венца F_r при одних углах поворота снижают коэффициент перекрытия, при других — увеличивают опасность интерференции. Аналогично влияние соответственного верхнего $+f_a$ и нижнего $-f_a$ предельных отклонений межосевого расстояния, а также колебания межосевого расстояния в температурном поле.

4. Дополнительное смещение исходного контура, определяемое наименьшим смещением производящего исходного контура E_{Hs} и допуском на смещение T_H, снижает опасность интерференции вследствие уменьшения диаметра впадин; в результате среза участка эвольвенты у вершины зуба уменьшается коэффициент перекрытия, снижается опасность интерференции. Одновременно увеличивается опасность подрезания зубьев, снижается вероятность полной выборки радиального зазора.

Для реальных передач с литыми пластмассовыми колесами в расчетные уравнения линий блокирующих контуров вводятся

параметры, учитывающие усадку материала и дополнительное смещение исходного контура зубчатой матрицы, в которой изготавливается зубчатое колесо. Введение в расчетные зависимости коэффициента усадки облегчается благодаря упоминавшейся ранее аналогии между процессами усадки и термического расширения. При этом представляется целесообразным использовать в качестве одного из параметров уравнений произведение $\alpha_п \Delta T$, влияние которого эквивалентно влиянию коэффициента усадки S.

Метод построения трехмерного блокирующего контура в системе координат $x_{д1}$—$x_{д2}$ —ΔT (или $\alpha_п \Delta T$) заключается в том, что область существования конкретной теоретической передачи с заданными z_1, z_2, m, x_1, x_2 определяется в зависимости от величины дополнительных коэффициентов смещения $x_{д1}$ и $x_{д2}$.

Трехмерный блокирующий контур ограничивает разрешенную зону существования реальной зубчатой передачи с пластмассовыми колесами, работающей в определенном интервале температур, позволяет найти дополнительное суммарное смещение исходного контура ΣE_{Hs} и правильно распределить его между зацепляющимися колесами.

Для определения допускаемых значений $x_{д1}$ и $x_{д2}$, обеспечивающих качественное зацепление в выбранном интервале температур T_1—T_2, в координатах $x_{д1}$—$x_{д2}$ строятся два совмещенных в одной плоскости контура-сечения при предельных значениях температуры. Наносимые на такой контур линии ограничивают разрешенную зону по нулевым боковому $j_n = 0$ и радиальному $c = 0$ зазорам, интер-

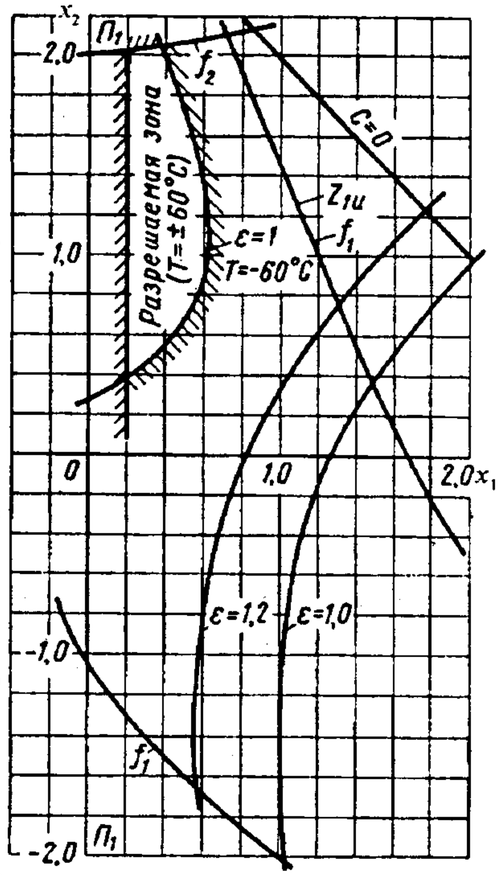


Рис. 2.9. Блокирующий контур для металлополимерной передачи, работающей в температурном поле $T = \pm 60$°C, $m = 0{,}3$ мм, степень точности 7-я по ГОСТ 9178—81, $z_1 = 20$, $z_2 = 100$, $\alpha_м = \alpha_к = 10^{-5}$ °C^{-1}, $\alpha_п = 10^{-6}$ °C^{-1}, пластмассовое колесо без арматуры; предельные изолинии П1—П2 по подрезу зубьев колеса; f_1 и f_2 — заклинивание передачи

ференции, предельному значению коэффициента перекрытия $\varepsilon_\alpha = 1$, предельной величине среза зубьев, заострению и подрезанию зубьев (рис. 2.9).

В тех случаях, когда контуры-сечения крайних значений температурного поля не имеют общей разрешающей зоны, следует либо использовать модифицированный исходный контур с увеличенной высотой зуба, либо вписать в заданное межосевое расстояние передачу с большим модулем, либо уменьшить термические деформации колес, применив армирование, наполненные материалы и др.

Отметим, что блокирующие контуры, построенные в координатах x_1—x_2, целесообразно использовать при расчете передач с крупномодульными колесами, где относительное влияние погрешностей и температурных деформаций не столь существенно. Для мелкомодульных передач, где влияние последних значительно, удобнее пользоваться трехмерными блокирующими контурами в координатах $x_{д1}$—$x_{д2}$— ΔT(или $\alpha_п \Delta T$), позволяющими спроектировать работоспособную передачу путем правильного распределения суммарного смещения производящего исходного контура между сопрягаемыми колесами.

Для передач, у которых возможно регулирование бокового зазора путем изменения межосевого расстояния, построение блокирующего контура производится в координатах Δa_w—ΔT [15].

2.3. РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС В ПАРАМЕТРАХ, НЕ СВЯЗАННЫХ С ПРОИЗВОДЯЩИМ ИСХОДНЫМ КОНТУРОМ

Синтез зубчатой передачи с использованием обобщенной теории эвольвентных зубчатых передач [45] включает синтез зацепления вне зависимости от производящего исходного контура и синтез зубьев (конструирование переходной поверхности зуба). В качестве независимых переменных здесь используют так называемые обобщающие параметры, при этом базовой является основная окружность колеса.

Для полного геометрического описания эвольвентных зубцов при синтезе зацепления в обобщающих параметрах необходимо иметь два основных обобщающих параметра, определяющих положение эвольвенты, и зафиксировать некоторым третьим параметром толщину зубцов на окружности вершин. В качестве основных обобщающих параметров могут быть приняты диаметры основных окружностей $d_{b1,2}$ и один из следующих параметров:

углы профилей $\nu_{1,2}$ на окружности заострения зубцов сопряженных колес пары, углы развернутости эвольвенты на окружности заострения $\nu_{1,2}$, эвольвентные углы профилей зубцов на окружности заострения $\theta_{1,2} = \text{inv}\ \nu_{1,2}$, приращения $\kappa_{1,2} = \dfrac{\Delta s_{1,2}}{d_{b1,2}}$ дуговой толщины зубцов $\Delta s_{1,2}$ на основной окружности по отношению к некоторой исходной толщине и др. Между перечисленными обобщающими параметрами устанавливается соотношение

$$\nu_{1,2} = \nu_{1,2} - \theta_{1,2} = \kappa_{1,2} + \frac{\pi}{z_{1,2}}. \qquad (2.49)$$

Параметр, определяющий относительную толщину зубца на окружности вершин s_a, в долях диаметра основной окружности

$$m_a = s_a / d_b. \qquad (2.50)$$

Расчет зубчатых зацеплений в обобщающих параметрах позволяет не только спроектировать передачу с оптимальными, целенаправленно выбранными геометро-кинематическими и качественными показателями зацепления (снижение динамической нагрузки, увеличение контактной прочности, износостойкости, поверхностной стойкости зубьев против заедания и др.), но и эффективно использовать аппарат обобщенной теории эвольвентных зубчатых передач при расчете формообразующих матриц, предназначенных для изготовления методами формования пластмассовых зубчатых колес, что будет показано ниже.

2.3.1. Методика расчета геометрии цилиндрической зубчатой передачи по обобщающим параметрам

Математический аппарат обобщенной теории эвольвентных зубчатых передач достаточно подробно разработан как для цилиндрических прямозубых [47], так и косозубых [48, 49] передач внешнего зацепления. Фрагменты расчета передач с внутренним зацеплением приведены в работе [50]. Общепринятыми обобщающими параметрами являются d_b, η (или ν) и m_a. Порядок геометрического расчета прямозубой передачи внешнего зацепления представлен ниже [47].

На первом этапе определяются параметры эвольвентного зубца (рис. 2.10). По заданным значениям α_w и ε_α из диаграммы

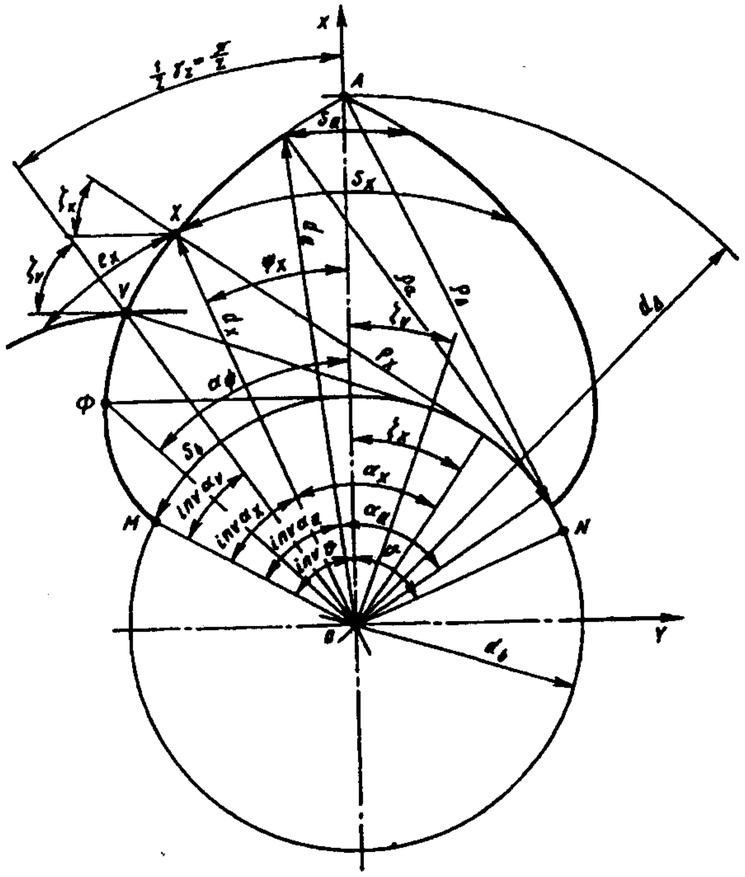


Рис. 2.10. Эвольвентный зубец внешнего зацепления

областей существования [35, 46] определяют один из углов (θ_1 или θ_2), а второй — по уравнению

$$\text{inv } \eta_2 = \frac{(u + 1) \text{ inv } \alpha_w - \text{inv } \eta_1 + \pi/z_1}{u} . \qquad (2.51)$$

При выбранном s_a (обычно принимают $s_a = 0{,}4m$) назначают параметр

$$m_a = s_a/d_b = 1/2{,}5z;$$

диаметры начальных окружностей

$$d_{w1} = 2a_w/(u + 1); \quad d_{w2} = ud_{w1} ;$$

диаметр основной окружности

$$d_b = d_w \cos \alpha_w.$$

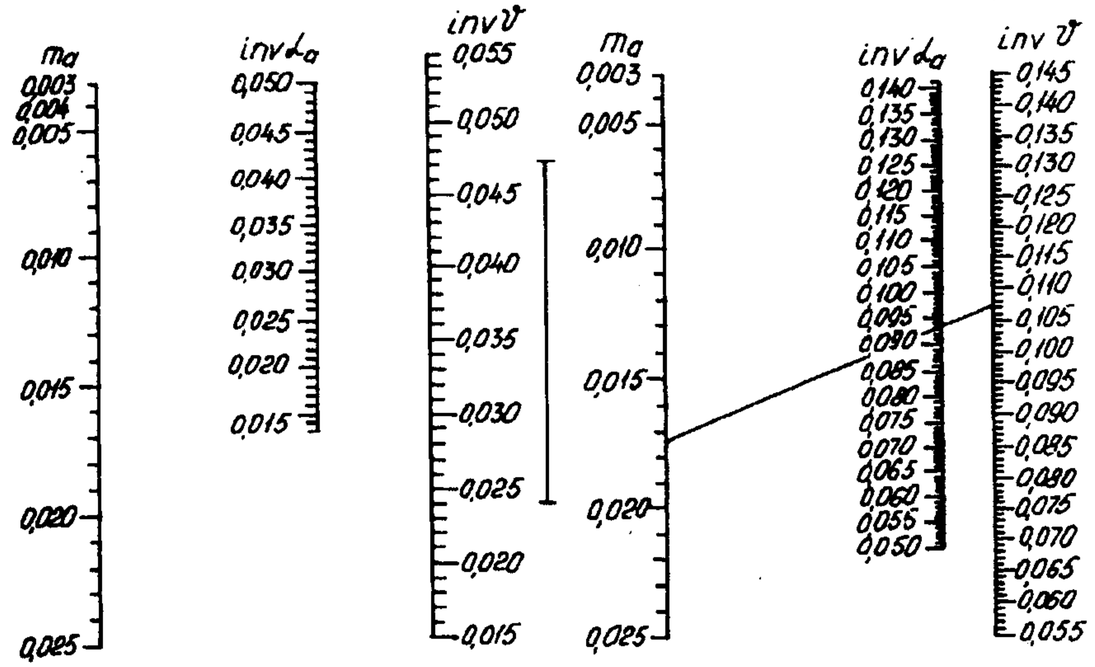


Рис. 2.11. Номограмма для определения угла профиля α_a на окружности вершин зубца при известных значениях ϑ и m_a [35]

Угол профиля α_a на окружности вершин находят по уравнению

$$m_a \cos \alpha_a + \text{inv } \alpha_a - \text{inv } \eta = 0 \qquad (2.52)$$

или по номограмме (рис. 2.11).

Определяют диаметры вершин зубьев

$$d_{a1,2} = d_{b1,2}/\cos \alpha_{a1,2} ; \qquad (2.53)$$

диаметры впадин

$$d_{f1} = 2a_w - d_{a2} - 2c; \qquad (2.54)$$
$$d_{f2} = 2a_w - d_{a1} - 2c;$$

и толщину зуба на начальной окружности

$$s_{w1,2} = d_{w1,2} (\text{inv } \eta_{1,2} - \text{inv } \alpha_w) . \qquad (2.55)$$

Коэффициент торцового перекрытия рассчитывают по формуле (2.11).

На втором этапе расчета определяют параметры производящего реечного контура, обеспечивающие получение проектных параметров колес при отсутствии интерференции и подрезания. Угол профиля α_0 принимают равным углу α_w или близким к нему.

Модуль зацепления

$$m = d_b/(z \cos \alpha_0) . \qquad (2.56)$$

Коэффициенты смещения

$$x_{1,2} = \frac{(\text{inv}\, \theta_{1,2} - \text{inv}\, \alpha_0)z - 0{,}5\pi}{2 \text{ tg } \alpha_0} . \qquad (2.57)$$

Коэффициент высоты прямолинейного участка головки зуба производящего реечного контура ПРК

$$h^*_{al01,2} = (\text{tg}\, \alpha_0 - \text{tg}\, \alpha_{p1,2} + 0{,}001) \frac{z_{1,2} \sin 2\alpha_0}{4} + x , \qquad (2.58)$$

где

$$\text{tg}\, \alpha_{1,2} = \text{tg}\, \alpha_w \mp \frac{z_{2,1}}{z_{1,2}} (\text{tg}\, \alpha_{2,1} - \text{tg}\, \alpha_w) . \qquad (2.59)$$

Соответственно для ножки

$$h^*_{f0} = (\text{tg}\, \alpha_a - \text{tg}\, \alpha_0) \frac{z \sin 2\alpha_0}{4} - x . \qquad (2.60)$$

Коэффициент полной высоты головки зуба ПРК

$$h^*_{a0} = \frac{mz - d_f}{2m} - x . \qquad (2.61)$$

Коэффициент полной высоты ножки зуба ПРК

$$h^*_{f0} = \frac{d_a - mz}{2m} - x . \qquad (2.62)$$

Радиус поверхности притупления продольной кромки зуба ПРК рассчитывают по условию сохранения на поверхности вершин площадки шириной $s^*_{a0}m$:

$$\rho^*_0 = \frac{\pi/4 - 0{,}5s^*_{a0} - h^*_{al0} \text{ tg } \alpha_0}{\cos\alpha_0} , \qquad (2.63)$$

или по условию сохранения рассчитанных выше коэффициентов h^*_{al0} и h^*_{a0}:

$$\rho^*_0 = \frac{h^*_{a0} - h^*_{al0}}{1 - \sin\alpha_0} . \qquad (2.64)$$

Из двух найденных значений ρ^*_0 выбирают меньшее. Коэффициенты высоты головки и ножки обычно разные для шестерни и колеса. При небольшом различии синтезируют общий профиль исходного контура, принимая для него больший из вычисленных коэффициентов h^*_{a0} и h^*_{f0}. При этом проверяют отсутствие подрезания по формуле

$$\text{tg}\, \alpha_l = \text{tg}\, \alpha_0 - \frac{4\,(h^*_{al0} - x)}{z \sin 2\alpha_0} , \qquad (2.65)$$

где

$$h^*_{al0} = h^*_{a0} - \rho^* (1 - \sin \alpha_0) . \qquad (2.66)$$

Пример расчета зубчатой передачи в обобщающих параметрах приведен в табл. 2.14.

2.3.2. Использование обобщающих параметров при расчете коэффициентов технологической усадки

Как показано в [51, 52], аппарат обобщающих параметров весьма удобен для описания изменения геометрии зубчатого венца при усадке. Обычно для описания усадки зубчатых колес используют коэффициент усадки, рассчитываемый по результатам измерения диаметра окружности вершин зубьев колеса $d^{\text{к}}_a$ и матрицы $d^{\text{м}}_a$. По величине этого параметра накоплен большой объем статистических данных [52, 53].

Таким образом, в качестве основных параметров модели усадки зубчатого венца принимают диаметр окружности вершин зубьев. Коэффициент усадки по окружности вершин зубьев колеса

Таблица 2.14. **Результаты расчета геометрии зубчатой передачи в обобщающих параметрах**

	Определяемый параметр	Расчетная формула	Числовые значения параметра	
			колесо 1	колесо 2
1	Число зубьев, z		34	50
2	Относительная толщина зубьев на окружности вершин, m_a	$m_a = s_a / d_b$ (задано $m_a = 0{,}4/z$)	0,01176	0,00800
3	Углы профиля на окружности заострения зубцов, ν	по номограмме рис. 2.11	32,20° inv ν_1 = 0,0677376	29,40° inv ν_2 = 0,0803442
4	Угол профиля в точке на вершине зуба, $\alpha_{1,2}$	по номограмме рис. 2.11	30,71°	28,10°
5	Уточненные значения ν при принятых α функция, inv ν угол, ν	inv $\nu = m_a \cos \alpha_a$ + inv α_a inv ν = 0,01176 cos 30,71° + inv 30,71° inv ν = 0,00800 cos 28,1° + inv 28,1°	0,06815 32,26°	0,05034 29,42°
6	Угол зацепления, α_w	$\text{inv}\,\alpha_w = \frac{1}{1+u}\left(\text{inv}\,\nu_1 + u\,\text{inv}\,\nu_2 - \frac{\pi}{z_1}\right)$, где $u = z_2/z_1$ $\text{inv}\,\alpha_w = 0{,}404762(0{,}006815 + 1{,}470588 \cdot 0{,}05034 - \frac{\pi}{34})$	22,04°	
7	Межосевое расстояние, a_w, мм	$a_w = \frac{1}{2}(1+u)\sec\alpha_w \cdot d_{b1}$, $a_w = \frac{1}{2}(1 + 1{,}470588)\sec 22{,}04° \cdot d_{b1}$	$1{,}332684 d_{b1}$	

Продолжение таблицы 2.14

	Определяемый параметр	Расчетная формула	Числовые значения параметра	
			колесо 1	колесо 2
8	Коэффициент перекрытия, ε_α	$\varepsilon_\alpha = \frac{z}{2\pi}[\text{tg}\,\alpha_{a1} + u\,\text{tg}\,\alpha_{a2} - (1+u)\,\text{tg}\,\alpha_w]$, $\varepsilon_\alpha = \frac{34}{2\pi}[0{,}593992 + 1{,}470588 \cdot 0{,}53395 - (1+1{,}470588) \cdot 0{,}404838]$	2,05	
9	Углы профиля нижних активных точек активного профиля, $\alpha_{p1,2}$	$\alpha_p = \text{arctg}\,[(1+u)\text{tg}\alpha_w - u\text{tg}\alpha_{1,2}]$, $\alpha \geq 0$, $\alpha_{p1} = \text{arctg}\,[(1+1{,}470588)\,\text{tg}\,22{,}04° - 1{,}470588\,\text{tg}\,30{,}71°]$, $\alpha_{p2} = \text{arctg}\,[(1+1{,}470588)\,\text{tg}\,22{,}04° - 1{,}470588\,\text{tg}\,28{,}10°]$	7, 22°	
10	Угол профиля производящего реечного контура (ПРК), α	$\alpha = \frac{1}{2}(\alpha_a + \alpha_p)$, $\alpha = \frac{1}{2}(30{,}71° + 7{,}22°) = 18{,}96°$ $\alpha = \frac{1}{2}(28{,}10° + 12{,}13°) = 20{,}11°$ Принимаем $\alpha = 20°$	20°	
11	Высота головки зуба ПРК при нарезании колеса $z_1 = 34$, h_{a1}, мм	$h_{a1} = \frac{1}{2}(\text{tg}\,\alpha - \text{tg}\,\alpha_p)\sin\alpha\, d_{b1}$ $h_{a1} = \frac{1}{2}(0{,}363970 - 0{,}126684) d_{b1}$	$0{,}040578 d_{b1}$	—
12	Высота зуба ПРК, при нарезании колеса $z_1 = 34$, $h_{\text{п}}$, мм	$h_{\text{п}} = [\frac{1}{2}(\text{tg}\,\alpha_a - \text{tg}\,\alpha_p)\sin\alpha + j\sin\alpha + \Delta h]\, d_{b1}$ $h_{\text{п}} = [\frac{1}{2}(0{,}593992 - 0{,}126684) \cdot 0{,}342020 + 0{,}001 \cdot 0{,}342020 + 0{,}011143]\, d_{b1}$	$0{,}085486 d_{b1}$	—

Продолжение таблицы 2.14

	Определяемый параметр	Расчетная формула	Числовые значения параметра	
			колесо 1	колесо 2
13	Коэффициенты Δh_{min}	$\Delta h_{min} = \frac{1}{2} \sec \alpha_a \, [1 - \cos(\alpha_a - \alpha)] \, d_{b1}$ $\Delta h_{min} = \frac{1}{2} \sec 30{,}71^\circ \, [1 - \cos(30{,}71^\circ - 20^\circ)] \, d_{b1}$	$0{,}010130 d_{b1}$	
	Δh	$\Delta h = 1{,}1 \, \Delta h_{min}$ $\Delta h = 1{,}1 \cdot 0{,}010130 d_{b1}$		
	j	$0 \le j \le 0{,}001$	$0{,}011143 d_{b1}$	
14	Толщина зуба на длительной прямой, s_α, мм	$s_\alpha = \left(\frac{\pi}{z} + \text{inv}\alpha - \text{inv}\nu\right) \sec \alpha \, d_{b1}$ $s_\alpha = \left(\frac{\pi}{34} + 0{,}014904 - 0{,}06815\right) \sec 20^\circ d_{b1}$	$0{,}041666 d_{b1}$	
15	Радиус скругления зуба ПРК при $W = 0$, ρ_i, мм	$\rho_i = \left[\frac{1}{2}(s_\alpha - W) - h_a \operatorname{tg} \alpha\right] \sec \alpha$ $\rho_i = \left[\frac{1}{2}(0{,}041666 d_{b1} - 0) - 0{,}040578 d_{b1} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ\right] \sec 20^\circ$	$0{,}006453 d_{b1}$	
16	Высота скругления головки зуба, C, мм	$C = \rho_i (1 - \sin \alpha)$ $C = 0{,}006453 d_{b1} (1 - \sin 20^\circ)$	$0{,}004246 d_{b1}$	

Продолжение таблицы 2.14

	Определяемый параметр	Расчетная формула	Числовые значения параметра	
			колесо 1	колесо 2
17	Высота скругления ножки зуба, C_0, мм	$C_0 = \frac{\frac{1}{2}\left(\frac{\pi}{z} \sec\alpha \, d_b - s_\alpha\right) - (h_l - h_a) \operatorname{tg} \alpha}{\cos\alpha} (1 - \sin\alpha)$ $C_0 = \frac{\frac{1}{2}\left(\frac{\pi}{34} \cdot 1{,}064177 d_{b1} - 0{,}041666 d_{b1}\right) -}{\cos 20^\circ}$ $\ldots \frac{- (0{,}085486 d_{b1} - 0{,}040578 d_{b1}) \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 20^\circ} (1 - \sin 20^\circ)$	$0{,}008393 d_{b1}$	
18	Смещение ПРК при нарезании колеса z_2, x_2	$x_2 = \frac{1}{2} s_\alpha \operatorname{ctg}\alpha + \frac{1}{2} \operatorname{cosec}\alpha \;\; u(\text{inv}\, \nu - \text{inv}\, \alpha - \frac{\pi}{z}) \, d_{b1} > x_{min}$ $x_{min} = h_{a1} - \frac{1}{2} \sin\alpha \operatorname{tg}\alpha \cdot d_{b1}$ $x_2 = \frac{1}{2} 0{,}041666 d_{b1} \operatorname{ctg} 20^\circ + \frac{1}{2} \operatorname{cosec} 20^\circ \cdot 1{,}470588 \, (0{,}05034 -$ $- 0{,}014904 - 0{,}062832) \, d_{b1}$ $x_{min} = 0{,}040578 d_{b1} - \frac{1}{2} \sin 20^\circ \operatorname{tg} 20^\circ \cdot d_{b1}$ $x_2 > x_{min}$	—	$-0{,}001658 d_{b1}$ $-0{,}021664 d_{b1}$
19	Диаметры окружностей вершин зубьев, $d_{a1,2}$, мм	$d_a = d_b \sec \alpha_a$ $d_{a1} = \frac{1}{\cos 30{,}71^\circ} d_{b1}$ $d_{a2} = \frac{z_1}{z_2} \frac{1}{\cos 28{,}10^\circ} d_{b1}$	$1{,}163111 d_{b1}$	$1{,}667093 d_{b1}$

Продолжение таблицы 2.14

	Определяемый параметр	Расчетная формула	Числовые значения параметра	
			колесо 1	колесо 2
20	Проверка достаточности полученного диаметра d_{a1} для шестерни	$\frac{\sec\alpha\, d_{b1}}{2} + x + h_l - h_a + C_0 - \frac{d_{a1}}{2} > 0$ $\frac{\sec 20^\circ \cdot d_{b1}}{2} + [0+0{,}085486-0{,}040578+ 0{,}008393-1{,}163111/2]\, d_{b1} > 0$	$0{,}003834\, d_{b1} > 0$	
21	Приведенный радиус кривизны в полюсе зацепления — для шестерни, $\rho_{пр1}$ — для колеса, $\rho_{пр2}$	$\rho_{пр} = \frac{1}{2}\frac{u}{u+1}\operatorname{tg}\alpha_w \cdot d_{b1}$ $\rho_{пр1} = \frac{1}{2}\frac{50/34}{50/34+1}\operatorname{tg} 22{,}04^\circ\, d_{b1}$ $\rho_{пр2} = \rho_{пр1} d_{b1}\frac{z_2}{z_1};\quad \rho_{пр2} = 0{,}287407 d_{b1}\cdot\frac{50}{34}$	$0{,}287407 d_{b1}$	$0{,}422657 d_{b1}$
22	Диаметр окружности впадин, $d_{f1,2}$	$d_{f1,2} = d_{b1}\sec\alpha - 2(h_{a1} + C - x_{1,2})\, d_{b1}$ $d_{f1} = d_{b1}\sec 20^\circ - 2(0{,}040578 + 0{,}042460 - 0)\, d_{b1}$ $d_{f2} = \frac{50}{34}\sec 20^\circ - 2\,[0{,}040578 + 0{,}042460 - (-0{,}001659)]\, d_{b1}$	$0{,}898099 d_{b1}$	$1{,}395572 d_{b1}$
23	Радиальные зазоры в зацеплении — между окружностью вершин зубьев шестерни z_1 и окружностью впадин колеса z_2, $C_{n1\text{-}2}$ — между окружностью вершин зубьев колеса z_2 и окружностью впадин шестерни z_1, $C_{n2\text{-}1}$	$C_{n1-2} = \left[a_w - \frac{1}{2}(d_{a1}+d_{f2})\right] d_{b1} > 0$ $C_{n1-2} = [1{,}332684 - \frac{1}{2}(1{,}163111+1{,}395572)]\, d_{b1}$ $C_{n2-1} = \left[a_w - \frac{1}{2}(d_{a2} + d_{f1})\right] d_{b1} > 0$ $C_{n2-1} = [1{,}332684 - \frac{1}{2}(1{,}667094 + 0{,}898100)]\, d_{b1}$	$0{,}053342 d_{b1} > 0$	

Продолжение таблицы 2.14

	Определяемый параметр	Расчетная формула	Числовые значения параметра	
			колесо 1	колесо 2
24	Число зубьев в длине общей нормали, z_k	$z_k = \frac{z}{\pi}(\operatorname{tg}\alpha_x - \operatorname{inv}\nu);\quad z_{k1} = \frac{34}{\pi}(\operatorname{tg} 18{,}965^\circ - 0{,}06815) \approx 2{,}98$ $\alpha_x = \frac{1}{2}(\alpha_a + \alpha_p);\quad \alpha_{x1} = \frac{1}{2}(30{,}71^\circ + 7{,}22^\circ) = 18{,}965^\circ$ Принимаем $z_{k1} = 3$ $z_{k2} = \frac{50}{\pi}(\operatorname{tg} 20{,}115^\circ - 0{,}05034) \approx 5{,}03$ $\alpha_{x2} = \frac{1}{2}(28{,}10^\circ + 12{,}13^\circ) = 20{,}115^\circ$ Принимаем $z_{k2} = 5$	3	5
25	Длина общей нормали, W, мм. Должно выполняться условие $\rho_p < \frac{1}{2}W < \rho_a$	$W = (\operatorname{inv}\nu + z_k\frac{\pi}{z})\, d_{b1}$ $W_1 = (0{,}06815 + 3\cdot\frac{\pi}{34})\, d_{b1};\quad W_2 = (0{,}05034 + 5\cdot\frac{\pi}{50})\frac{50}{34}\, d_{b1}$ $\rho_{a1} = \frac{1}{2} d_{b1} \operatorname{tg}\left(\arccos\frac{d_{b1}}{d_{a1}}\right) = \frac{1}{2} d_{b1} \operatorname{tg} 30{,}71^\circ = 0{,}296996 d_{b1}$ $\rho_{p1} = \frac{1}{2} d_{b1} \operatorname{tg}\alpha_{p1} = \frac{1}{2}\operatorname{tg} 7{,}22^\circ \cdot d_{b1} = 0{,}063342 d_{b1}$ $0{,}296996 > 0{,}172675 > 0{,}063342$ $\rho_{a2} = \frac{1}{2} d_{b1}\frac{z_2}{z_2}\operatorname{tg}\left(\arccos\frac{u d_{b1}}{d_{a2}}\right) = \frac{1}{2} d_{b1}\frac{50}{34}\operatorname{tg} 28{,}10^\circ$ $\rho_{p2} = \frac{1}{2} d_{b1}\frac{z_2}{z_1}\operatorname{tg}\alpha_{p2} = \frac{1}{2} d_{b1}\frac{50}{34}\operatorname{tg} 12{,}13^\circ$ $0{,}392611 > 0{,}305029 > 0{,}158036$	$0{,}345349 d_{b1}$	$0{,}610058 d_{b1}$

Продолжение таблицы 2.14

	Определяемый параметр	Расчетная формула	Числовые значения параметра	
			колесо 1	колесо 2
26	Размер по роликам, M, мм При условии $D+d_b \sec\alpha_D > d_a$	$M = D + d_b \sec\alpha_D$; $\text{inv}\alpha_D = \text{inv}\ \nu + \frac{D}{d_b} - \frac{\pi}{z}$ $D_{min} < D < D_{max}$ D_{min} определяют по уравнению $\text{inv}\left(\arccos\frac{d_b}{d_a - D_{min}}\right) - \frac{D_{min}}{d_b} - \text{inv}\nu + \pi/z = 0$ $\text{inv}\left(\arccos\frac{20}{1,163111 \cdot 20 - D_{min}}\right) - \frac{D_{min}}{20} - 0,06815 + \pi/34 = 0$ $D_{min} \approx 1,117$мм. D_{max} определяют по уравнению $\text{inv}\left[\text{arctg}\ (\text{tg}\alpha_a + \frac{D_{max}}{d_b})\right] - \frac{D_{max}}{d_b} - \text{inv}\nu + \pi/z = 0$ $\text{inv}\left[\text{arctg}\ \text{tg}30,71^\circ + \frac{D_{max}}{20}\right] - \frac{D_{max}}{20} - 0,06815 + \pi/34 = 0$ $D_{max} \approx$ Принимаем стандартное значение D по ГОСТ 2475—88 $D = 1,302$ мм $\text{inv}\alpha_{D1} = 0,06815 + \frac{1,302}{20} - \frac{\pi}{34} = 0,0408502$ $\alpha_{D1} = 27,5524^\circ$ $M_{ч1} = 1,302 + 20 \cdot \sec 27,5524$ $\frac{D}{d_b} + \frac{d_b \sec\alpha_D}{d_b} > \frac{d_a}{d_b}$; $\frac{1,302}{20} + \sec 27,5524 > \frac{1,163111}{20}$	$1,193019 d_{b1}$	

Продолжение таблицы 2.14

	Определяемый параметр	Расчетная формула	Числовые значения параметра	
			колесо 1	колесо 2
27	Размер по роликам, M, мм При условии $D+d_b \sec\alpha_D > d_a$	$\text{inv}\alpha_{D2} = 0,05034 + \frac{1,302}{20 \cdot 50134} - \frac{\pi}{50} = 0,031776$ $\alpha_{D2} = 25,4645^\circ$ $M_{ч2} = 1,302 + 20 \cdot \frac{50}{34} \sec 25,4645^\circ$ $\frac{1,302}{20 \cdot 50/34} + \sec 25,4645^\circ > \frac{1,667093}{50/34}$	$1,693926 d_{b1}$	
28	Параметры ПРК при $d_{b1} = 20$ мм — модуль зацепления m, мм — коэффициент высоты головки зуба, h_a^* — коэффициент высоты зуба, h_l^* — коэффициент толщины зуба по делительной прямой, s_α^* — коэффициент радиуса скругления зуба, ρ_i^* — коэффициент высоты скругления головки зуба, c^* — коэффициент высоты скругления ножки зуба, c_0^*	$m = d_{b1} \sec\alpha / z_1$ $m = 20 \cdot (1/\cos\alpha)/34$ $h_a^* = h_a z \cos\alpha / d_b$ $h_a^* = 0,040578 \cdot 34 \cdot \cos 20^\circ / 20$ $h_l^* = h_l z \cos\alpha / d_b$ $h_l^* = 0,085486 \cdot 34 \cdot \cos 20^\circ / 20$ $s_\alpha^* = s_\alpha z \cos\alpha / d_b$ $s_\alpha^* = 0,041666 \cdot 34 \cdot \cos 20^\circ / 20$ $\rho_i^* = \rho_i z \cos\alpha / d_b$ $\rho_i^* = 0,006453 \cdot 34 \cdot \cos 20^\circ / 20$ $c^* = cz \cos\alpha / d_b$ $c^* = 0,00424634 \cdot \cos 20^\circ / 20$ $c_0^* = c_0 z \cos\alpha / d_b$ $c_0^* = 0,008393 \cdot 34 \cdot \cos 20^\circ / 20$	0,625987 1,296458 2,731245 1,345252 0,206176 0,135659 0,268153	

S_a, характеризующий изменение ее диаметра, определяют по формуле

$$S_a = \frac{d_a^{\text{м}} - d_a^{\text{к}}}{d_a^{\text{м}} - d_h} . \qquad (2.67)$$

Диаметр основной окружности однозначно задает эвольвентный профиль зуба и может быть определен для любого эвольвентного зубчатого колеса. Изменение диаметра основной окружности колеса характеризует изменение параметров эвольвенты профиля, а также толщины зуба, пропорциональное изменению основной окружности при усадке. Коэффициент усадки по профилю зуба (по основной окружности) S_b определяем по формуле, аналогичной (2.67):

$$S_b = \frac{d_b^{\text{м}} - d_b^{\text{к}}}{d_b^{\text{м}} - d_h} . \qquad (2.68)$$

Поскольку S_b влияет на толщину зуба, коэффициент усадки по толщине зуба S_s должен быть связан с диаметром основной окружности и характеризовать изменение положения эвольвент левого и правого профилей зуба.

Для того, чтобы отразить физический смысл усадки по толщине зуба, выражают коэффициент S_s через изменение толщины зуба. Этому условию отвечает параметр $\kappa = S_b/d_b - \pi/z$:

$$S_s = \frac{\kappa^{\text{м}} - \kappa^{\text{к}}}{\kappa^{\text{м}}} = \frac{z\,(s_b^{\text{м}} d_b^{\text{к}} - s_b^{\text{к}} d_b^{\text{м}})}{d_b^{\text{к}}\,(s_b^{\text{м}} z - \pi d_b^{\text{м}})} ,$$

причем, если в полученном выражении вместо κ использовать S_b/d_b, оно существенно упростится:

$$S_s = \frac{s_b^{\text{м}}/d_b^{\text{м}} - s_b^{\text{к}}/d_b^{\text{к}}}{s_b^{\text{м}}/d_b^{\text{м}}} = 1 - \frac{s_b^{\text{к}}/d_b^{\text{к}}}{s_b^{\text{м}}/d_b^{\text{м}}} . \qquad (2.69)$$

Величина S_b/d_b представляет собой центральный угол $2\theta_\Delta = 2S_b/d_b = \theta_b$, соответствующий толщине зуба по основной окружности. Определяя коэффициент S_s через θ_b, получаем

$$S_s = 1 - \theta_b^{\text{к}}/\theta_b^{\text{м}} . \qquad (2.70)$$

Таким образом, исходя из положений обобщенной теории зубчатых передач, при разработке модели усадки зубчатого венца в качестве основных параметров принимаются диаметры основной окружности d_b, окружности вершины зубьев d_a и центральный угол θ_b, соответствующий толщине зуба на основной окружности.

Глава 3
ВИДЫ РАСЧЕТОВ ПРИБОРНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

3.1. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ ПО РАСЧЕТУ ПРИБОРНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Проектирование зубчатых передач приборов определяется в основном не прочностным расчетом, а их функциональным назначением и условиями эксплуатации, от которых зависит выбор критерия работоспособности. Для отсчетных и кинематических механизмов характерным отказом является выход из строя, обусловленный изнашиванием вращающихся с наибольшей частотой зубчатых колес первых пар и подшипников. Высокие требования к точности отсчетных механизмов предопределяют выбор мертвого хода как основного критерия работоспособности таких передач. В качестве критерия работоспособности кинематических механизмов (с менее высокими точностными требованиями) можно выбрать этот же критерий или критерий износостойкости зубьев первой пары колес и их опор. Для комбинированных (отсчетно-кинематических, отсчетно-силовых) механизмов можно назначать два критерия работоспособности — функциональный (мертвый ход или вибрация), связанный с износостойкостью зубьев колес и подшипников, и прочностной, обусловленный нагружением выходного вала зубчатого механизма.

Для силовых механизмов, отказы которых обусловлены разрушением зубьев, в качестве критерия работоспособности принимают прочность зубьев колес выходных валов, нагруженных наибольшими крутящими моментами. Причем для открытых и закрытых несмазываемых или смазываемых пластичными смазками передач таким критерием является изгибная прочность зубьев, а для закрытых передач, смазываемых жидкими смазками, — контактная прочность рабочих поверхностей зубьев. По условиям работы приборных зубчатых передач (ограниченная смазка) последний из названных критериев применяется редко.

В случае, если критерий мертвого хода или аналогичный ему, обусловленный износом рабочих поверхностей зубьев, не является определяющим для данной передачи, может возникнуть необходимость расчета ее долговечности.

Таким образом, порядок расчета и проектирования мелкомодульной приборной зубчатой передачи, который зависит от ее назначения и определяется предъявляемыми к ней требованиями, заключается в следующем. На первом этапе, как было показано в главе 1, производится кинематический и силовой расчет, который включает определение потребной мощности, усилий в зацеплениях, моментов инерции, выбор электродвигателя, определение общего передаточного отношения и разбивку его по ступеням, причем существенными здесь являются специфические критерии оптимизации одного или нескольких параметров — равномерного распределения нагрузки по ступеням, минимизации стоимости, массы редуктора, колес, габаритов, приведенного момента инерции, величины мертвого хода.

Для силовых передач в зависимости от условий эксплуатации выполняют расчеты на усталостную прочность зубьев при изгибе или контактную выносливость. В общем случае один из указанных расчетов является проектировочным, а второй — дополнительным проверочным расчетом.

Для отсчетных и кинематических передач рассчитывают геометрические параметры колес, кинематическую погрешность и мертвый ход, размерные цепи, монтажные размеры и их допуски. Завершающим этапом является оценка работоспособности механизма, в результате которой рассчитывается вероятность его безотказной работы.

3.2. ВЫБОР МАТЕРИАЛА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОДУЛЯ ПРИ ПРОЕКТИРОВОЧНОМ РАСЧЕТЕ

При выборе материалов для зубчатых колес сравниваются требования, определяемые условиями эксплуатации, с термомеханическими свойствами конструкционных термопластов. Условием надежной работы зубчатой передачи является максимальное соответствие эксплуатационных требований свойствам выбранного материала, хотя в большинстве случаев все требования практически не могут быть выполнены.

3.2.1. Критерии выбора материала

Ожидаемый спектр нагрузок — наиболее важный критерий при выборе материала, определяющий несущую способность зубчатых колес. Высокая нагрузка предопределяет выбор твердых жестких пластмасс, в частности армированных термопластов. Длительность нагружения отдельного зуба определяется частотой

вращения. Большие окружные скорости способствуют значительному нагреву вследствие интенсивного фрикционного взаимодействия боковых поверхностей зубьев и внутреннего трения, обусловленного возрастанием динамических нагрузок в зацеплении. Основные критерии выбора для таких объектов — это допустимая температура длительной эксплуатации и термостойкость. При невысоких нагрузках и больших окружных скоростях следует ожидать повышенного уровня шума и вибраций. В этом случае необходимо использовать материалы с высокой демпфирующей способностью. Материалы с высокой ударной вязкостью применяют в передачах, характеризующихся ударными нагрузками.

Триботехнические характеристики передачи определяются свойствами применяемого смазочного вещества. При выборе материала учитывается также влияние окружающей среды (температура, влажность, наличие химикатов, абразива и т.д.) и режима работы на несущую способность передачи. Возможные изменения размеров зубчатого колеса, влияющие на точность передачи, предварительно рассчитываются в соответствии с ожидаемыми колебаниями температуры и влажности окружающей среды. Кроме того, следует учитывать, что некоторые химически активные вещества, по отношению к которым термопласты обычно устойчивы в ненагруженном состоянии, под нагрузкой являются источниками образования микротрещин, что обусловлено наличием высоких остаточных напряжений в материале. Качественное сравнение характеристик зубчатых колес из некоторых полимерных материалов приведено в табл. 3.1.

3.2.2. Критерии работоспособности

Правильный выбор материала зубчатого колеса предполагает знание встречающихся при эксплуатации пластмассовых зубчатых колес повреждений и причин их возникновения.

Потеря работоспособности зубчатых колес из термопластичных полимеров чаще всего обусловлена следующими повреждениями: изломом зуба у основания, в зоне опасного сечения; трещиной на боковой поверхности зуба; изломом зуба в зоне полюса зацепления; остаточным прогибом зуба, обусловленным пластическим течением материала; выкрашиванием (питтинг) боковой поверхности зуба; износом вследствие относительного скольжения профилей; износом вследствие заедания; заклиниванием, характерным в основном для кинематических пар.

Таблица 3.1. Качественное сравнение характеристик зубчатых колес из некоторых конструкционных пластмасс [54]

Свойства	Полиамид	Полиамид стеклонаполненный	Полиацеталь	Полибутилентерефталат	Поликарбонат
Жесткость	▲	●	■	■	■
Механическая прочность	■	●	■	■	■
Износ при трении скольжения	●	■	●	■	✖
Устойчивость к ползучести	■	●	●	■	■
Усталостная прочность	■	●	●	■	▲
Теплостойкость	■	●	■	●	■
Стойкость к маслам и химикатам	●	●	●	●	✖
Стабильность размеров	▲	■	■	■	●
Плотность	■	▲	▲	▲	■
Водопоглощение	✖	✖	●	●	●
Формуемость	■	■	■	■	▲
Свойства при минусовых температурах	■	●	■	■	●
Устойчивость к атмосферным воздействиям	▲	■	✖	■	●

Примечание. ● — очень хорошо, ■ — хорошо, ▲ — удовлетворительно, ✖ — не удовлетворительно.

Большинство видов повреждений определяется свойствами материала и обусловлено определенными условиями эксплуатации. Излом зуба у основания встречается в основном при таких условиях работы, когда температура эксплуатации поддерживается на низком уровне. Излом характерен для смазываемых жидкой смазкой пар полимер — металл, а при более низких нагрузках и при смазывании пластичной смазкой. При работе зубчатых колес из полиамидов возникает небольшой остаточный прогиб зубьев, который резко возрастает перед разрушением зубчатого венца. Для зубчатых колес из полиацеталей характерен излом зубьев у основания.

Рассматривая износ, обусловленный взаимным скольжением боковых поверхностей контактирующих зубьев, следует, по-види-

мому разделить износ вследствие относительного скольжения, которое имеет место в любой передаче (в том числе и в передаче с идеальной геометрией), и износ, вызванный контактом кромки вершины зуба металлического колеса с ножкой деформированного зуба пластмассового колеса вне теоретической линии зацепления — кромочный контакт. В первом случае (характерном для металлических колес) износ может быть равномерным или неравномерным в зависимости от условий работы передачи, во втором — на ножке зуба появляется канавка износа, которая может распространиться на всю ножку до полюса зацепления. Этот вид износа не приводит к разрушению зуба, однако создает места с повышенной концентрацией напряжений. Указанный вид износа существенно зависит от нагрузки и наиболее сильно заметен на колесах из полиамида ПА12, в меньшей степени — из ПА6 и ПА66. На зубьях зубчатых колес из полиацеталей размеры канавок износа меньше, чем на зубчатых колесах из полиамидов.

Износ, обусловленный заеданием, характерен для работающих без смазки или при смазывании пластичной смазкой как пар полимер — металл, так и полимер — полимер. Износ является следствием локального перегрева (иногда до температуры, превышающей температуру плавления полимера) при трении боковых поверхностей зубьев. Зона износа — области наибольших относительных скоростей скольжения на головке и ножке зубьев пластмассовых колес.

Заклинивание передачи с пластмассовыми зубчатыми колесами происходит в случае, если не выдержаны размеры бокового зазора, обусловленные технологией изготовления, свойствами материала и условиями эксплуатации передачи. Основными факторами, влияющими на величину зазора, являются температура и влажность окружающей среды. При выборке бокового зазора происходит зацепление зубьев по нерабочим боковым поверхностям, в результате возможен излом в сечении, соответствующем полюсу зацепления.

3.2.3. Методические указания по выбору материала

Выбор материала является сложным процессом, который можно автоматизировать лишь частично, хотя существуют банки данных с достаточно полной характеристикой полимерных конструкционных материалов. Сложности связаны с недостаточным исследованием нелинейной функциональной зависимости между структурой и свойствами полимеров; зависимостью служебных характеристик от геометрических параметров, условий изготовления и эксплуатации; применением большой номенклатуры модифицированных полимерных материалов. Необходим выбор материала в диалоговом режиме человек — машина при соответствующей стратегии поиска и наличии в распоряжении конструктора достаточного количества параметров и характеристик. Применительно к зубчатым колесам — это физико-механические характеристики, в том числе их температурно-временные зависимости, температура боковой поверхности и основания зуба, смазочное вещество, прочность при изгибе и контактная выносливость, динамические механические характеристики. Необходимо также знать оптимальные условия переработки (или обработки) материала, такие, как температура и давление литья, условия охлаждения. Это относится как к литым, так и к механически обработанным колесам. Анализируются дополнительно параметры, характеризующие трибологические свойства материалов в сопряженных кинематических парах и режимы стендовых испытаний.

Наряду с возможностями, связанными с выбором матричного материала, следует иметь в виду изменение его свойств путем наполнения порошковыми или волокнистыми наполнителями, применения смесей и сплавов полимеров, а также новых суперконструкционных пластиков.

При выборе матричного материала следует, таким образом, учитывать деформационно-прочностные характеристики, термическую и химическую стойкость, тепловое рассширение, водопоглощение и последующие их изменения с точки зрения соблюдения заданных размеров и допусков, триботехнические характеристики, применяемость и стоимость. Решение принимается после обоснованной оценки каждого пункта.

Задача рационального выбора материала представляет определенную сложность, связанную с большим объемом информации, которую необходимо переработать, чтобы найти оптимальное решение, и большой степенью неопределенности выбора. Следовательно, поиск материала можно облегчить использованием автоматизированных поисковых систем (баз данных или при наличии систем управления базами данных, банков данных). Поскольку специальные банки данных по пластмассам для такой специфической области применения, как зубчатые колеса, еще не созданы, следует применять имеющиеся банки данных по использованию пластмасс в различных отраслях техники [55—57].

Поиск материала с требуемыми свойствами при использовании информационной базы данных можно проводить по справочнику [56], в основу которого положена эвристическая стратегия поиска и выбора пластмассы. Марочный ассортимент вклю-

чает около 3000 марок промышленных и опытно-промышленных материалов, сгруппированных в 27 классов. Основой данной информационно-поисковой системы являются потребительские ряды, обеспечивающие системный подход к выбору материала для конкретного изделия. Весь марочный ассортимент пластмасс объединен по важнейшим потребительским свойствам в 24 ряда. Во второй части справочника приведены алгоритм обоснованного выбора марки пластмассы (или аналога конкретной марки), а также данные по 100 основным группам пластмасс в виде прямых (перечень объектов определяется номером группы) и инверсных (для основных групп и марок, где перечень объектов определяется численным значением свойств) таблиц.

Необходимые для расчета показатели физико-механических, теплофизических и технологических свойств конструкционных термопластов и полимерных композиционных материалов на их основе приведены в приложении 7.

3.2.4. Определение модуля при проектировочном расчете

Аналогично расчетам зубчатых передач с металлическими колесами межосевое расстояние a_w проектируемой передачи с полимерными колесами рассчитывают по заданным крутящим моментам, передаточному числу, принятым материалам шестерни и колеса, режиму работы механизма и другим факторам по методике, в основу которой положены отечественный (ГОСТ 21354—87) и международный (ISO/DIS 6336) стандарты, с учетом специфических особенностей, обусловленных свойствами полимерных материалов [14—19, 43].

Для малонагруженных приборных передач с $m < 1$ мм значение модуля определяют на основании предварительного приближенного проектировочного расчета [17, 18, 43]:

$$m_n = \left(\frac{2T_1 \cos^2\beta}{z_1 \psi_{bm} \pi C} \right)^{1/3}, \qquad (3.1)$$

где

$$T_1 = (F_t d/2) = 9550P/n;$$

P — мощность, Вт; T_1 — крутящий момент на шестерне, Н·мм; $\psi_{bm} = b_w/m_n$ — коэффициент ширины зубчатого венца (ψ_{bm} = 5...10); C — коэффициент нагрузки, определяемый по рис. 3.1.; n — частота вращения, мин$^{-1}$.

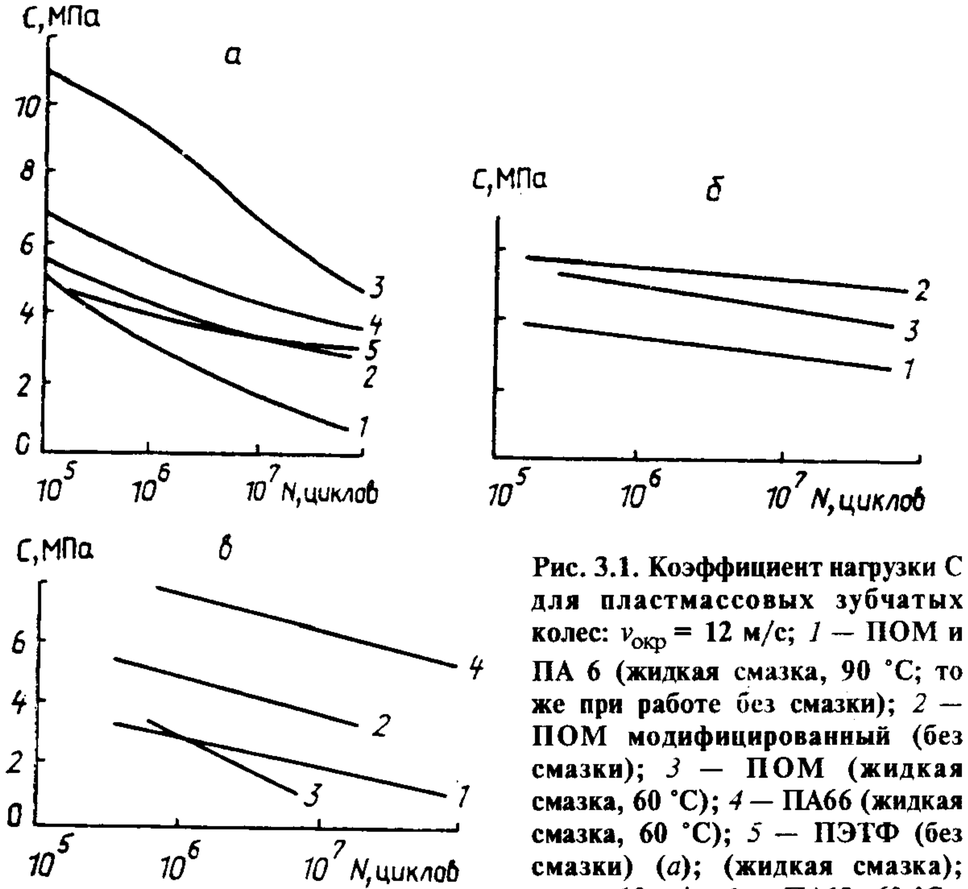


Рис. 3.1. Коэффициент нагрузки С для пластмассовых зубчатых колес: $v_{окр}$ = 12 м/с; *1* — ПОМ и ПА 6 (жидкая смазка, 90 °С; то же при работе без смазки); *2* — ПОМ модифицированный (без смазки); *3* — ПОМ (жидкая смазка, 60 °С); *4* — ПА66 (жидкая смазка, 60 °С); *5* — ПЭТФ (без смазки) (*а*); (жидкая смазка); $v_{окр}$ = 10 м/с: *1* — ПА12, 60 °С; *2* — ПА12 + 30% СВ, 60 °С; *3* — ПА12 + 30% СВ, 90 °С (*б*); $v_{окр}$ = 5 м/с: *1* — ПА12 (без смазки); *2* — ПА12 (консистентная смазка); *3* — ПА12 + 30% СВ (без смазки); *4* — ПА12 + 30% СВ (консистентная смазка) (*в*)

3.3. ВЫБОР МОДУЛЯ ПО КРИТЕРИЮ ЖЕСТКОСТИ

Ввиду высокой податливости зубчатого венца пластмассовых зубчатых колес перемещения (прогибы) зубьев могут достигать значительной величины и быть соизмеримыми с величиной бокового зазора j_n, поэтому жесткость зубьев пластмассовых колес во многих случаях следует считать главным критерием при выборе модуля зацепления [10, 58].

Записывая перемещение любой точки зуба в виде безразмерного коэффициента $\kappa_w = \delta E b_w / F_t$, приравнивая перемещение δ

боковому зазору j_n и вводя коэффициент ширины зубчатого венца $\psi_{bm} = b_w/m$, имеем

$$\kappa_w = j_n E \psi_{bm} m / F_t . \qquad (3.2)$$

Подставляя значение окружной силы $F_t = 2T_{вых}/d$, вводя коэффициент нагрузки K_F и решая (3.2) относительно m, получим

$$m = \sqrt{\frac{2T_{вых} K_F \kappa_w}{E j_n \Psi_{bm} z}} , \qquad (3.3)$$

где $T_{вых}$ — крутящий момент на выходном валу, Н·мм; K_F — коэффициент нагрузки:

$$K_F = K_A K_{Fv} K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{F\tau} , \qquad (3.4)$$

K_A — коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку (если внешние динамические силы учтены в циклограмме нагружения, принимают $K_A = 1$); K_{Fv} учитывает внутреннюю динамическую нагрузку ($K_{Fv} = 1{,}1...1{,}3$); $K_{F\beta}$ учитывает неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий; $K_{F\alpha}$ учитывает распределение нагрузки между зубьями, обусловленное их упругими перемещениями и дополнительными контактами, которые возникают в связи с высокой податливостью материала (см. формулу (3.7)); $K_{F\tau}$ — коэффициент, учитывающий зависимость деформационных свойств материала колеса от частоты деформирования; E — модуль упругости, МПа; κ_w — безразмерный коэффициент перемещения точки профиля зуба на делительной окружности под действием силы F_t, приложенной в этой точке. Значения указанных коэффициентов приведены ниже.

Коэффициент перемещения κ_w рассчитывают как сумму коэффициентов изгибного перемещения κ_F, перемещения основания зуба κ_B и контактной деформации κ_H. Перемещения $\kappa_F + \kappa_B$ приняты по данным работ [16, 59], величина контактной деформации для пары полимерных зубьев принята по рекомендации [60] $\kappa_{H\,п\,п} = 4{,}05$, для пары зубьев металл—полимер — $\kappa_{H\,м/п} = \kappa_{H\,п\,п}/2 = 2{,}025$. Значения $\kappa_{H\,м\,п}$ и $\kappa_{H\,п\,п}$ приведены в табл. 3.2 [59].

Таблица 3.2. **Значение безразмерных коэффициентов перемещений зубьев для зубчатых колес с исходным контуром по ГОСТ 13755—82 ($m \geq 1$ мм) и ГОСТ 9587—81 ($m < 1$ мм)**

	Значение κ_w для z						
	10	20	30	40	50	80	100
$\kappa_F + \kappa_B$	4,0	3,9	3,8	3,8	3,9	4,0	4,1
Пара полимер—полимер $\kappa_{w\,п/п}$	8,1	8,0	7,9	7,9	7,9	8,1	8,2
Пара металл—полимер $\kappa_{w\,м/п}$	6,0	5,9	5,8	5,8	5,9	5,9	6,0

Примечание: $\kappa_w = \kappa_F + \kappa_B + \kappa_H$; $\kappa_{H\,м/п} = \kappa_{H\,п/п}/2$

На рис. 3.2 представлена номограмма для определения m по критерию жесткости зубьев при следующих значениях фиксированных параметров $K_F = 1$; $\psi_{bm} = 8$; $\kappa_w = 8$.

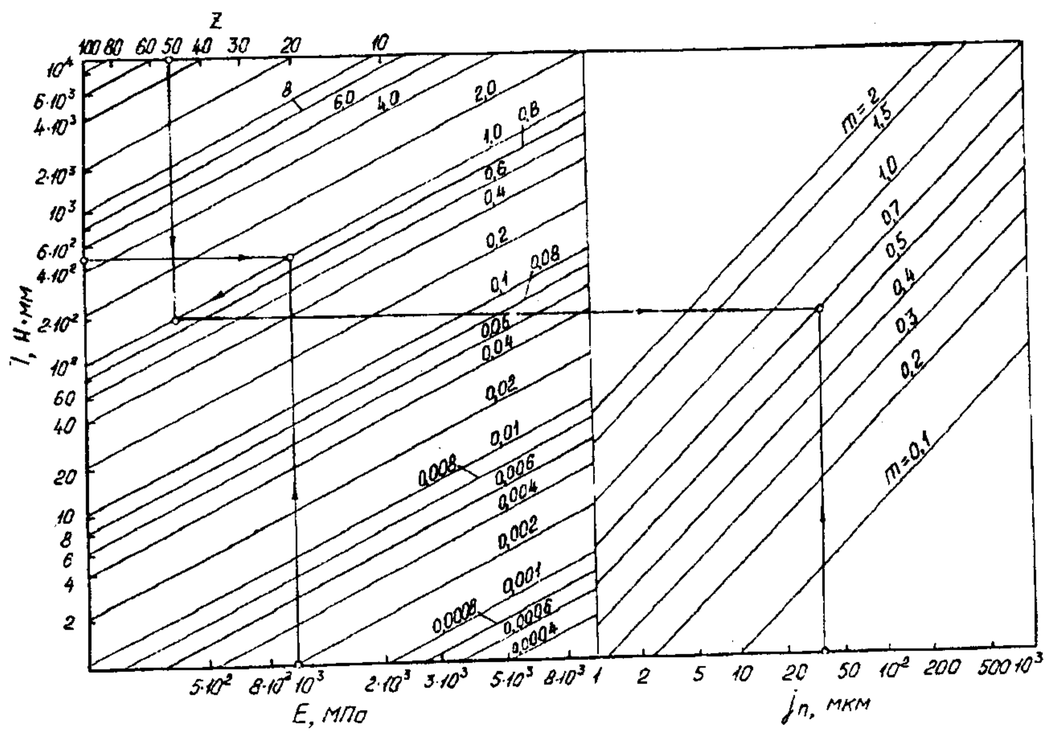


Рис. 3.2. Номограмма для расчета модуля по критерию жесткости: $K_F = 1$; $\kappa_w = 8$; $\psi_{bm} = 8$. Для колес с $\psi_{bm} \neq 8$ $m_{(\psi_{bm} = 8)} = [m_{\psi_{bm} = 8} / 8]^{-1,2}$. Для колес с $K_F \neq 1$ $m_{(K_F = 1)} = [m_{(K_F = 1)} (K_F)]^{1,2}$. Пример: Задано $T = 500$ Н·мм; $E = 10^3$ МПа; параметр $2T/E = 2 \cdot 500/10^3 = 1$; по номограмме при $\psi_{bm} = 8$ и $K_F = 1$ $m \approx 0{,}7$ мм. При $\psi_{bm} = 10$; $K_F = 1{,}5$: $m_{(F=1;\ \psi_{bm}=8)} = \sqrt{8 K_F / \psi_{bm}} \cdot m_{(F=1;\ \psi_{bm}=8)} = \sqrt{8 \cdot 1{,}5/10} \cdot 0{,}7 \approx 0{,}8$ мм

Для определения m по номограмме при заданном числе зубьев z, крутящем моменте T, модуле упругости E и гарантированном боковом зазоре в передаче j_n необходимо:

1. Предварительно рассчитать параметр $2T/E$.

2. По заданным E и T провести ординату и абсциссу до пересечения в точке, которая соответствует определенному значению $2T/E$.

3. Двигаясь по наклонной линии до пересечения с соответствующей ординатой z (верхняя горизонтальная ось), найти точку, через которую проводят горизонтальную линию до пересечения с ординатой в правой части номограммы, проведенной из точки на горизонтальной оси, соответствующей заданному значению j_n.

Пример. Задано $T = 500$ Н·мм; $E = 1000$ МПа; $z = 50$; $j_n = 40$ мкм.

Решение. Вычисляем $2T/E = 2 \cdot 500/1000 = 1$, проводим ординату при $E = 1000$ МПа и абсциссу при $T = 500$ Н·мм до пересечения с наклонной линией $2T/E = 1$, затем спускаясь по ней влево вниз до пересечения с ординатой $z = 50$ получаем точку, через которую проводим горизонтальную линию до пересечения с ординатой в правой части номограммы, соответствующей $j_n = 40$ мкм. Искомое значение $m \approx 0{,}7$ мм.

3.4. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЗУБЬЕВ НА ПРОЧНОСТЬ

3.4.1. Определение расчетного напряжения при изгибе

Проверочный расчет зубьев на выносливость при изгибе производится по формуле

$$\sigma_F \le \sigma_{FP}, \tag{3.5}$$

где

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_w m_n} K_F Y_{FS} Y_\beta Y_\varepsilon . \tag{3.6}$$

Коэффициент K_F рассчитывают по формуле (3.4); коэффициент $K_{F\alpha}$ — по формуле [16]:

$$K_{F\alpha} = K_1 K_2 \chi^{-q} , \tag{3.7}$$

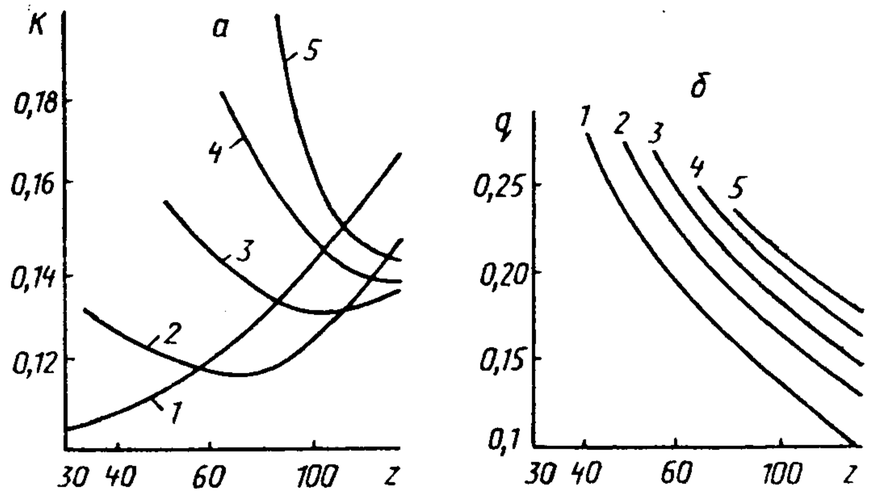


Рис. 3.3. График для определения коэффициентов K_1 (*а*) и q (*б*) (обозначения кривых — значения передаточных чисел)

где K_1 и q — коэффициенты, зависящие от числа зубьев рассчитываемого полимерного колеса и передаточного числа (для металлополимерных передач со стандартным исходным контуром K_1 и q определяют по рис. 3.3); K_2 — коэффициент, учитывающий изменение $K_{F\alpha}$ в процессе эксплуатации в результате износа зубьев (рекомендуется принимать $K_2 = 1{,}15...1{,}25$); коэффициент нагрузки

$$\chi = w_{Ft}/mE_0 , \tag{3.8}$$

где w_{Ft} — удельная окружная сила на единицу длины зуба:

$$w_{Ft} = F_t/b_w .$$

В предварительных расчетах можно принимать $K_{F\alpha} = 1$. Коэффициент $K_{F\tau}$ рассчитывается по формуле:

$$K_{F\tau} = 1 + K_n (1 - K_E)[1 - \exp(-K_E/K_n)], \tag{3.9}$$

где $K_n = \tau n z/60$ — коэффициент, зависящий от частоты вращения n, диаметра колеса (числа зубьев z) и времени релаксации полимерного материала τ, с; $K_E = E^*/E_0$, E^* и E_0 — соответственно конструкционный (длительный) и мгновенный модули упругости (рис. 3.4).

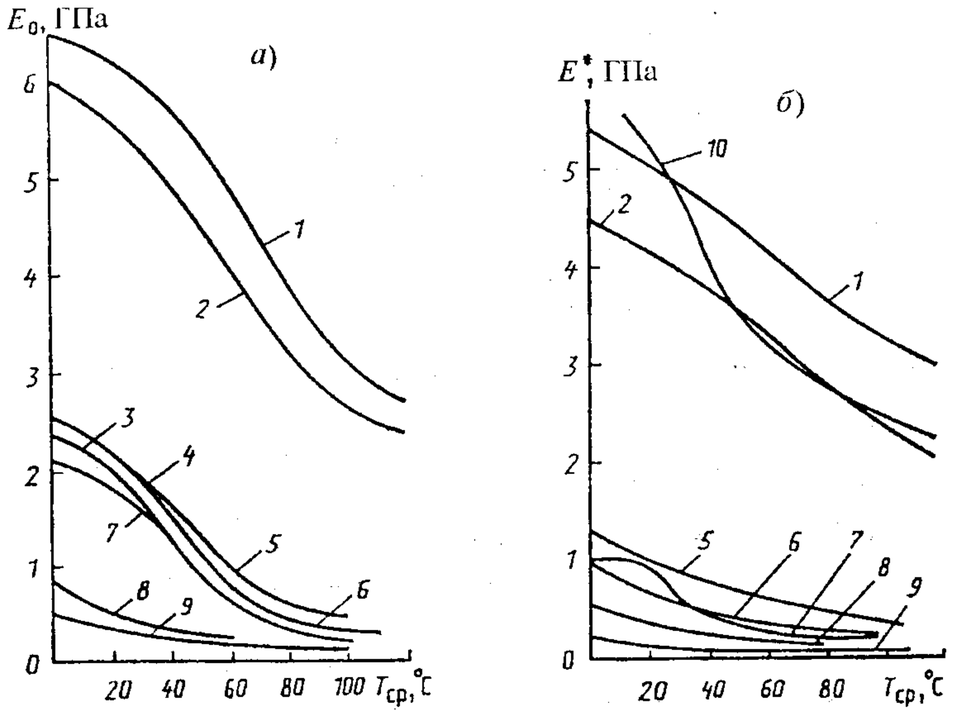


Рис. 3.4. Зависимость кратковременного E_0 (*а*) длительного E^* (10000 ч) (*б*) модуля упругости от температуры: *1* — стеклонаполненный полиамид ПА 66 (35% стекловолокна); *2* — стеклонаполненный полиамид ПА 6 (35% стекловолокна); *3* — полиамид ПА 6 — высушенный; *4* — полиамид марки ПА 6 при равновесном влагонасыщении; *5* — полиоксиметилен; *6* — полиамид ПА 66 — высушенный; *7* — полибутилентерефталат; *8* — полиэтилен высокой плотности; *9* — политетрафторэтилен; *10* — стеклонаполненный полибутилентерефталат (30% стекловолокна)

При $K_n \geq 10^{-1}$ получаем $K_{F\tau} = 1$; при $10^{-1} \leq K_n \leq 10^3$ $K_{F\tau}$ возрастает от 1,16 (при $K_E = 0{,}2$) до 1,24 (при $K_E = 0{,}5$); при $K_n \geq 10^3$ $K_{F\tau}$ зависит от K_E:

K_E	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
$K_{F\tau}$	1,16	1,23	1,23	1,15	1,0

При отсутствии числовых значений коэффициентов в формуле (3.4) в предварительных расчетах принимают коэффициент нагрузки $K_F = 1$. Коэффициент Y_{FS}, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений при $\alpha = 20°$, $h_{a0}/m_n = 1{,}25$ и $\rho_{a0}/m_n = 0{,}38$, определяют по формуле

$$Y_{FS} = 3{,}467 + 13{,}17\frac{1}{z_v} - 27{,}91\frac{x}{z_v} + 0{,}0916x^2 , \qquad (3.10)$$

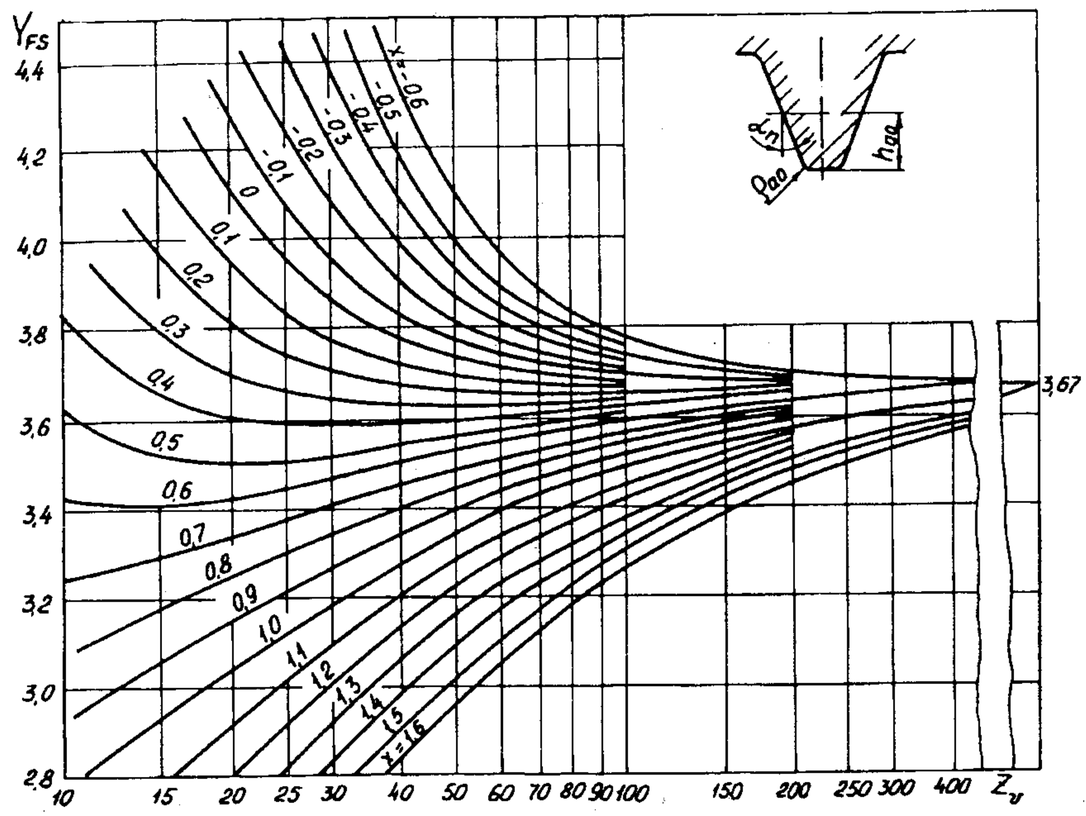


Рис. 3.5. Коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений Y_{FS} при $h_{a0}/m_n = 1{,}25$; $\alpha_n = 20°$; $\rho_{a0}/m_n = 0{,}38$

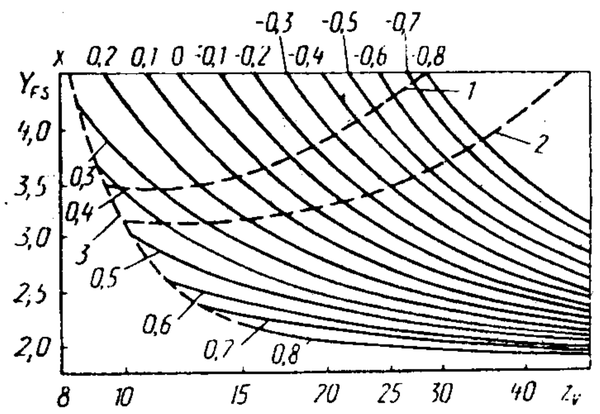


Рис. 3.6. Коэффициент Y_{FS}, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений при $h_{a0}/m_n = 1{,}35$; *1, 2* — ограничения по подрезу зуба — расчетное (1) и практическое (2); *3* — ограничение $S_{an} = 0$

где z_v — приведенное число зубьев ($z_v = z/\cos^3\beta$); при $h_a^* = 1{,}0$ Y_{FS} определяется по рис 3.5, при $h_a^* = 1{,}1$ — по рис. 3.6.

Коэффициент Y_β, учитывающий наклон зуба β, для пластмассовых зубчатых колес принимают в зависимости от β и числа циклов нагружения по табл. 3.3 [61].

Коэффициент Y_ε, учитывающий перекрытие зубьев, рассчитывают по формуле

$$Y_\varepsilon = 1/\varepsilon_\alpha , \qquad (3.11)$$

Таблица 3.3. **Значения коэффициента Y_β [61]**

Угол наклона β, град.	Значение коэффициента Y_β при N циклов		
	10^5	10^6	10^7
10	0,80	0,90	1,10
20	0,84	0,96	1,12
30	1,06	1,20	1,30

где ε_α — коэффициент перекрытия.

3.4.2. Определение расчетного напряжения при расчете на контактную выносливость

Проверочный расчет на контактную выносливость проводится посредством сопоставления расчетного σ_H и допускаемого σ_{HP} контактных напряжений:

$$\sigma_H = \sigma_{H_0} \sqrt{K_H} \le \sigma_{HP} . \qquad (3.12)$$

Контактное напряжение в полюсе зацепления при коэффициенте $K_H = 1$

$$\sigma_{H_0} = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{w_{Ht}}{d_{w1}} \frac{u \pm 1}{u}} . \qquad (3.13)$$

При уточненном расчете коэффициент нагрузки, как и при расчете на изгиб, определяют по формуле, аналогичной (3.4), заменяя индекс F на H. Формулы для определения коэффициентов Z_E, Z_H и Z_ε приведены ниже.

Коэффициент Z_E, учитывающий механические свойства материала сопряженных зубчатых колес:

для металлополимерных передач

$$Z_E^{\text{п/м}} = \left[\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_{\text{п}}^2}{E_{\text{п}}} + \frac{1 - \nu_{\text{м}}^2}{E_{\text{м}}} \right)} \right]^{1/2} , \qquad (3.14)$$

для передач с пластмассовыми зубчатыми колесами

$$Z_E^{\text{п/п}} = \frac{1}{\sqrt{2}} Z_E^{\text{п/м}} .$$

Графики для определения коэффициента Z_E приведены на рис. 3.7.

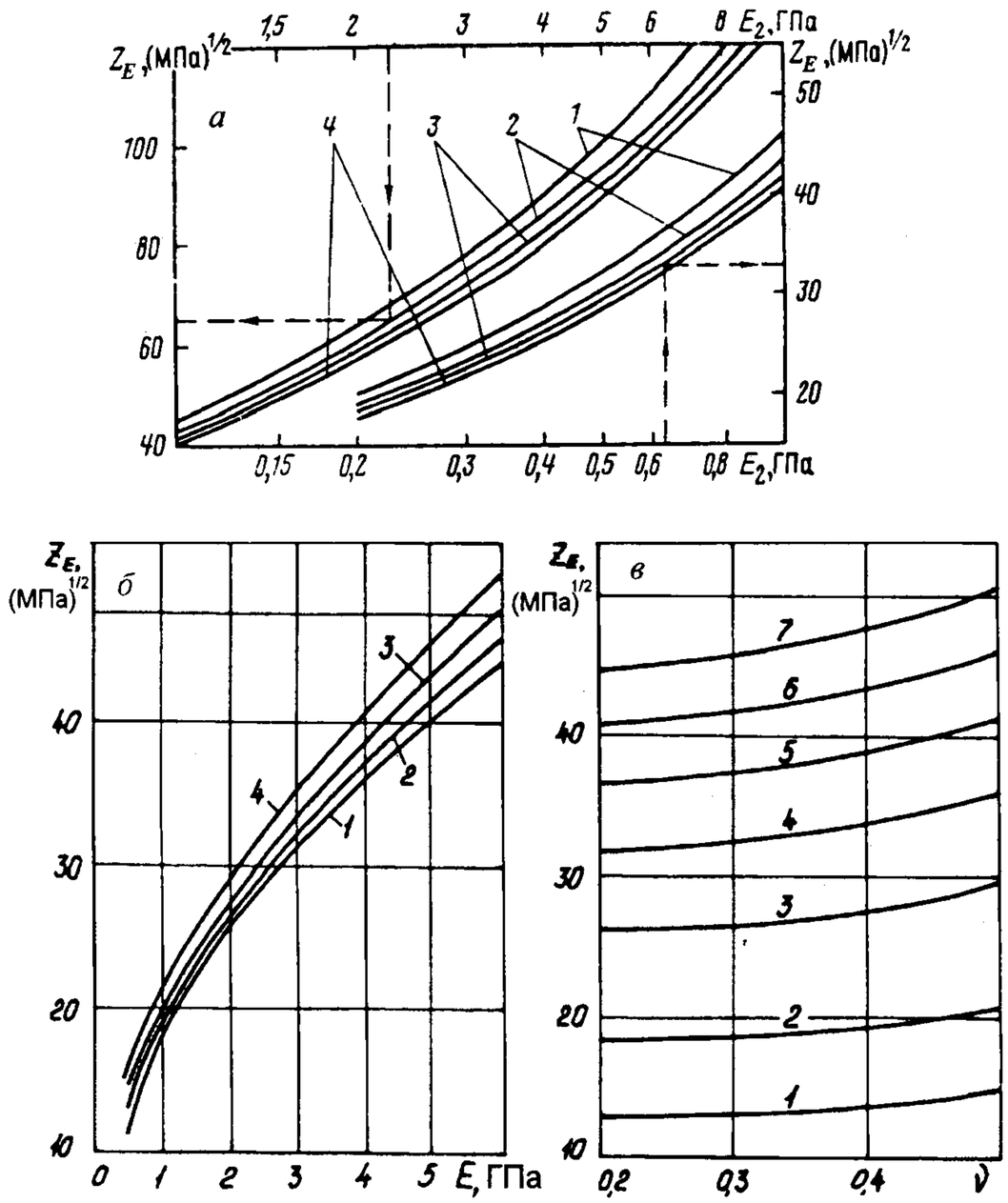


Рис. 3.7. Графики для определения коэффициента материала $Z_E = \left[\frac{2}{\pi} \frac{E_1 E_2}{(1 - \nu_2^2) E_1 + (1 - \nu_1^2) E_2} \right]^{1/2}$ **: *а* — для металлополимерной передачи — E_1 = 2,15·10^5 МПа; ν_1 = 0,3; ν_2 = 0,5(1), 0,4(2), 0,3(3), 0,2(4); *б*, *в* — для передачи с пластмассовыми колесами ($E_1 = E_2$): *б* — $\nu_1 = \nu_2$ = 0,2(1), 0,3(2), 0,4(3), 0,5(4); *в* — $E_1 = E_2$ (ГПа) = 0,5(1), 1,0(2), 2,0(3), 3,0(4), 4,0(5), 5,0(6), 6,0(7)**

Коэффициент Z_H, учитывающий влияние формы сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления:

$$Z_H = \frac{1}{\cos\alpha_t \left(\frac{2\cos\beta_b}{\operatorname{tg}\alpha_{tw}} \right)^{1/2}}. \qquad (3.15)$$

Коэффициент Z_ε, учитывающий влияние перекрытия:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}} \quad \text{при } \varepsilon_\beta = 0, \qquad (3.16)$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \quad \text{при } \varepsilon_\beta \geq 1, \qquad (3.17)$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{(4-\varepsilon_\alpha)(1-\varepsilon_\beta)}{3} + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} \quad \text{при } \varepsilon_\beta < 1. \qquad (3.18)$$

3.4.3. Расчет температуры зуба

Температуру боковой поверхности зуба T_H и температуру T_F у основания зуба, по которым ориентируются при расчете его выносливости, достаточной для предотвращения выкрашивания и усталостного излома, рассчитывают по полуэмпирическим формулам [43]:

$$T_F = T_0 + 136Pf\frac{u+1}{z_2+5}\left[\frac{17100}{bz_{1,2}}\frac{K_{F1}}{(vm_n)^\kappa} + 6{,}3\frac{K_{F2}}{A}\right], \qquad (3.19)$$

$$T_H = T_0 + 136Pf\frac{u+1}{z_2+5}\left[\frac{17100}{bz_{1,2}}\frac{K_{H1}}{(vm_n)^\kappa} + 6{,}3\frac{K_{H2}}{A}\right], \qquad (3.20)$$

где P — мощность, кВт; f — коэффициент трения (см. табл. 1.2); u — передаточное число; v — окружная скорость, м/с; $z_{1,2}$ — число зубьев рассчитываемого колеса; m_n — нормальный модуль, мм; A — площадь поверхности корпуса редуктора, отводящей тепло, м^2; значения коэффициентов K_{F1}, K_{H1}, K_{F2}, K_{H2} приведены в табл. 3.4.

Таблица 3.4. **Значения эмпирических коэффициентов K_{F1}, K_{F2}**

Материал зацепляющихся колес	K_{F1}	K_{H1}	Характеристика передачи	K_{F2}, K_{H2}, Дж·м^2/Вт
Полиамид/Полиамид	2,4	1,5	Открытая,со свободным доступом воздуха	0
Полиамид/Сталь	1,0	10	Частично открытая	0,043—0,129
Полиацеталь / Полиацеталь	1,0	2,5	Закрытая	0,172

3.4.4. Расчет допускаемых напряжений

Допускаемые напряжения при расчете на выносливость при изгибе определяют по формуле

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F\lim b}}{S_{F\min}} Y_R Y_\delta Y_x, \qquad (3.21)$$

где $\sigma_{F\lim b}$ — предел выносливости зубьев при изгибе, его определяют с учетом технологи изготовления и температуры рабочей среды; $S_{F\min}$ — коэффициент безопасности при расчете на изгиб, для передач точного приборостроения при $m < 1$ мм и длительной работе ($N_\Sigma = 10^8$ циклов) его принимают равным 2...3, в общем машиностроении и при ограниченном сроке службы при $m \geq 1$ $S_{F\min} = 1{,}25...1{,}5$; Y_δ и Y_x — коэффициенты, учитывающие влияние абсолютных размеров соответственно зубьев и колеса:

$$Y_\delta = 1{,}082 - 0{,}172 \lg m; \qquad (3.22)$$

$$Y_x = 1{,}05 - 1{,}25\cdot 10^{-4} d. \qquad (3.23)$$

Y_R — коэффициент, учитывающий влияние технологии изготовления, для литых пластмассовых колес принимается $Y_R = 1$, для фрезерованных $Y_R = 0{,}9$.

Предел выносливости $\sigma_{F\lim b}$, соответствующий эквивалентному числу циклов нагружения N_{FE}:

$$\sigma_{F\lim b} = \sigma^0_{F\lim b} Y_N Y_T Y_\tau, \qquad (3.24)$$

где $\sigma^0_{F\lim b}$ — предел выносливости зубьев при базовом числе циклов нагружения N_{F0} (табл. 3.5); Y_N — коэффициент долговеч-

Таблица 3.5. **Значения пределов выносливости $\sigma^0_{F\lim b}$ при расчете на изгиб зубчатых колес из пластмасс [16]**

Материал	Значение $\sigma^0_{F\lim b}$, МПа, при N_{F0} циклов		
	10^6	10^7	10^8
Полиамид ПА6, ПА610	21...24	17...20	13...16
Полиамид ПА6+30% СВ	39...42	28...31	18...21
Полиамид ПА12	20...24	13...17	—
Графитопласт АТМ-2	20...27	13...17	—
Сополимер формальдегида СФД(СТД)	28...31	21...24	13...16

Примечание. Значения $\sigma^0_{F\lim b}$ определены при T = 60 °С; меньшие значения следует назначать для ответственных передач с повышенным коэффициентом безопасности.

ности, при расчете по методу эквивалентных нагрузок

$$Y_N = \left(N_{F0}/N_{FE}\right)^{1/q_F} \text{ при } N_{FE} \le N_{F0},\ Y_N = 1 \text{ при } N_{FE} > N_{F0}\ .$$

При постоянном режиме работы с частотой вращения n, мин$^{-1}$:

$$N_{FE} = N_\Sigma = 60cnt_\Sigma\ ,$$

где N_Σ — суммарное число циклов нагружения; t_Σ — суммарное время работы передачи при постоянном режиме; c — число зацеплений зуба за один оборот колеса.

При ступенчатом режиме нагружения

$$N_{FE} = 60c\sum_{i=1}^{N}\left(T_i/T_1\right)^{q_F}\cdot n_i\, t_i\ ,$$

где n_i — частота вращения на i-й ступени режима с крутящим моментом T_i; i — номер ступени режима нагружения (i = 1, 2, ..., N); t_i — продолжительность работы на i-й ступени режима; T_1 — максимальный крутящий момент, учитываемый в расчете.

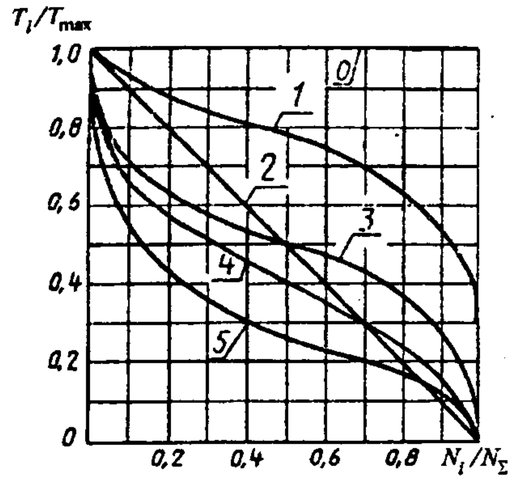


Рис. 3.8. Типовые режимы нагружения: *0* — постоянный; *1* — тяжелый; *2* — средний равновероятный; *3* — средний нормальный; *4* — легкий; *5* — особо легкий

Для типовых режимов нагружения (рис. 3.8) эквивалентное число циклов определяют с учетом коэффициента K_{FE}:

$$N_{FE} = N_\Sigma K_{FE}$$

Показатель кривой усталости q_F для смазываемых зубчатых колес из полиамидов и полиацеталей $6 \le q_F \le 9$, для несмазываемых $3 \le q_F \le 6$.

Коэффициент Y_T, учитывающий влияние температуры на прочностные свойства материала колеса, принимают по табл. 3.6. Коэффициент Y_τ определяют в зависимости от числа вхождений в зацепление [14]:

сп	0—300	300—500	500—1000	1000—2000	более 2000
Y_τ	1	0,9	0,85	0,8	0,75

Допускаемые контактные напряжения при расчете на контактную выносливость рассчитывают по формуле

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\lim b}}{S_{H\min}} Z_R Z_v Z_L Z_x\ , \qquad (3.25)$$

Таблица 3.6. **Значения коэффициента температуры Y_T [16](при выборе $\sigma^0_{F\lim b}$ по табл. 3.5)**

Материал	Значение Y_T при T, °С				
	20	40	60	80	100
Полиамиды ПА6, ПА66, ПА610, ПА6+30% СВ, ПА610+30% СВ	1,5	1,2	1	0,70	0,50
Капролон	1,5	1,2	1	0,75	0,60
Поликарбонат	1,4	1,15	1	0,90	0,85
Сополимеры формальдегида СФД (СТД)	1,2	1,1	1	0,80	0,65
Полипропилен	2,0	1,1	1	0,90	0,80
Полиэтилен	2,0	1,4	1	0,80	0,60

где $\sigma_{H\,\lim b}$ — предел контактной выносливости поверхности зубьев, соответствующий базовому числу циклов; $S_{H\min}$ — минимальный коэффициент безопасности при длительном сроке эксплуатации ($N_\Sigma \geq 10^8$ циклов, $S_{H\min} = 2...3$), при ограниченном сроке эксплуатации $S_{H\min} = 1{,}5...2$; Z_R, Z_v, Z_L, Z_x — коэффициенты, учитывающие соответственно влияние шероховатости поверхности, окружной скорости, смазки и размеров; для пластмасс, в связи с отсутствием данных, принимают $Z_R\,Z_v\,Z_L\,Z_x = 1$.

Предел контактной выносливости, соответствующий заданному числу циклов нагружений

$$\sigma_{H\,\lim b} = \sigma^0_{H\,\lim b}\,Z_N\,, \qquad (3.26)$$

где $\sigma^0_{H\,\lim b}$ — предел выносливости при базовом числе циклов N_{H0}; данные для полимерных зубчатых колес приведены на рис. 3.9.

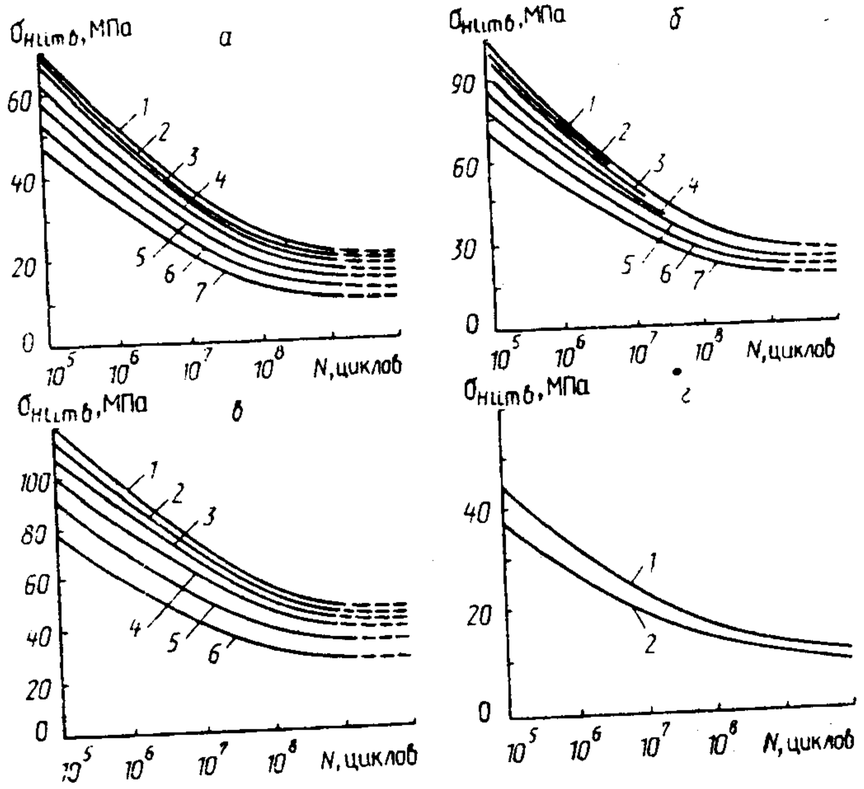


Рис. 3.9. Зависимость предела выносливости $\sigma_{H\,\lim b}$ от числа циклов нагружений для материала ПА 66 [1] : *а* — без смазки; *б* — консистентная смазка; *в* — жидкая смазка (*1* — $T = 20$ °С; *2* — 40; *3* — 60; *4* — 80; *5* — 100; *6* — 120; *7* — $T = 140$ °С); *г* — $v = 12$ м/с (*1* — модифицированный ПОМ; *2* — ПОМ)

Коэффициент долговечности Z_N:

$$Z_N = \left(N_{H0}/N_{HE}\right)^{1/q_H} \text{ при } N_{HE} \leq N_{H0}\,;\; Z_N = 1 \text{ при } N_{HE} > N_{H0}.$$

Значение N_{HE} рассчитывают аналогично N_{FE}. Значения коэффициентов K_{FE} и K_{HE} для типовых режимов нагружения приведены ниже:

Режим работы (рис. 3.8)	0	1	2	3	4	5
K_{HE}	1,0	0,5	0,25	0,18	0,125	0,063
K_{FE}	1,0	0,3	0,14	0,06	0,038	0,013

Базовое число циклов, соответствующее $\sigma^0_{H\,\lim b}$, берут из рис. 3.9. При расчете несмазываемых зубчатых колес из ПА6, ПА6 + 30% СВ и полиацеталя значение $\sigma_{H\,\lim b}$, взятое из рис. 3.9, *а*, корректируют, умножая соответственно на 0,8; 0,9 и 0,9.

3.4.5. Особенности расчета на прочность конических передач

Проверочный расчет зубьев прямозубой конической передачи по напряжениям изгиба производят по формуле, аналогичной формуле (3.6) для прямозубых цилиндрических передач

$$\sigma_F = \frac{w_{Ft}}{0{,}85 m_{nm}} K_F Y_{FS} Y_\beta Y_\varepsilon \leq \sigma_{FP}\,, \qquad (3.27)$$

где m_{nm} — нормальный модуль в среднем сечении зуба; коэффициенты K_F, Y_β, и Y_ε принимаются равными единице; коэффициент Y_{FS} выбирается по графику (см. рис. 3.5) по эквивалентному числу зубьев z_v.

Проверочный расчет прямозубой конической передачи на контактную прочность производится по формуле, аналогичной формуле (3.13):

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\varepsilon \left(\frac{w_{Ht}\sqrt{u^2+1}}{0{,}85\,d_{m1}u}\right)^{1/2}, \qquad (3.28)$$

где 0,85 — опытный коэффициент; d_{m1} — средний делительный диаметр шестерни.

Расчет на выносливость при изгибе зубьев прямозубых цилиндрических и конических зубчатых колес из полиамида и полиацеталей можно производить также с помощью номограмм [62, 63] (рис. 3.10 и 3.11), по которым определяют допускаемое напряжение изгиба. При построении номограмм использована упрощенная формула

$$\sigma_F = F_t / m b_w y ,$$

в которой коэффициент формы зуба $y = 0{,}6$ определен для случая приложения нагрузки F_t в точке профиля на делительной окружности и принят равным некоторому усредненному значению, соответствующему числу зубьев $z \approx 30$; y не учитывает концентрацию напряжений у корня зуба, обусловленную наличием переходной кривой.

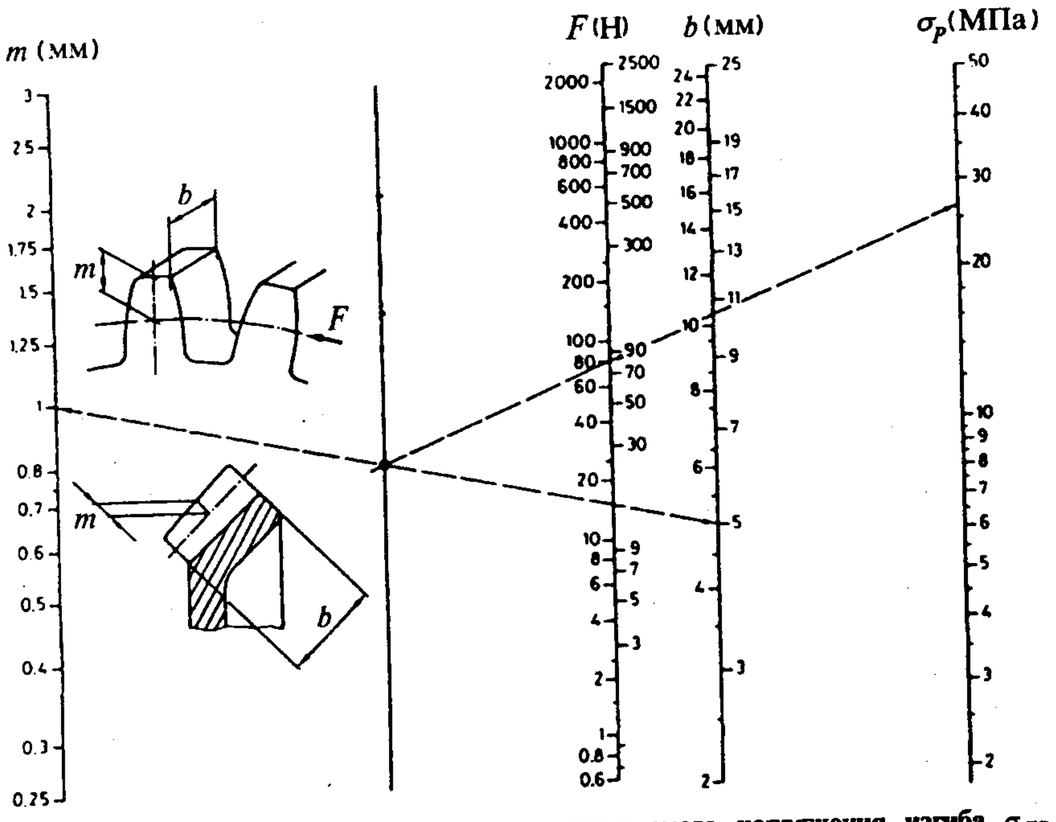


Рис. 3.10. Номограмма для расчета допускаемого напряжения изгиба σ_{FP} прямозубых цилиндрических и конических зубчатых колес из полиацеталей [62]

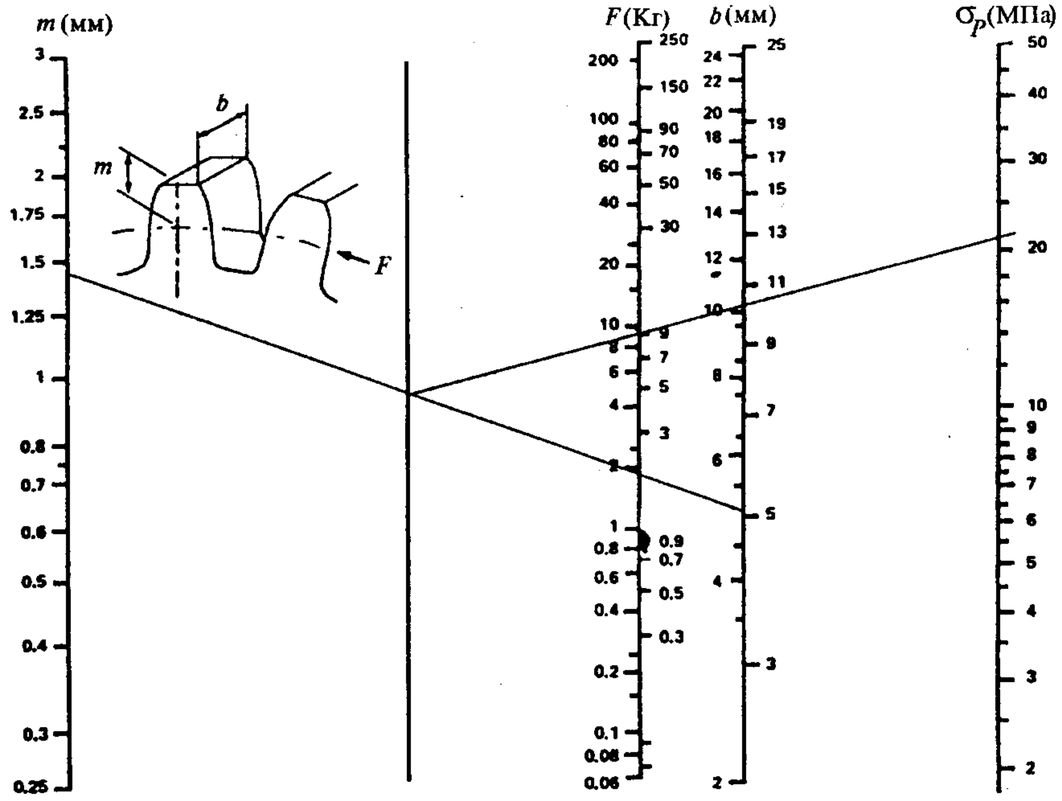


Рис. 3.11. Номограмма для расчета допускаемого напряжения изгиба σ_{FP} зубчатых колес из полиамидов [63]

3.4.6. Расчет на прочность пластмассовых колес червячных передач

Расчет зубьев колес червячной передачи на выносливость при изгибе производят по формуле, аналогичной формуле (3.6), принимая $Y_\varepsilon \approx 0{,}74$ и $Y_\beta \approx 0{,}93$ (при среднем значении угла $\gamma \approx 10°$) [64, 65], т.е.:

$$\sigma_F = 0{,}7 \frac{w_{t2}}{m_n} Y_{FS} \le \sigma_{FP} , \qquad (3.27)$$

где $m_n = m \cos\gamma$ — модуль зацепления в нормальном сечении; Y_{FS} — коэффициент формы зуба, принимаемый по эквивалентному числу зубьев $z_v = z_2 / \cos^3\gamma_w$ из ряда

z_v	24	28	30	32	35	37	40	50	60	80	100
Y_{FS}	1,88	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,45	1,40	1,34	1,30

Расчет на контактную выносливость. Зависимость максимальных контактных напряжений в зацеплении от внешней нагрузки, механических характеристик материалов и геометрических параметров колеса и червяка записывается аналогично формуле (3.12)

$$\sigma_H = Z_E \left(w_n / \rho_{пр} \right)^{1/2}, \qquad (3.29)$$

в которую подставляются соответствующие значения Z_E, $\rho_{пр}$ и w_n [64, 65]:

$$Z_E = \left(\frac{E_1 E_2}{\pi \left[E_2 \left(1 - \nu_1^2\right) + E_1 \left(1 - \nu_2^2\right) \right]} \right)^{1/2};$$

$$1/\rho_{пр} \approx \frac{2 \cos^2 \gamma_w}{m z_2 \sin \alpha_n}; \qquad (3.30)$$

$$w_n = \frac{F_{t2}}{l_\Sigma \cos \alpha_n \cos \gamma}, \qquad (3.31)$$

где l_Σ — суммарная длина контактных линий:

$$l_\Sigma = \frac{\xi m q \delta}{\cos \gamma} \varepsilon_\alpha; \qquad (3.32)$$

$$\operatorname{tg} \gamma = z_1 / q, \qquad (3.33)$$

$\xi = 0{,}75$ — коэффициент, учитывающий уменьшение длины контактных линий из-за контакта по неполной дуге обхвата равной 2δ;

$$\operatorname{tg} \gamma_w = z_1 / (q + 2x). \qquad (3.34)$$

Подставляя в (3.29) значения Z_E, $\rho_{пр}$ и w_n, выражая силу F_{t2} через крутящий момент $F_{t2} = 2T_2/d_2$, а также принимая $\alpha_n = 20°$ и усредненные значения параметров $\gamma_w = 10°$; $2\delta = 100° = 1{,}75$ рад; $\varepsilon_\alpha = 1{,}8$, после преобразований получим

$$\sigma_H = 3{,}25 Z_E \frac{q + 2x}{\sqrt{\left[(q + 2x)^2 + z_1^2\right]}\, d_1} \left(\frac{T_2 K_\beta K_v}{d_2^2} \right)^{1/2}. \qquad (3.35)$$

Значение коэффициента материала Z_E выбирается по графику (рис. 3.7, *а*).

3.4.7. Примеры расчета

Пример 1. Рассчитать цилиндрическую зубчатую передачу для привода лабораторного прибора, работающего в комнатных условиях при температуре $t = 20$ °С. Исходные данные: крутящий момент на входном валу $T_1 = 150$ Н·мм; частота вращения ведущего зубчатого колеса $n_1 = 3000$ мин$^{-1}$; передаточное отношение зубчатой передачи $i = 4$; степень точности по ГОСТ 9178—81—9-D; условия смазки — одноразовое смазывание пластичной смазкой. Материал зубчатых колес — полиамид ПА6. Дополнительные исходные данные и результаты расчета представлены в таблице 3.7.

Пример 2. Рассчитать цилиндрическую зубчатую передачу привода прибора; температура окружающей среды — $t = 20$°С. Исходные данные: мощность электродвигателя $P = 60$ Вт; частота вращения ведущего вала $n_1 = 1085$ мин$^{-1}$; числа зубьев — шестерни $z_1 = 22$; колеса $z_2 = 43$; степень точности по ГОСТ 1643—81 — 8-С. Смазка отсутствует. Материал шестерни — сополимер СФД-Б; колеса — полиамид ПА6. Дополнительные исходные данные и результаты расчета представлены в сводной таблице 3.7.

Пример 3. Рассчитать цилиндрическую зубчатую передачу, работающую в приводе прибора, по следующим исходным данным: окружная сила $F_t = 40$ Н; частота вращения шестерни $n_1 = 345$ мин$^{-1}$, передаточное отношение $i = 1{,}42$. Степень точности по ГОСТ 1643—81—8-D. Температура окружающей среды — $t = 25$ °С. Смазка отсутствует. Материал шестерни и колеса — сополимер СФД-Б. Дополнительные исходные данные и результаты расчета приведены в сводной табл. 3.7.

3.5. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЗУБЬЕВ МЕЛКОМОДУЛЬНЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС С УЧЕТОМ ИЗНОСА

В некоторых приборных системах мелкомодульные зубчатые передачи (МЗП) передают значительную нагрузку. Для них величина основного показателя точности (мертвого хода) в значительной степени определяется износом.

Износостойкость МЗП зависит от многих факторов, среди которых наиболее важными являются материал, скорость сколь-

Таблица 3.7. **Результаты расчета геометрических размеров зубчатой передачи с пластмассовыми колесами**

Параметр	Числовые значения			Номер рис., табл., формулы
	пример 1	пример 2	пример 3	
Заданные, предварительно выбранные и рассчитанные параметры				
Частота вращения, мин$^{-1}$:				
шестерни n_1	3000	2120	490	
колеса n_2	750	1085	345	
Передаточное число u	4	1,955	1,420	
Крутящий момент T_1, Н·мм	150	528	1290	
Передаваемая мощность P, Вт	47	60	66	
Окружная сила F_t, Н	20,730	48	40	
Исходный контур	по ГОСТ 9587—81	по ГОСТ 13755—81	по ГОСТ 13755—81	
Коэффициент ширины венца ψ_{bm}	7,5	7,5	5	
Угол наклона β	20	0	0	
Окружная скорость v, м/с	2,273	1,25	1,16	
Долговечность N_Σ, циклов	10^7	10^7	$5{\cdot}10^7$	
Температура окружающей среды T_0, °С	20	20	25	
Результаты расчета геометрических параметров				
Модуль зацепления в нормальном сечении m_n, мм	0,8	1,0	1,5	
Коэффициент нагрузки, C	1,9	3,0	1,7	Рис. 3.1
Модуль торцовый m_t, мм	0,851	1,0	1,5	
Число зубьев:				
шестерни z_1	17	22	43	
колеса z_2	68	43	61	
Ширина зубчатого венца b_w, мм	6	7,5	7,5	
Делительное межосевое расстояние a, мм	36,182	32,5	78	
Номинальное межосевое расстояние a_w, мм	36,0	32,5	78	
Воспринимаемое смешение y	0,182	0	0	
Делительные диаметры:				
шестерни d_1	14,472	22	64,5	
колеса d_2	57,898	43	76,5	
Угол профиля в торцовом сечении α_t	21,173	20	20	
Угол зацепления α_{tw}	20,412	20	20	

Продолжение таблицы 3.7

Параметр	Числовые значения			Номер рис., табл., формулы
	пример 1	пример 2	пример 3	
Коэффициент суммы смещений x_Σ	-0,224	0	0	
Коэффициент уравнительного смещения Δy	0,0035	0	0	
Коэффициент смещения:				
шестерни x_1	0	0	0	
колеса x_2	-0,224	0	0	
Диаметры основных окружностей:				
шестерни d_{b1}	13,495	20,673	60,610	
колеса d_{b2}	53,983	40,407	71,886	
Диаметры окружностей вершин зубьев:				
шестерни d_{a1}	16,226	24	67,5	
колеса d_{a2}	59,287	45	79,5	
Коэффициент перекрытия $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$	1,69+0,81= 2,50	1,654	1,757	
Расчет температуры				
Коэффициент трения f	0,09	0,09	0,28	Табл. 1.2
Коэффициенты, Дж·м^2/Вт				
K_{F1}	2,4	2,4	1,0	Табл. 3.4
K_{F2}	0	0	0,1	Табл. 3.4
K_{H1}	1,5	1,0	2,5	Табл. 3.4
K_{H2}	0	0	0,1	Табл. 3.4
Площадь поверхности корпуса редуктора A, м^2	0,01	0,05	0,02	
Температура ножки зуба T_F, °С	28,6	30,3	31,5	(3.19)
Температура боковой поверхности зуба T_H, °С	73,5	62,9	42	(3.20)
Расчет зубьев на выносливость при изгибе				
Коэффициент нагрузки K_F	1,0	1,0	1,0	
Коэффициент формы зуба:				
шестерни Y_{FS1}	3,5	3,99	3,66	Рис. 3.5
колеса Y_{FS2}	2,5	3,66	3,62	
Коэффициент, учитывающий наклон зуба Y_β	1,12	1,0	1,0	Табл. 3.3
Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, Y_ε	0,602	0,605	0,569	(3.11)

Продолжение таблицы 3.7

Параметр	Числовые значения			Номер рис., табл., формулы
	пример 1	пример 2	пример 3	
Расчетное местное напряжение от изгиба в опасном сечении зуба σ_F, МПа	10,2	16	10,7	(3.6)
Предел выносливости $\sigma^0_{F\,limb}$ при расчете на изгиб при базовом числе циклов нагружения, МПа	18,5	20	18,5	Табл. 3.5
Коэффициент Y_T, учитывающий температуру ножки зуба	1,37	1,35	1,15	Табл. 3.6
Коэффициент долговечности Y_N	1,0	1,0	1,0	
Коэффициент Y_τ, учитывающий частоту нагружения	0,75	0,8	0,9	
Предел выносливости $\sigma_{F\,limb}$ при расчете на изгиб при эквивалентном числе циклов нагружений, МПа	19,0	21,6	19,2	(3.24)
Минимальный коэффициент безопасности $S_{F\min}$	2,0	1,5	1,5	
Коэффициент, учитывающий влияние:				
размеров зубьев Y_δ	1,096	1,08	1,05	(3.22)
размеров колеса Y_x	1,0	1,0	0,99	(3.23)
Допускаемое напряжение изгиба при расчете на выносливость σ_{FP}, МПа	10,4	15,6	13,3	(3.21)
Условие $\sigma_F \le \sigma_{FP}$ выполняется				
Расчет на контактную выносливость				
Коэффициент нагрузки K_H	160	160	160	(3.4)
Коэффициент Y_T, учитывающий температуру боковой поверхности зуба	1,0	1,0	1,0	Табл. 3.6
Модуль упругости E, МПа	$1{,}4\cdot10^3$	$1{,}2\cdot10^3$	$3{,}0\cdot10^3$	Рис. 3.4
Коэффициент материала Z_E	15,65	14,49	22,91	(3.14)
Коэффициент Z_H, учитывающий влияние формы сопряженных зубьев	2,419	2,496	2,496	(3.15)
Коэффициент Z_ε, учитывающий влияние перекрытия	0,769	0,884	0,865	(3.16) (3.17)
Расчетное контактное напряжение σ_H, МПа	15,9	23,1	19,4	(3.12)
Предел выносливости $\sigma_{H\,limb}$, соответствующий заданному N_{HE}, МПа	40	36	31,5	Рис. 3.9
Минимальный коэффициент безопасности $S_{H\min}$	1,5	1,5	1,5	

Продолжение таблицы 3.7

Параметр	Числовые значения			Номер рис., табл., формулы
	пример 1	пример 2	пример 3	
Допускаемое контактное напряжение σ_{HP}, МПа	26,7	24,0	21,0	(3.25)
Условие $\sigma_H \le \sigma_{HP}$ выполняется				
Расчет модуля по критерию жесткости				
Гарантированный боковой зазор $j_{n\min}$, мкм	124	151	111	Для примера 1 — по ГОСТ 9178—81, для примеров 2, 3 — по ГОСТ 1643—81
Модуль m, мм	0,8	0,6	0,6	

жения, нагрузка и приведенный радиус кривизны контактирующих поверхностей. Для таких передач необходимо прогнозировать ресурс, обусловленный отказами по критерию износа. При определении ресурса мелкомодульных зубчатых передач в основном используются расчетно-экспериментальные методы.

3.5.1. Предельная величина износа зубьев колес МЗП*

Точные механизмы (следящих систем, отсчетные и т.п.), имеющие в своей кинематической цепи зубчатые передачи, наиболее часто выходят из строя из-за снижения точности, связанной с износом опор и зубьев колес. Поэтому умение на этапе проектирования определить предельную величину износа наиболее изнашиваемой зубчатой пары позволяет правильно оценить ресурс и надежность механизма.

В [9] описана методика определения предельной величины износа зубьев колес точного механизма в предположении равномерного пропорционального износа зубьев всех колес механизма. Однако при эксплуатации нередко наибольшему износу подвергаются преимущественно зубья одной или двух зубчатых пар, работающих в наиболее тяжелых условиях, а зубья остальных пар изнашиваются незначительно, на величину, примерно равную

* Материал для п.п. 3.5.1, 3.5.2, 3.6.1, 3.6.3, 3.6.4, 3.7 представлен В.М. Благодарным.

шероховатости поверхностей зубьев, что соответствует процессу приработки зубьев колес [9].

Используя в качестве критерия работоспособности механизма свободный ход*, можно определить предельную величину износа. Ресурс определяется составляющей свободного хода, возникающей в связи с изнашиванием элементов механизма.

Величина суммарного начального свободного хода механизма, приведенная к его выходному валу, равна

$$\varphi_{0\Sigma} = \frac{\Delta\varphi_{01}}{u_{1-n}} + \frac{\Delta\varphi_{02}}{u_{2-n}} + \ldots + \frac{\Delta\varphi_{0i}}{u_{i-n}} + \ldots + \frac{\Delta\varphi_{0n}}{u_n}, \qquad (3.36)$$

где $\Delta\varphi_{01}$, ..., $\Delta\varphi_{0n}$ — начальная величина свободного хода от 1-ой до n-ой зубчатой пары механизма; u_{1-n}, ..., u_n — передаточное число от расчетной до n-ой зубчатой пары.

Начальная величина свободного хода $\Delta\varphi_{0\Sigma}$ отдельной зубчатой пары складывается из трех составляющих $\Delta\varphi_{лi}$, $\Delta\varphi_{yi}$ и $\Delta\varphi_{опi}$, т.е.

$$\Delta\varphi_{0\Sigma} = \Delta\varphi_{лi} + \Delta\varphi_{yi} + \Delta\varphi_{опi}, \qquad (3.37)$$

где $\Delta\varphi_{лi}$ — люфтовая составляющая свободного хода, зависящая от величины максимального гарантированного бокового зазора $j_{n\max}$; $\Delta\varphi_{yi}$ — упругая составляющая свободного хода, зависящая от жесткости валика, на котором установлено колесо, расстояния l между опорами и нагрузки T_Σ; $\Delta\varphi_{опi}$ — люфтовая составляющая свободного хода, зависящая от зазоров δ_i в опорах и среднего диаметра $d_{ср}$ опоры.

Составляющие $\Delta\varphi_{лi}$, $\Delta\varphi_{yi}$ и $\Delta\varphi_{опi}$ определяются по формулам

$$\Delta\varphi_{лi} = \frac{2j_{n\max}\cdot 10^{-3}}{d_i \cos\alpha},$$

$$\Delta\varphi_{yi} = \frac{2T_\Sigma l}{GI_P}, \qquad (3.38)$$

$$\Delta\varphi_{опi} = \frac{2\delta_i}{d_{срn}}.$$

* В данном разделе, материалы для которого подготовлены В.М.Благодарным, авторы сочли необходимым оставить употребляемый им термин "свободный ход механизма", несмотря на принятый в данном издании термин "кинематический мертвый ход".

Величина свободного хода, возникающая в связи с износом элементов механизма, определяется как разность между предельным значением свободного хода $[\Delta\varphi_\Sigma]$, взятым из технической документации на изделие, и величиной суммарного начального свободного хода

$$\Delta\varphi_{и\Sigma} = [\Delta\varphi_\Sigma] - \varphi_{0\Sigma}. \qquad (3.39)$$

С другой стороны, используя (3.36), можно записать

$$\Delta\varphi_{и\Sigma} = \frac{\delta_1\varphi_и}{u_{1-n}} + \frac{\delta_2\varphi_и}{u_{2-n}} + \ldots + \frac{\delta_n\varphi_и}{u_n}, \qquad (3.40)$$

где $\delta_i\varphi_и$ — величина свободного хода зубчатой пары, возникающая в связи с износом ее элементов.

Учитывая, что наибольшему износу подвергаются в основном 1-ая и 2-ая наиболее скоростные зубчатые пары, а остальные пары изнашиваются незначительно [8], перераспределим величину суммарного свободного хода $\Delta\varphi_{и\Sigma}$, возникающую из-за износа элементов механизма, в основном между 1-ой и 2-ой зубчатыми парами, а для остальных зубчатых пар примем величину свободного хода, соответствующую высоте шероховатости поверхностей зубьев. Тогда выражение (3.40) перепишется следующим образом

$$\Delta\varphi_{и\Sigma} = \frac{\delta_1\varphi_и}{u_{1-n}} + \frac{\delta_2\varphi_и}{u_{2-n}} + \ldots + \frac{\delta_i\varphi_R}{u_{i-n}} + \ldots + \frac{\delta_n\varphi_R}{u_n}, \qquad (3.41)$$

где $\delta_i\varphi_R$ — величина свободного хода, соответствующая высоте шероховатости рабочих поверхностей зубьев, $\delta_i\varphi_R$ определяется по формуле

$$\delta_i\,\varphi_R = \frac{2{,}16\cdot 10^4\, R_i}{\pi d_i} \qquad (3.42)$$

где R_i — максимальное значение шероховатости; d_i — делительный диаметр рассчитываемого зубчатого колеса.

Математическая обработка данных таблицы 9 ГОСТ 9178—81 показывает, что зависимость величины бокового зазора от межосевого расстояния для различных видов сопряжений можно выразить следующей формулой

$$j_{n\max} = k_j a_w^q \,, \tag{3.43}$$

где k_j и q — коэффициенты, определяемые в зависимости от вида сопряжения.

Принимая свободный ход пропорциональным боковому зазору, запишем

$$\frac{\delta_1\varphi_и}{\delta_2\varphi_и} = \frac{k_{j1}a_{w1}^{q1}}{k_{j2}a_{w2}^{q2}} \,. \tag{3.44}$$

Полученное из (3.44) решение относительно $\delta_2\varphi_и$ подставим в (3.41)

$$\delta_\Sigma\varphi_и = \frac{\delta_1\varphi_и}{u_{1-n}} + \frac{\delta_1\varphi_и k_{j2}a_{w2}^{q2}}{u_{2-n}k_{j1}a_{w1}^{q1}} + \frac{\delta_3\varphi_R}{u_{3-n}} + \ldots + \frac{\delta_n\varphi_R}{u_n} \,. \tag{3.45}$$

Уравнение (3.45) решаем относительно $\delta_1\varphi_и$

$$\delta_1\varphi_и = \frac{\delta_\Sigma\varphi_и - \left(\dfrac{\delta_3\varphi_R}{u_{3-n}} + \ldots + \dfrac{\delta_n\varphi_R}{u_n}\right)}{\dfrac{1}{u_{1-n}} + \dfrac{k_{j2}a_{w2}^{q2}}{u_{2-n}k_{j1}a_{w1}^{q1}}} \,. \tag{3.46}$$

Аналогично определяется $\delta_2\varphi_и$.

Предельную величину износа зубьев колес 1-ой и 2-ой пар рассчитываем по формуле

$$[\Delta s]_i = \frac{\pi\,\delta_1\varphi_и d_i}{2{,}16\cdot 10^4} \,, \text{ (мм)}. \tag{3.47}$$

Если слабой по условиям предварительного расчета по методике, предложенной в [67], окажется не 1-ая или 2-ая, а какая-либо другая зубчатая пара, например, 3-я, то необходимо определить предельный износ именно этой зубчатой пары.

Считаем износ 3-ей пары пропорциональным межосевому расстоянию, тогда уравнение (3.41) перепишется следующим образом

$$\Delta\varphi_{и\Sigma} = \frac{\delta_1\varphi_и}{u_{1-n}} + \frac{\delta_2\varphi_и}{u_{2-n}} + \frac{\delta_3\varphi_R}{u_{3-n}} + \ldots + \frac{\delta_n\varphi_R}{u_n} \,. \tag{3.48}$$

Составляем пропорцию, аналогичную (3.44), подставляя $\delta_3\varphi_и$ вместо $\delta_2\varphi_и$, в результате получим

$$\delta_3\varphi_и = \frac{\delta_1\varphi_и k_{j3}a_{w3}^{q3}}{k_{j1}a_{w1}^{q1}} \,. \tag{3.49}$$

Выразим свободный ход, возникающий вследствие износа для 1-ой и 2-ой зубчатых пар, через 3-ю пару

$$\delta_1\varphi_и = \frac{\delta_3\varphi_и k_{j1}a_{w1}^{q1}}{k_{j3}a_{w3}^{q3}} \,,$$

$$\delta_2\varphi_и = \frac{\delta_3\varphi_и k_{j2}a_{w2}^{q2}}{k_{j3}a_{w3}^{q3}} \,. \tag{3.50}$$

Подставив (3.50) в уравнение (3.48), получим

$$\delta\varphi_{и\Sigma} = \frac{\delta_3\varphi_и k_{j1}a_{w1}^{q1}}{u_{1-n}k_{j3}a_{w3}^{q3}} + \frac{\delta_3\varphi_и k_{j2}a_{w2}^{q2}}{u_{1-n}k_{j3}a_{w3}^{q3}} + \frac{\delta_3\varphi_и}{u_{3-n}} + \ldots + \frac{\delta_n\varphi_R}{u_n} \,. \tag{3.51}$$

Решим уравнение (3.51) относительно $\delta_3\varphi_и$

$$\delta_3\varphi_и = \frac{k_{j3}a_{w3}^{q3}u_{1-n}\left[\varphi_и - \left(\dfrac{\delta_4\varphi_R}{u_{4-n}} + \ldots + \dfrac{\delta_n\varphi_R}{u_n}\right)\right]}{k_{j1}a_{w1}^{q1} + k_{j2}a_{w2}^{q2}u_{1-2} + k_{j3}a_{w3}^{q3}u_{1-3}} \,. \tag{3.52}$$

При одних и тех же видах сопряжений для зубчатых пар механизма $k_{j1} = k_{j2} = k_{j3} = \ldots = k_j$ и $q_1 = q_2 = q_3 = \ldots = q_i$, тогда

$$\delta_3\varphi_и = \frac{u_{1-n}a_{w3}^q\left[\varphi_и - \left(\dfrac{\delta_4\varphi_R}{u_{4-n}} + \ldots + \dfrac{\delta_n\varphi_R}{u_n}\right)\right]}{a_{w1}^q + a_{w2}^q u_{1-2} + \ldots + a_{wn}^q u_{1-n}} \,.$$

$$\delta_1\varphi_и = \delta_3\varphi_и\,(a_{w1}/a_{w3})^q \,,$$

$$\delta_2\varphi_и = \delta_3\varphi_и\,(a_{w2}/a_{w3})^q\,. \qquad (3.53)$$

Величина износа зубьев колес 3-ей пары определяется по формуле (3.48). Аналогичным образом определяется износ любой другой зубчатой пары механизма.

При расчете износа зубьев зубчатой пары механизма необходимо рассматривать разные варианты условий работы.

1. *Материалы трибки (шестерни) и колеса разные. Изнашиваются только зубья трибки или колеса. Вращение в одну сторону.* В этом случае имеют место все вышеприведенные зависимости.

2. *Условия аналогичные п. 1, но вращение реверсивное.* В этом случае толщина изношенного слоя с одной стороны зуба не более $0{,}5[\Delta s]$.

3. *Материалы трибки и колеса одинаковые. Изнашиваются зубья как трибки, так и колеса. Вращение одностороннее.* В этом случае считая, что износ зубьев обратно пропорционален числу зубьев, имеем

$$[\Delta s]_1 = \frac{[\Delta s]\,z_2}{z_1 + z_2}\,; \quad [\Delta s]_2 = \frac{[\Delta s]\,z_1}{z_1 + z_2}\,, \qquad (3.54)$$

где $[\Delta s]_1$, $[\Delta s]_2$ — величина предельного износа зубьев соответственно трибки и колеса.

Подставляя значение (3.47) в (3.54), получим

$$[\Delta s]_1 = \frac{\pi\,\delta_1\varphi_и z_2 d_1}{2{,}16\cdot 10^4\,(z_1 + z_2)}\,, \quad [\Delta s]_2 = \frac{\pi\,\delta_1\varphi_и z\,d_2}{2{,}16\cdot 10^4\,(z_1 + z_2)}\,. \qquad (3.55)$$

4. *Материалы трибки и колеса одинаковые. Изнашиваются одновременно зубья трибки и колеса. Вращение реверсивное.* В этом случае величины износа зубьев трибки и колеса будут составлять не более $0{,}5[\Delta s]_1$ и $0{,}5[\Delta s]_2$, определяемым по формулам (3.55).

5. *Материалы трибки и колеса разные и имеют разную твердость. Изнашиваются зубья как трибки, так и колеса. Вращение в одну сторону.* В этом случае суммарная величина износа зубьев определяется по формуле (3.47).

3.5.2. Проектный расчет модуля по критерию предельно допустимого износа

Зубья колес в зависимости от функционального назначения передачи могут достигать различной степени износа, обеспечивая при

этом работоспособность передачи [68]. Если к зубчатому механизму не предъявляются повышенные требования к точности и его отказом считается прекращение передачи вращения в результате отсутствия зацепления между зубьям колес из-за их износа, то в этом случае величина модуля определяется по условиям прочности изношенных зубьев.

Для расчета прочности изношенных зубьев колес важным является обоснованное назначение предельной величины износа, которая регламентируется, в частности, только в английском стандарте — 0,13 мм на ножке зуба или 0,075 мм на вершине зуба для быстроходных передач и 1/6—1/3 от исходной толщины зуба для тихоходных передач. В [69] предельная величина износа зуба принимается $(0{,}5—1{,}0)s_a$, где s_a — толщина зуба на диаметре окружности вершин. Как правило, обоснование величины предельного износа не приводится. В работах [70, 71] приведены результаты исследования влияния износа зуба на изменение геометрии зацепления и напряженного состояния зубьев колес. Показано, как по мере износа зубьев изменяются параметры зацепления; соответственно изменяются величина и положение силы нормального давления, действующей на сопряженный зуб. При износе до 10% напряженные состояния изношенного и неизношенного зубьев практически не отличаются между собой. Максимальные напряжения как в растянутой, так и в сжатой зоне зуба остаются неизменными. При износе зуба на 20% максимальные напряжения в растянутой зоне увеличиваются на 6—8%, а в сжатой — на 15%. У зубьев, изношенных от 10 до 30% их исходной толщины, максимальные суммарные напряжения увеличиваются не более, чем в 1,5 раза. При износе, превышающем 30% вплоть до заострения вершины зуба максимальные суммарные напряжения в сечениях зуба по всей его высоте мало отличаются друг от друга, поэтому поломка или смятие зуба может произойти в любом месте по высоте зуба.

Таким образом, чтобы максимально использовать возможности передачи с точки зрения увеличения ресурса, можно допустить, что отказ зубчатой передачи возникает из-за снижения прочности при износе не более 30% от исходной толщины зуба. Поэтому в качестве расчетной принимается модель изношенного зуба, показанная на рис. 3.12. При этом в качестве основных напряжений, приводящих к разрушению зуба, принимаются напряжения среза, смятия и изгиба.

В связи с тем, что срез может произойти в любом сечении зуба, напряжения среза рассчитывают, полагая, что сечение,

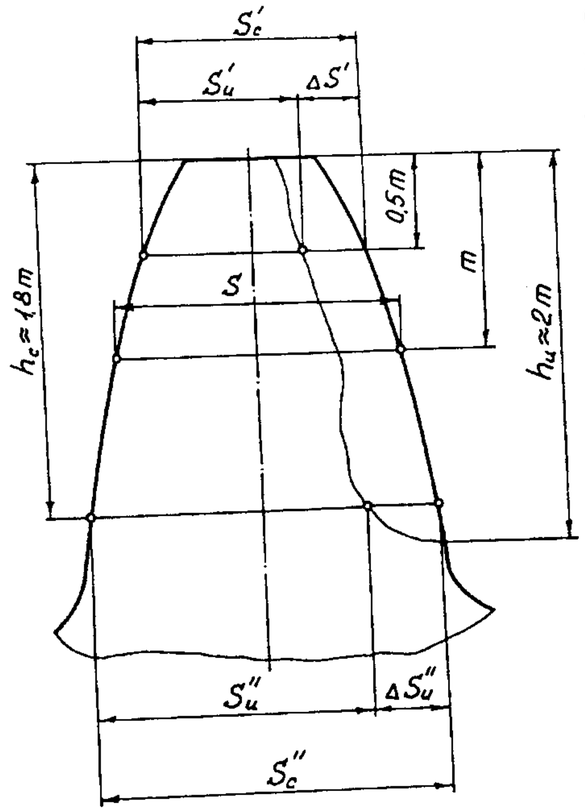


Рис. 3.12. Модель изношенного зуба

соответствующее минимальной толщине зуба $s_и'$, находится на расстоянии примерно равном $(0{,}3...0{,}5)m$ от вершины зуба. Расчетная формула:

$$\tau_{ср} = \frac{2T_{\Sigma j}}{m^2 z\, \psi_{bm}\, s_и'} \le [\tau_{ср}]. \qquad (3.56)$$

Определим значения величин, входящих в формулу (3.56).

Суммарный момент $T_{\Sigma j}$, действующий в j-ой ступени механизма:

$$T_{\Sigma j} = T_{нj} + T_{gj}\,, \qquad (3.57)$$

$T_{нj}$ — номинальный крутящий момент нагрузки зубчатой передачи j-ой ступени, рассчитываемый по формуле

$$T_{нj} = \frac{T_{н\ вых}}{u_{n-j}\,(1 - Q_{зп})^{j}(1 - Q_{п})^{j+1}}\,, \qquad (3.58)$$

где $T_{н\ вых}$ — номинальный момент на выходном валу привода; $Q_{зп}$, $Q_{п}$ — коэффициенты потерь в зубчатых передачах и подшипниках; T_{gj} — динамический момент в j-й ступени привода, определяется по формуле

$$T_{gj} = F_{\Sigma}(t)\,\frac{d_j}{2}\,, \qquad (3.59)$$

$F_{\Sigma}(t)$ — максимальная динамическая сила; d_j — диаметр делительной окружности.

Минимальная толщина зуба в опасном сечении

$$s_и' = s_x - \Delta j_n - [\Delta s'] \qquad (3.60)$$

Величина Δj_n, на которую уменьшается толщина зуба из-за гарантированного бокового зазора, определяется при известной величине $\Delta\varphi_л$ (люфтовой погрешности) по формуле

$$\Delta j_n = \frac{\Delta\varphi_л\, \pi d}{2{,}16\cdot 10^4}\,, \text{ мм.} \qquad (3.61)$$

Предельная величина износа зуба колеса $[\Delta s']$ определяется по формуле

$$[\Delta s'] = \frac{\delta_j \varphi_и\, \pi d_j}{2{,}16\cdot 10^4}\,, \text{ мм,} \qquad (3.62)$$

где $\delta_j\, \varphi_и$ — величина свободного хода зубчатой пары j-ой ступени, возникающего в связи с износом ее элементов.

Принимаем за опасное сечение зуба толщину, соответствующую 2/3 от начальной

$$s_и = \frac{2}{3}\, s_x\,, \qquad (3.63)$$

где s_x — исходная толщина зуба по хорде на диаметре d_x, рассчитываемая по формуле [72]:

$$s_x = d_x \left(\frac{p_\alpha}{d} + \text{inv}\ \alpha - \text{inv}\ \alpha_x \right), \qquad (3.64)$$

p_α — шаг эвольвентного зацепления; d_x, α_x — соответственно диаметр окружности и угол профиля в точке профиля, которым соответствует расчетное сечение зуба.

Угол α_x рассчитываем по формуле

$$\cos\alpha_x = \frac{d\cos\alpha}{d_x}\,, \qquad (3.65)$$

где

$$d = mz\,;$$

$$d_x = m\,(z + 2\Delta h^* + 2x)\,;$$

$$\alpha_x = \arccos\frac{z\cos\alpha}{z + 2\Delta h^* + 2x}\,;$$

Δh^* — коэффициент расстояния от сечения на диаметре d делительной окружности до рассчитываемого сечения ($\Delta h^* = \Delta h/m$).

Расшифровав $p_\alpha = \pi m \cos\alpha$, подставив в (3.64) значения d и d_x, и сделав некоторые преобразования, получим:

$$s'_и = \frac{2}{3} m (z + 2\Delta h^* + 2x)\left(\frac{\pi \cos\alpha}{z} + \text{inv}\,\alpha - \text{inv}\,\alpha_x\right).$$

Введем обозначение

$$s^*_и = (z + 2\Delta h^* + 2x)(\pi \cos\alpha/z + \text{inv}\,\alpha - \text{inv}\,\alpha_x). \qquad (3.66)$$

Тогда при известном Δh^*, решив уравнение (3.56) относительно m, получим формулу для проектного расчета прочности зуба на срез:

$$m \geq 1{,}44\left(\frac{T_\Sigma}{z\,\psi_{bm}\,s^*_и\,[\tau_{ср}]}\right)^{1/3}, \qquad (3.67)$$

Проверка по напряжениям смятия зуба в сечении на высоте $h = 0{,}5m$ от вершины зуба производится по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{3{,}9T_\Sigma}{m^3 z\,\psi_{bm}\cos\alpha} \leq [\sigma_{см}]. \qquad (3.68)$$

Решив (3.68) относительно m, получим формулу для проектного расчета по условию смятия

$$m \geq 1{,}58\left(\frac{T_\Sigma}{z\,\psi_{bm}\cos\alpha\,[\sigma_{см}]}\right)^{1/3}. \qquad (3.69)$$

Примем, что максимальные напряжения изгиба возникают в сечении зуба, удаленном от вершины на расстоянии, равном $2m$. Проверку прочности изношенного зуба на изгиб проводим по формуле

$$\sigma_F = \frac{23T_\Sigma K_\sigma}{mz\,\psi_{bm}\,(s''_и)^2} \leq [\sigma_F], \qquad (3.70)$$

где K_σ — эффективный коэффициент напряжений в зоне переходной поверхности зуба, зависящий от отношения $h_и/\rho_0$ [69].

Подставив в формулу (3.70) значение $s''_и$, определяемое аналогично $s'_и$, и решив (3.70) относительно m, получим формулу для проектного расчета прочности на изгиб изношенного зуба:

$$m \geq 3{,}78\left[\frac{T_\Sigma K_\sigma}{z\,\Psi_{bm}\,(S^*_и)^2[\sigma_F]}\right]^{1/3}. \qquad (3.71)$$

Большее значение модуля, рассчитанное по формулам (3.67), (3.69) и (3.71), округляется и сравнивается с величиной модуля стандартного ряда модулей: ближайшее большее значение из ряда принимается за окончательное и используется в дальнейших расчетах при определении геометрических размеров зубчатых колес по известным формулам.

3.5.3. Расчет ресурса МЗП по критерию выносливости при изгибе изношенных зубьев

Рассмотренный в п. 3.5.2 проектный расчет модуля по критерию предельно допустимого износа зубьев не учитывает фактор накопления, одновременно с износом, усталостных повреждений, определяющих величину предела выносливости зубьев при изгибе. Естественно, что учет этого фактора возможен при наличии уравнения кривой выносливости зубьев при изгибе, построенной по результатам экспериментальных исследований, и данных о скорости или интенсивности изнашивания зубьев, которые необходимы для расчета прочности изношенного зуба при статическом изгибе.

Иначе говоря, в данном варианте ресурс МЗП рассчитывают по кривым выносливости с учетом изменения напряженного состояния зубьев в процессе износа, полагая, что излом происходит у основания зуба в сечении, ослабленном износом. Если вести расчет с учетом вероятности неразрушения и не учитывать зависимость рассеяния экспериментальных данных от уровня нагружения, то регрессионное уравнение семейства усталостных кривых в полулогарифмической системе координат можно представить в упрощенном виде

$$\sigma_{F\lim} = a\,(P) + b\,\lg\,N, \qquad (3.72)$$

где $a\,(P)$ — коэффициент, характеризующий положение кривой усталости с учетом вероятности неразрушения; b — коэффициент, характеризующий наклон кривых усталости.

Для расчета статической прочности зубьев при изгибе используем зависимость (3.6). Принимаем $Y_{F\beta} = Y_\varepsilon = 1$; для расчета коэффициента $K_{F\alpha}$ используем формулу (3.7) и вводим вместо Y_{FS} коэффициент формы зуба $Y(N)$, значение которого рассчитывается с учетом износа по формуле

$$Y(N) = \frac{1}{\alpha_\sigma}\left[\frac{6l_A m\cos\gamma}{(a-\Delta S)^2} - \frac{m\sin\gamma}{a-\Delta S}\right]. \qquad (3.73)$$

Тогда получим следующее уравнение для расчета ресурса МЗП по критерию разрушения изношенных зубьев

$$(w_t/m)\;Y(N) - a\,(P) - \lg N = 0. \qquad (3.74)$$

В формулах (3.73), (3.74) α_σ — теоретический коэффициент концентрации напряжений; для нулевых зубчатых колес с исходным контуром по ГОСТ 9587—81 значения α_σ приведены ниже:

z	16	20	25	30	40	50	60	80	100
α_σ	1,50	1,61	1,70	1,74	1,79	1,84	1,86	1,90	1,92

При данном способе вычисления коэффициента формы зуба его величина зависит от точки приложения усилия F_n (точка С; рис. 3.13) и формы профиля зуба. Приближенно положение опасного сечения А—А, зависящее от формы профиля зуба, определяется в том месте по высоте зуба, в котором расстояние g (положение точки В ясно из чертежа рис. 3.13) является минимальным. Для упрощения расчетом можно принимать размер l_A равным приблизительно $2m$ или l_l, а толщину зуба в опасном сечении a заменить толщиной зуба s_l в точке сопряжения эвольвенты с переходной кривой. При таких допущениях для определения l_l и s_l можно пользоваться графиком на рис. 3.13, на котором эти параметры указаны при $m = 1$ мм.

Для определения угла давления γ, зависящего для нулевых колес стандартного исходного контура только от числа зубьев, можно пользоваться нижеприведенными данными:

z	16	20	24	30	40	50	100	200
γ, рад	0,3493	0,3401	0,3357	0,3330	0,3323	0,3331	0,3380	0,3426

Величина износа зубьев Δs, зависящая от скорости изнашивания I, равна

$$\Delta s = IN.$$

Остальные параметры, входящие в формулу (3.73), определяются по результатам экспериментов.

Для пояснения порядка расчета ресурса МЗП по данной методике воспользуемся результатами экспериментов [73]. Испытывали МЗП, составленные из пар зубчатых колес из одноименных материалов ПА12, СФД-Б и АТМ-2 (m = 0,6; 0,8; 1,0; 1,25 мм; z = 45, 60, 75, 90, 106; i = 1) при нагрузках T = 0,1...1,1 Н·м и частоте вращения n = = 60...400 мин$^{-1}$.

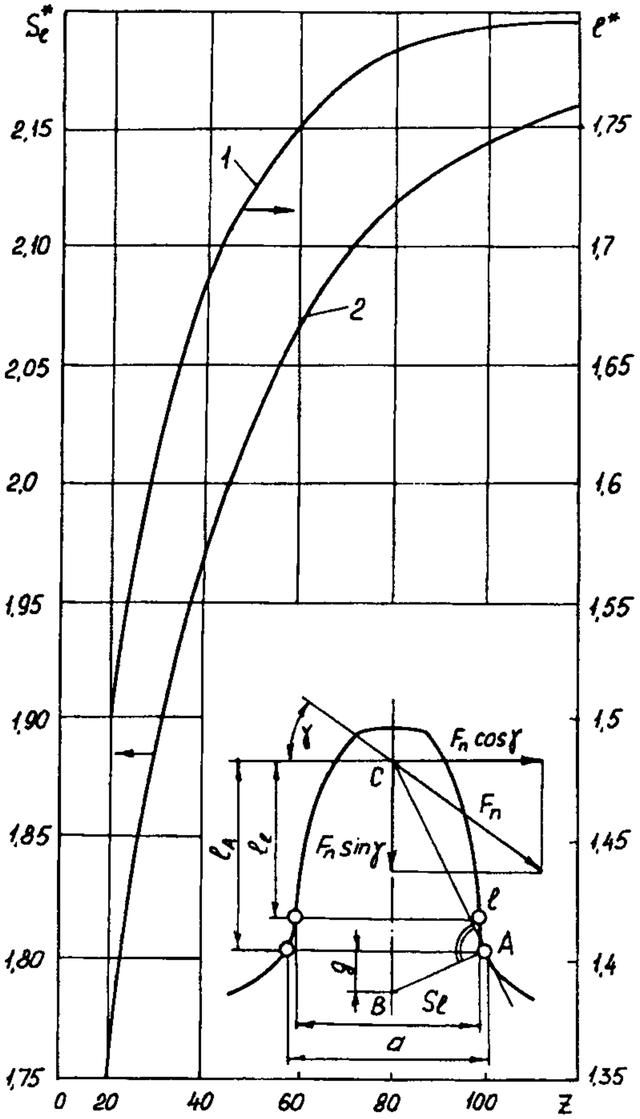
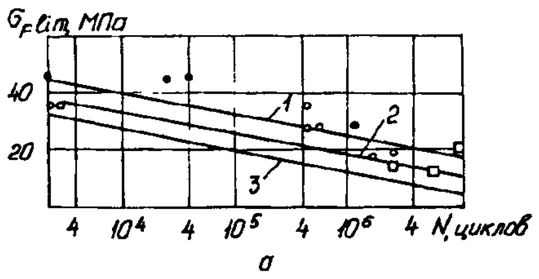


Рис. 3.13. Зависимость параметров $l_l^* = l_l/m$ и $s_l^* = s_l/m$ от числа зубьев

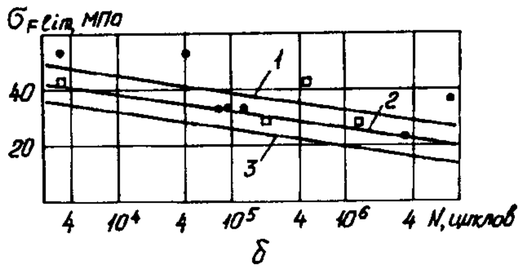
Результаты испытаний представлены в виде кривых пределов выносливости $\sigma_{F\lim}$ с различной вероятностью неразрушения (рис. 3.14), и зависимостей скорости изнашивания от нагрузки (рис. 3.15). Коэффициенты уравнения (3.74) даны в табл. 3.8; аппроксимация кривых рис. 3.15, при установившемся износе, соответствующих значению вероятности $P\,(I) = 0{,}5$ достижения расчетного значения износа, уравнением типа $I = aw_t^b$ представлена зависимостями:

для колес из СФД-Б

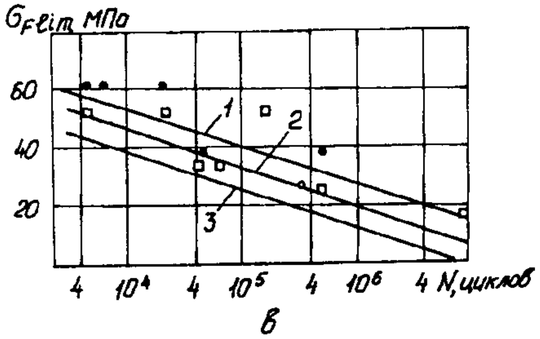
$$\bar{I} = 1{,}06w_t^{1{,}24},\quad r^2 = 0{,}530;$$



а

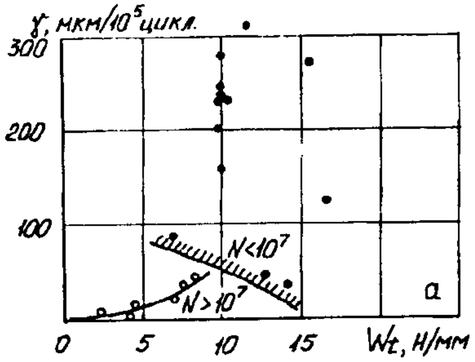


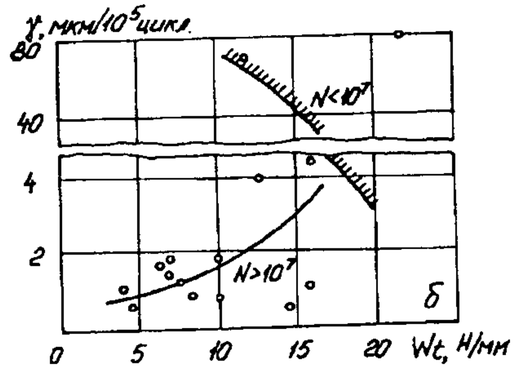
б



в

Рис. 3.14. Предел выносливости зубьев при изгибе: *а* **— П12;** *б* **— СФД-Б;** *в* **— АТМ-2;** *1* **—** $P(\sigma_{F\,lim}) = 0{,}5$; *2* **—** $P(\sigma_{F\,lim}) = 0{,}84$; *3* **—** $P(\sigma_{F\,lim}) = 0{,}975$; □ **—** $m = 1$ **мм;** ○ **—** $m = 0{,}8$ **мм;** ● **—** $m = 0{,}6$ **мм**





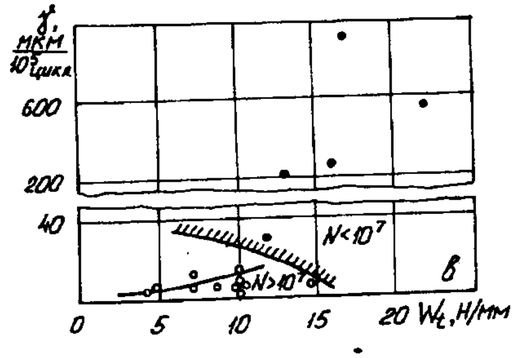


Рис. 3.15. Зависимость скорости изнашивания от нагрузки: *а* **— П12;** *б* **— СФД-Б;** *в* **— АТМ-2;** ○ **— образцы, отработавшие** $N = 10^7$ **циклов;** ● **— образцы, разрушившиеся до** $N = 10^7$ **циклов**

для колес из АТМ-2

$$\bar{I} = 1{,}82 w_t^{0{,}73}, \quad r^2 = 0{,}379;$$

для колес из П12

$$\bar{I} = 2{,}31 w_t^{1{,}18}, \quad r^2 = 0{,}708.$$

Таблица 3.8. **Коэффициенты уравнения (3.74)**

Марка материала сопряженных колес	Значения коэффициента a (P) при вероятности неразрушения P ($\sigma_{F\,lim}$)			Коэффициент b	Коэффициент корреляции, r^2
	0,5	0,84	0,975		
СФД-Б	68,9	62,0	55,7	7,2	0,543
АТМ-2	104,1	96,0	87,9	12,8	0,700
П-12	68,2	61,7	55,1	7,2	0,677

Таблица 3.9. **Скорость изнашивания МЗП с зубчатыми колесами из полимерных материалов (**$m = 0{,}6$; $0{,}8$; $1{,}0$; $1{,}25$ **мм;** $z = 45, 60, 75, 106$**)**

Марка материала сопряженных колес	P (I)	Значения скорости изнашивания I, мкм/10^6 при удельной нагрузке w_t, Н/мм			
		5	8	10	15
СФД-Б	0,5	12	14	19	31
	0,84	19	26	30	42
	0,975	31	37	42	54
АТМ-2	0,5	3	5	10	—
	0,84	7	8	13	—
	0,975	10	11	17	—
П-12	0,5	15	27	—	—
	0,84	24	35	—	—
	0,975	33	44	—	—

Примечание: P (I) — вероятность достижения расчетного значения износа

При одинаковой дисперсии σ_I средних значений $\bar{I}$ для всех точек аппроксимирующих кривых для СФД-Б, П12 и АТМ-2 получено соответственно $\sigma_I = 11{,}6$; $8{,}6$ и $3{,}3$ мкм/10^6. Результаты расчета I с учетом вероятности достижения расчетного значения износа приведены в табл. 3.9.

Для оценки ресурса МЗП с зубчатыми колесами из ПА12, СФД-Б и АТМ-2 построены зависимости $N_ц = f(m)$ (рис. 3.16), по которым с вероятностью $P = 0{,}84$ и $0{,}975$ можно определить ресурс до разрушения изношенных зубьев.

Зависимость ресурса от числа зубьев колеса объясняется учетом при расчете коэффициента $K_{F\alpha}$ фактического коэффициента перекрытия.

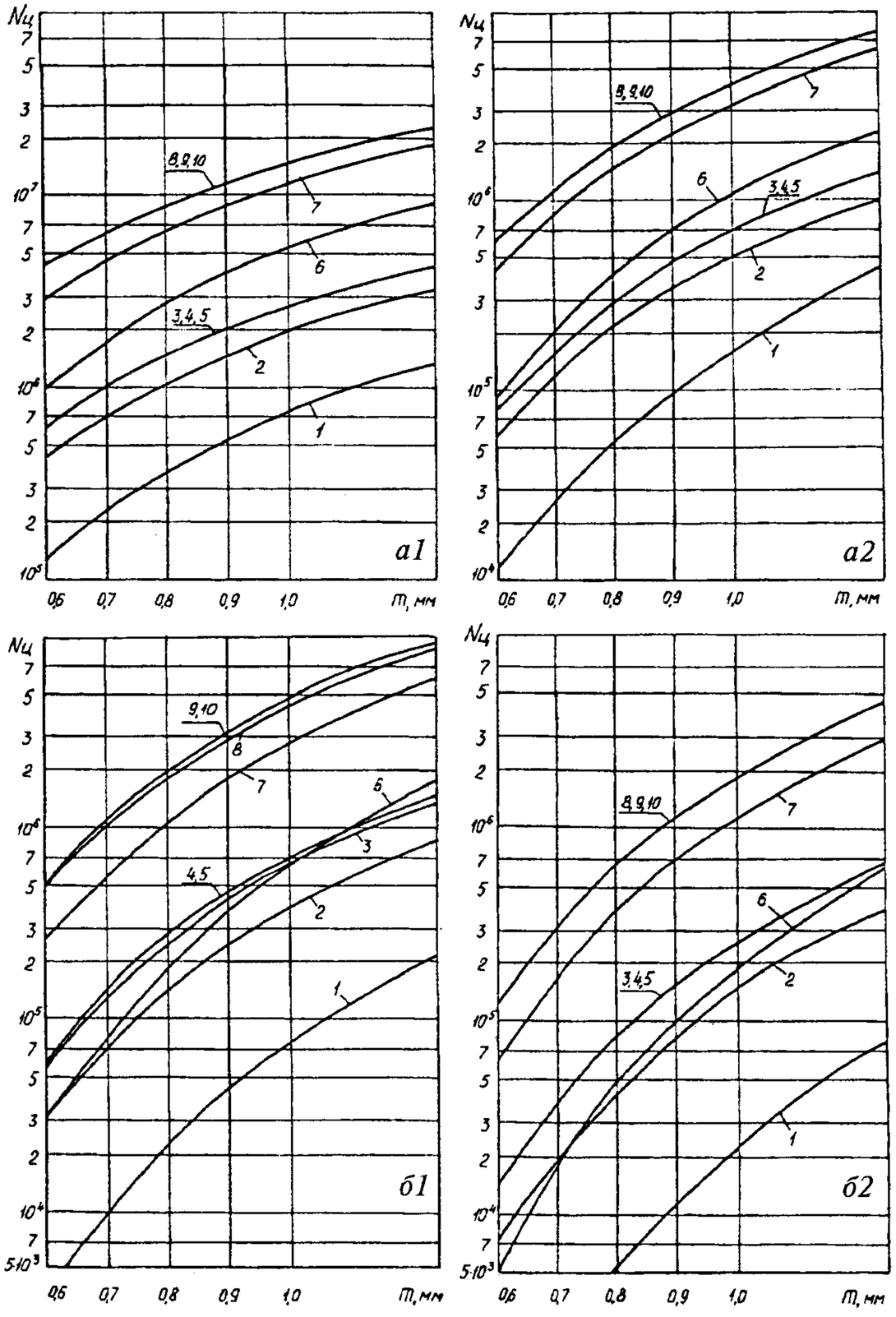


Рис. 3.16. Графики для расчета ресурса МЗП по критерию прочности изношенных зубьев для зубчатых колес из материалов ПА12 (*а*), СФД-Б (*б*); *а1* — w_t = 5 Н/мм, I = 20 мкм/10^6; *а2* — w_t = 8 Н/мм; I = 40 мкм/10^6; *б1* — w_t = 8 Н/мм; I = 23 мкм/10^6; *б2* — w_t = 10 Н/мм; I = 28 мкм/10^6; *1—5* — $P(\sigma_{F\lim}) = 0{,}975$; *6—10* — $P(\sigma_{F\lim}) = 0{,}84$; *1, 6* — z = 45; *2, 7* — z = 60; *3, 8* — z = 75; *4, 9* — z = 90; *5, 10* — z = 106

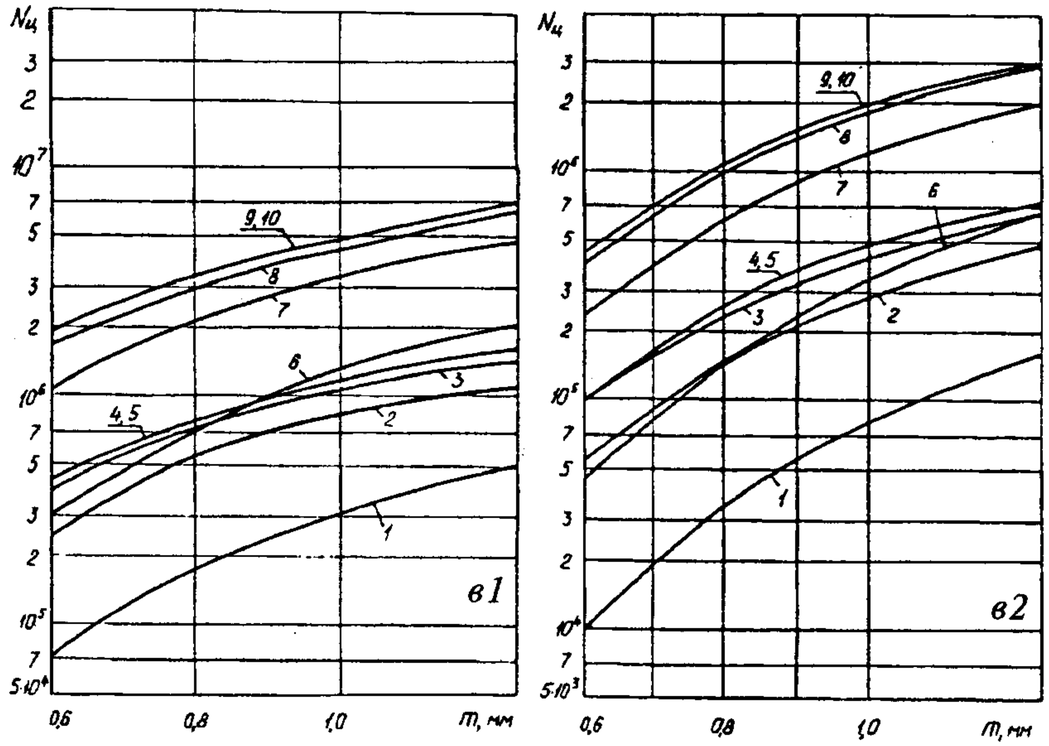


Рис. 3.16. Графики для расчета ресурса МЗП по критерию прочности изношенных зубьев для зубчатых колес из материала АТМ-2 (*в*); *в1* — w_t = 5 Н/мм; I = 10 мкм/10^6; *в2* — w_t = 8 Н/мм; I = 15 мкм/10^6; *1—5* — $P(\sigma_{F\lim}) = 0{,}975$; *6—10* — $P(\sigma_{F\lim}) = 0{,}84$; *1, 6* — z = 45; *2, 7* — z = 60; *3, 8* — z = 75; *4, 9* — z = 90; *5, 10* — z = 106

Зависимости, приведенные на рис. 3.16, построены с использованием упрощенной формулы для расчета коэффициента $Y(N)$, а именно:

$$Y(N) = Y_{FS}\left(\frac{s}{s - IN}\right). \qquad (3.75)$$

Результаты вышеописанных испытаний в табличном виде вошли в руководящий технический материал РТМ 25379—80 "Колеса зубчатые из полимерных материалов. Показатели долговечности".

3.6. РАСЧЕТ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ МЗП ПО КРИТЕРИЯМ ИЗНОСА И СВОБОДНОГО ХОДА

3.6.1. Методика расчета показателей надежности

Рассмотрим методику прогнозирования ресурса зубчатой передачи, обусловленного отказами по критерию износа.

Примем в качестве параметра износа скорость изнашивания, которая в общем случае равна отношению величины износа к интервалу времени, в течение которого произошел износ.

Назовем нормированной зубчатой парой цилиндрическую прямозубую передачу со следующими основными геометрическими параметрами: число зубьев шестерни $z_1 = 40$; число зубьев зубчатого колеса $z_2 = 80$; ширина венца колеса $b_2 = 4{,}0$ мм; ширина венца шестерни $b_1 = 5{,}0$ мм; коэффициент смещения $x_1 = x_2 = 0$; степень точности 7-*F* по ГОСТ 9178—81.

Очевидно, что у одинаковых нормированных зубчатых колес из разных материалов при идентичных режимах испытаний различие скоростей изнашивания будет обусловлено только механическими и триботехническими свойствами применяемых материалов. Назовем скорость изнашивания зубьев нормированного колеса базовой скоростью [74]. Она является достаточно точной характеристикой материала колеса и может служить параметром, характеризующим процесс его изнашивания.

Принимая общепринятую схему стадий изнашивания: периоды приработки, "нормального" изнашивания и "катастрофического" изнашивания (рис. 3.17), рассматриваем в качестве основного участка стадию "нормального" изнашивания, характеризующуюся постоянными значением скорости изнашивания и представляемую в координатах $\Delta s = f(N)$ в виде прямой, наклон которой к оси абсцисс зависит от качества приработки и скорости изнашивания (рис. 3.18). Начало прямой соответствует

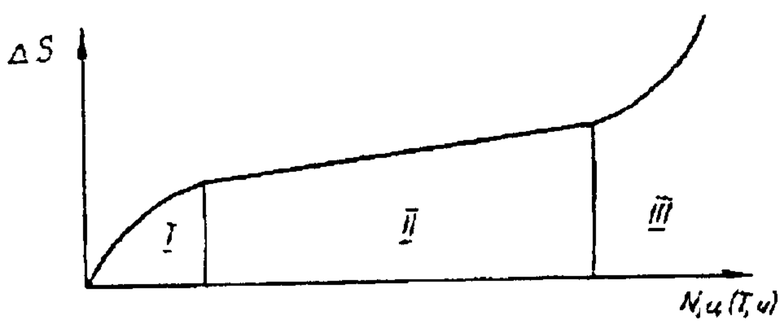


Рис. 3.17. Классическая кривая износа деталей машин: *1* **— приработка;** *2* **— зона "нормального" изнашивания;** *3* **— зона "катастрофического" износа**

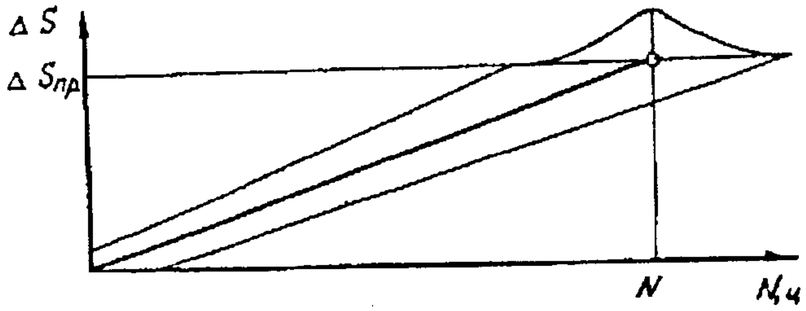


Рис. 3.18. Статистические характеристики процесса "нормального" изнашивания

концу приработки; стадия "нормального" изнашивания заканчивается переходом в зону "катастрофического" износа.

Линейный характер изнашивания позволяет путем последовательных измерений толщины изношенных зубьев через определенное фиксированное число циклов определить базовую скорость изнашивания по формуле

$$I_0 = (s_{i-1} - s_i)/\Delta N\,, \qquad (3.76)$$

где s_{i-1}, s_i, — текущие значения толщины зубьев, измеренные по хорде соответственно в начале и конце испытания за период ΔN в одном и том же сечении по высоте зуба.

Результаты измерений износа, характеризующие процесс "нормального" изнашивания, подвергают статистической обработке и вычисляют по общеизвестным формулам параметры износа — математическое ожидание $\bar{I}_0$, среднее квадратическое отклонение S_I и коэффициент вариации v базовой скорости изнашивания:

$$\bar{I}_0 = \frac{1}{n}\sum_1^n I_i;\quad S_I^2 = \frac{1}{n-1}\sum(\bar{I}_0 - I_i)^2;\quad v = \frac{S_I}{\bar{I}_0}\,. \qquad (3.77)$$

Статистические характеристики базовой скорости изнашивания для некоторых материалов, определенные по результатам ускоренных испытаний зубчатых пар, приведены в табл. 3.10.

Так как на динамику передачи влияет максимальное значение износа, базовую скорость изнашивания определяют в сечении, где износ максимальный. Наибольший износ наблюдается на ножке зуба и на расстоянии $(0{,}3—0{,}5)m$ от его вершины [8, 9].

Таблица 3.10. **Значение базовых скоростей изнашивания для нормированных зубчатых колес**

	Материалы зубчатой пары	Твердость	Смазка	$[I_0]$	S_I^2
1	Сталь 20Х13 — Сталь 20Х13	28—32 HRC	ВНИИ НП 220	$1{,}22\cdot10^{-14}$	$0{,}08\cdot10^{-14}$
2	Сталь 25Х13Н2— Сталь 20Х13Н2	28—32 HRC	ВНИИ НП 220	$1{,}04\cdot10^{-14}$	$0{,}13\cdot10^{-14}$
3	Сталь 20Х13Н2— Бронза КМц3-1Т	190—200 HRC	ОКБ 122—16	$5{,}55\cdot10^{-12}$	$0{,}19\cdot10^{-12}$
4	Сталь 20Х13— Бронза КМц3-1Т	190—200 HRC	ОКБ 122—16	$5{,}1\cdot10^{-12}$	$0{,}13\cdot10^{-14}$

Для перехода от расчета нормированного колеса к расчету конкретного колеса, отличающегося технологическими, эксплуатационными и конструктивными особенностями, необходимо определить скорость изнашивания по формуле

$$I = \bar{I}_0 A_\Sigma = \bar{I}_0 A_т A_э A_к , \qquad (3.78)$$

где $A_т$, $A_э$ и $A_к$ — коэффициенты, учитывающие соответственно технологические, эксплуатационные и конструктивные особенности зубчатого колеса.

Коэффициент $A_т = f_т(a_R, a_{HB}, a_п, a_{уп}, a_{ст})$ зависит от шероховатости a_R, твердости a_{HB} поверхности зуба, наличия и свойств покрытия $a_п$, упрочнения $a_{уп}$ поверхности зуба и степени точности колеса $a_{ст}$.

Коэффициент $A_э = f_э(a_{см}, a_{ос}, a_э)$ зависит от наличия и свойств смазки $a_{см}$, окружающей среды $a_{ос}$ и других особенностей эксплуатации $a_э$.

Коэффициент $A_к = f_к(a_ж, a_β, a_к)$ зависит от жесткости зубчатого венца $a_ж$ колеса, угла наклона зубьев $a_β$ и других конструктивных особенностей колеса $a_к$.

Коэффициенты $A_т$, $A_э$ и $A_к$ определяются проведением многофакторного эксперимента [75]. Для определения влияния различных факторов на коэффициенты составляют матрицу планирования дробной реплики полного факторного эксперимента. Интерполяционная математическая модель исследуемого процесса описывается уравнением регрессии.

Например, для коэффициента $A_т$, учитывающего технологические особенности зубчатого колеса, уравнение регрессии имеет вид

$$\begin{aligned} A_т = {} & b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_4x_4 + b_5x_5 + \\ & + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{14}x_1x_4 + b_{15}x_1x_5 + \\ & + b_{23}x_2x_3 + b_{34}x_3x_4 + b_{45}x_4x_5 + \\ & b_{123}x_1x_2x_3 + b_{134}x_1x_3x_4 + b_{234}x_2x_3x_4. \end{aligned} \qquad (3.79)$$

где $x_i = \dfrac{a_i - a_{i0}}{\Delta a_i}$.

Аналогично составляются уравнения для $A_э$ и $A_к$:

$$A_э = b'_0 + b'_1x_2 + b'_3x_3 + b'_{12}x_1x_2 + b'_{13}x_1x_3 + b'_{23}x_2x_3 ; \qquad (3.80)$$

$$A_к = b''_0 + b''_1x_2 + b''_3x_3 + b''_{12}x_1x_2 + b''_{13}x_1x_3 + b''_{23}x_2x_3 . \qquad (3.81)$$

Наличие параметров износа, полученных в результате испытаний, позволяет прогнозировать ресурс при проектировании аналогичных передач.

Согласно [9, 76] параметры износа деталей в нормальных условиях, т.е. при энергетическом равновесии, практически не зависят от режимов трения: нагрузки, скорости, температуры и т.п. Если параметры износа найдены для таких режимов, то ресурс определяется предельной величиной износа зуба и скоростью его изнашивания, которая зависит от нагрузки, конструктивных и технологических особенностей сопряженных деталей и условий эксплуатации. Учитывая, что разрушение хотя бы одного зуба из-за износа приводит к отказу зубчатой передачи, формула для расчета ресурса зубчатой передачи будет иметь следующий вид:

$$N = \frac{[\Delta s]}{(\bar{I}_0 + u_p S_I)(\bar{q} + u_p S_q)\, A_к A_т A_э} , \qquad (3.82)$$

где $[\Delta s]$ — предельная величина износа зуба; u_p — квантиль нормального распределения; q — нормальное давление в контакте сопряженных зубьев; S_q — среднее квадратическое отклонение q.

Доверительный интервал для значений ресурса при заданной вероятности безотказной работы и достоверности можно определить по выражению [55]:

$$N + t_\alpha \frac{S_N}{\sqrt{n}} > \bar{N} > N - t_\alpha \frac{S_N}{\sqrt{n}} . \qquad (3.83)$$

При заданном ресурсе вероятность безотказной работы определяется по формуле

$$P(N) = 0{,}5 + \Phi\left(\frac{[\Delta s] - \bar{I}N}{NS_N}\right), \qquad (3.84)$$

где t_α — табулированное значение достоверности; S_N — дисперсия; n — число испытанных образцов; $\bar{I}$ — средняя скорость изнашивания; Ф — функция Лапласа.

3.6.2. Результаты расчета ресурса МЗП с пластмассовыми зубчатыми колесами по критерию износа*

Для реализации расчета по методике, описанной в п. 3.6.1, рассмотрим результаты, полученные в [77] при исследовании износостойкости пластмассовых зубчатых колес МЗП с применением факторного планирования эксперимента. В качестве исследуемых приняты следующие параметры — окружная скорость v, нагрузка T, (Н·м) и приведенный радиус кривизны профилей контактирующих зубьев, величина которого определяется модулем зацепления m, (мм). Испытывали слабо нагруженные зубчатые колеса из стеклонаполненного полиамида "Durethan BKV30M" и полиацеталя "Hostaform C9021".

Аппроксимируя экспериментальные результаты полиномом первой степени, влияние факторов v, T, m на процесс изнашивания представляли в виде математической модели

$$\tilde{y} = b_0 + \sum_{i=1}^{k} b_i x_i + \sum_{i=j}^{k} b_{ij} x_i x_j , \qquad (3.85)$$

где $\tilde{y}$ — функция отклика; b_0, b_i, b_{ij} — коэффициенты, характеризующие свободные члены в уравнении и эффекты взаимодействия.

После вычисления соответствующих коэффициентов уравнение (3.85) принимает вид:

— для зубчатых колес из полиамида "Durethan BKV30M"

$$\bar{y}_D = 51{,}375 + 3{,}875\dot{x}_1 + 12{,}625\,\dot{x}_2 + 18{,}375\dot{x}_3 + \\ + 0{,}125\dot{x}_1\dot{x}_2 - 0{,}375\dot{x}_2\dot{x}_3 + 0{,}375\dot{x}_1\dot{x}_3 + 0{,}625\dot{x}_1\dot{x}_2\dot{x}_3 . \qquad (3.86)$$

— для зубчатых колес из полиацеталя "Hostaform C9021"

$$\bar{y}_H = 39{,}46 + 4{,}12\dot{x}_1 + 7{,}62\dot{x}_2 + 17{,}46\dot{x}_3 + \\ + 0{,}93\dot{x}_1\dot{x}_2 + 0{,}42\dot{x}_2\dot{x}_3 + 0{,}21\dot{x}_1\dot{x}_3 + 0{,}57\dot{x}_1\dot{x}_2\dot{x}_3 . \qquad (3.87)$$

После исключения статистически незначимых коэффициентов, проверки на адекватность и приведения к натуральным величинам факторов уравнения (3.86) и (3.87) запишутся в виде

$$\Delta s_D = 77{,}5\cdot10^3 m + 25{,}25v + 12{,}25\cdot10^3 T - 80{,}63 ; \qquad (3.88)$$

$$\Delta s_H = 82{,}4\cdot10^3 m + 15{,}24v + 17{,}46\cdot10^3 T - 57{,}03 . \qquad (3.89)$$

Из анализа уравнений (3.88), (3.89) следует, что с увеличением модуля, скорости и нагрузки износ зубчатого профиля повышается, при этом для выбранной области варьирования параметров наиболее сильное влияние оказывает нагрузка; модуль влияет на износ менее существенно, чем нагрузка и скорость. Зависимости $\Delta s = f(N)$, построенные по уравнениям (3.88) и (3.89) для разных значений m, v и T (рис. 3.19, 3.20) носят линейный характер.

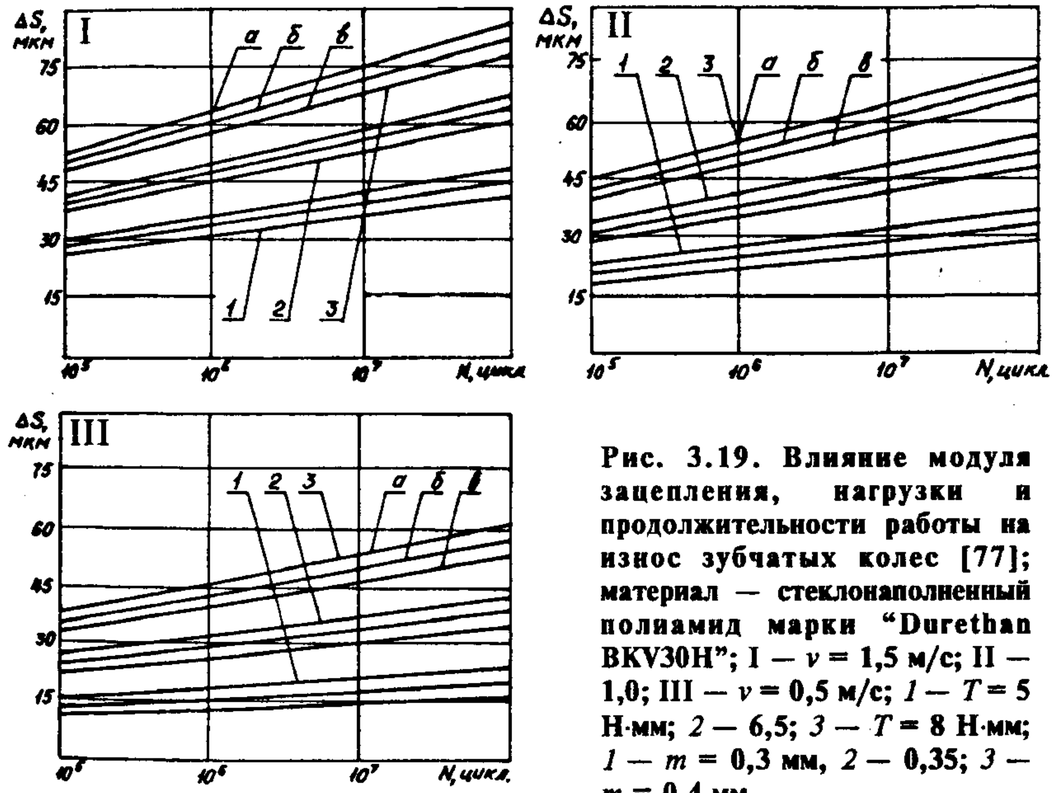


Рис. 3.19. Влияние модуля зацепления, нагрузки и продолжительности работы на износ зубчатых колес [77]; материал — стеклонаполненный полиамид марки "Durethan BKV30H"; I — v = 1,5 м/с; II — 1,0; III — v = 0,5 м/с; *1* — T = 5 Н·мм; *2* — 6,5; *3* — T = 8 Н·мм; *1* — m = 0,3 мм, *2* — 0,35; *3* — m = 0,4 мм

Максимальный износ за 10^8 циклов не превышает 18% толщины зуба.

3.6.3. Методика расчета надежности МЗП по критерию свободного хода

Формально процесс изменения свободного хода во времени может рассматриваться как некоторый случайный процесс, который является непрерывным, стационарным, свидетельствующим о том, что все объекты однородны по своему качеству и свойства

* Материал представлен С.К. Симеоновым.

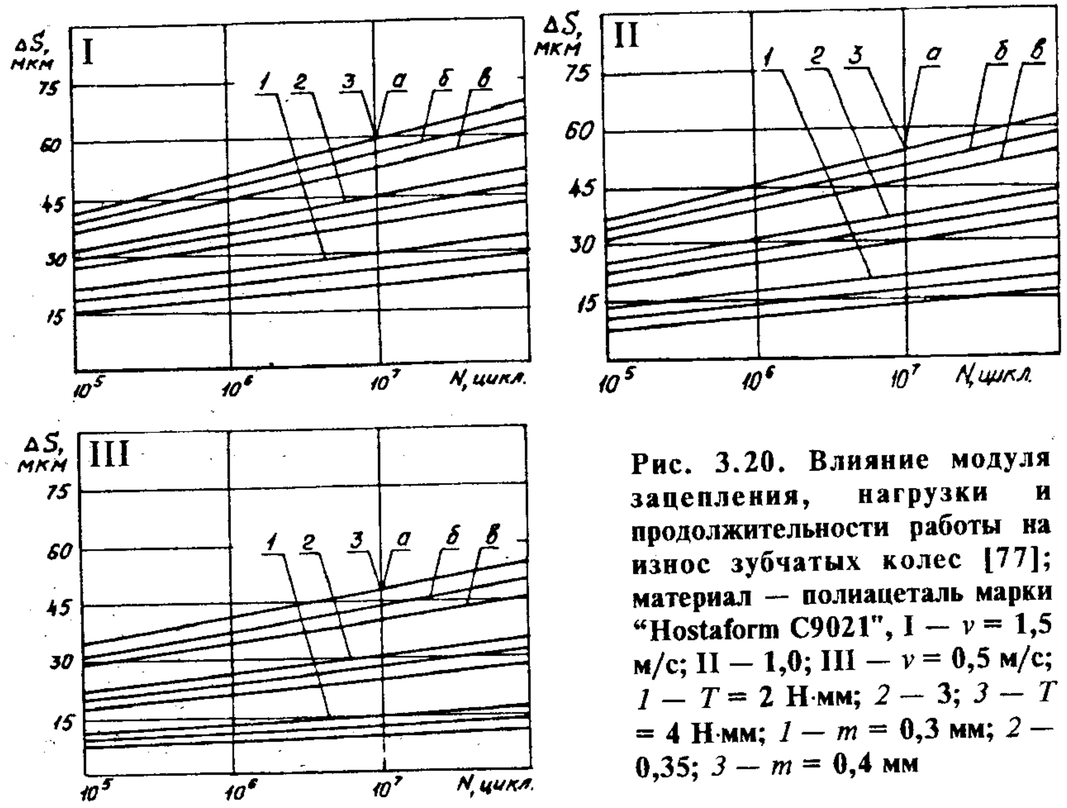


Рис. 3.20. Влияние модуля зацепления, нагрузки и продолжительности работы на износ зубчатых колес [77]; материал — полиацеталь марки "Hostaform C9021", I — v = 1,5 м/с; II — 1,0; III — v = 0,5 м/с; *1* — T = 2 Н·мм; *2* — 3; *3* — T = 4 Н·мм; *1* — m = 0,3 мм; *2* — 0,35; *3* — m = 0,4 мм

их практически не изменяются до тех пор, пока величина свободного хода не достигает предельного значения. Такой процесс может быть достаточно точно описан показательной функцией вида

$$\varphi(t) = \varphi_0 (1 + c)^t, \qquad (3.90)$$

где c — параметр свободного хода, зависящий от материала колес и режимов работы: φ_0 — начальная величина свободного хода; $\varphi(t)$ — текущее значение величины свободного хода.

Экспериментальное подтверждение данной закономерности [8] открывает возможность прогнозирования показателей надежности МЗП по критерию свободного хода. Как правило, из технических условий известна максимально возможная величина свободного хода привода, при которой еще сохраняется работоспособность механизма. И если известен параметр c, то используя указанную зависимость, ресурс механизма определится из следующего выражения

$$t = \frac{\lg [\varphi(t)] - \lg \bar{\varphi}_0}{\lg (1 + \bar{c})}, \qquad (3.91)$$

где $[\varphi(t)]$ — предельная величина свободного хода.

Для партии однотипных зубчатых механизмов измеренные начальные величины свободных ходов φ_0 имеют рассеяние, которое может быть описано каким-либо законом распределения. Оценка начальных значений φ_{0i} для партии зубчатых механизмов и результатов их испытаний в различных сечениях реализаций изменения свободного хода показала, что функция распределения измеренных величин свободного хода наиболее хорошо описывается нормальным законом [78].

Параметры $\varphi(t)$ и c в формуле (3.90) коррелированы, следовательно, и величина c (табл. 3.11) имеет нормальный закон распределения, тогда с учетом нормальности распределения параметров

Таблица 3.11. **Значения параметра c, полученные в результате статистической обработки экспериментальных исследований**

	Объект	Материалы, условия смазки	Режимы работы, T, Н·мм, n, мин$^{-1}$, m, мм		$c \cdot 10^{-3}$
1	Редуктор (кинематический)	Ст. 25Х13Н2—Бр. КМЦ3-1Т Смазка ресурсная ОКБ 122-16	T = 2,0—2,5		
			n = 7500	m = 0,3	0,064—0,216
			n = 12000		0,202—0,293
			n = 20438		0,352—1,312
			n = 24000		0,479—1,312
2	Редуктор (кинематический)	Ст. 25Х13Н2—Ст. 25Х13Н2 Смазка ресурсная Масло 132-08	T = 0,1—1,2		
			n = 1500	m = 0,2	0,142—0,410
			n = 1500	m = 0,3	0,023—0,380
			n = 8400		0,033—0,321
			n = 1500	m = 0,4	0,051—0,192
			n = 8400		0,103—0,241
3	Привод (отсчетно-силовой)	Ст. 25Х13Н2—Бр. КМЦ3-1Т Смазка ресурсная, ВНИИ НП 220	T = 20000		
			n = 900		0,040—0,08
			n = 5700	m = 0,4—0,8	0,073—0,107
			n = 2800	m = 0,5—1,0	0,152—0,204
			n = 8250		0,530—0,674
4	Цилиндро-конические дифференциалы (кинематические)	Ст. 25Х13Н2 Смазка ресурсная ОКБ 122-16	n = 200	m = 0,4	0,013—0,023
			n = 1000	m = 0,8	0,033—0,054
			n = 400		0,217—0,263

и при любой заданной вероятности безотказной работы получим формулу для определения среднего ресурса:

$$\bar{t} = \frac{\lg [\varphi(t)] - (\lg \bar{\varphi}_0 + u_p S'_{\lg \varphi_0})}{\lg [1 + (\bar{c} + u_p S'_c)]}, \qquad (3.92)$$

где u_p — квантиль нормального распределения, определяется по таблицам приложения 5; $S'_{\lg \varphi_0}$ и S'_c — среднеквадратические отклонения $\lg \varphi_0$ и c, определяются по формулам

$$S^2_{\lg \varphi_0} = \frac{1}{n-1} \sum_1^n (\lg \bar{\varphi}_0 - \lg \varphi_{0i})^2, \quad S'_{\lg \varphi_0} = \sqrt{S^2_{\lg \varphi_0}},$$

$$S^2_c = \frac{1}{n-1} \sum_1^n (\bar{c} - c_i)^2, \quad S'_c = \sqrt{S^2_c}.$$

При измеренных значениях ресурса для отдельных механизмов средний ресурс определится по формуле

$$\bar{t} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n t_{ij}. \qquad (3.93)$$

Вычисляют дисперсию S_t, среднее квадратическое отклонение S'_t и коэффициент вариации v ресурса

$$S^2_t = \frac{1}{n-1} \sum (t_{ij} - \bar{t}_i)^2, \quad S'_t = \sqrt{S^2_t}, \quad v = \frac{S'_t}{\bar{t}}.$$

Принимая нормальный закон распределения отказов, рассчитывают вероятность безотказной работы

$$P(t) = 1 - q(t);$$

$$q(t_1 < \bar{t} < t_2) = \left[\Phi_2 \left(\frac{t_2 - \bar{t}_i}{S'_t} \right) - \Phi_1 \left(\frac{t_1 - \bar{t}_i}{S'_t} \right) \right], \qquad (3.94)$$

где $q(t_1 < \bar{t} < t_2)$ — вероятность появления отказа в области от t_1 до t_2; Φ_1, Φ_2 — функция Лапласа.

Находим точечные оценки доверительного интервала

$$\hat{t}_i - \frac{S'_t}{\sqrt{n-1}} t_\alpha \le M\{t\} \le \hat{t}_i + \frac{S'_t}{\sqrt{n-1}} t_\alpha. \qquad (3.95)$$

3.6.4. Примеры расчета МЗП по критериям износа, свободного хода и прочности изношенных зубьев

Исходные данные. Схема редуктора представлена на рис. 3.21. Редуктор приводится во вращение электродвигателем ДИД-0,5. Частота вращения входного вала $n = 7000$ мин$^{-1}$, момент на выходной трибке $T = 2{,}5$ Н·мм. Модуль зацепления $m = 0{,}3$ мм. Параметры 1-ой ступени редуктора: $z_1 = 12$; $b_{w1} = 5$ мм; $z_2 = 65$; $b_{w2} = 1{,}0$ мм; $u_1 = 5{,}42$; межосевое расстояние $a = 11{,}55$ мм; параметры 2-ой, 3-ей и 4-ой ступеней редуктора: $z_3 = z_5 = z_7 = 18$; $b_{w3} = b_{w5} = b_{w7} = = 3{,}3$ мм; $z_4 = z_6 = z_8 = 60$; $b_{w4} = b_{w6} = b_{w8} = 1$ мм; $u_2 = 3{,}33$; $a_w = = 11{,}7$ мм. Степень точности по ГОСТ 9178—81 7-7-8; материал трибок — сталь 20Х13, зубчатых колес — Бр КМЦ3-1Т. Отказ редуктора наступает при достижении величины свободного хода на выходном валу редуктора $[\varphi_\Sigma] = 30$ мин.

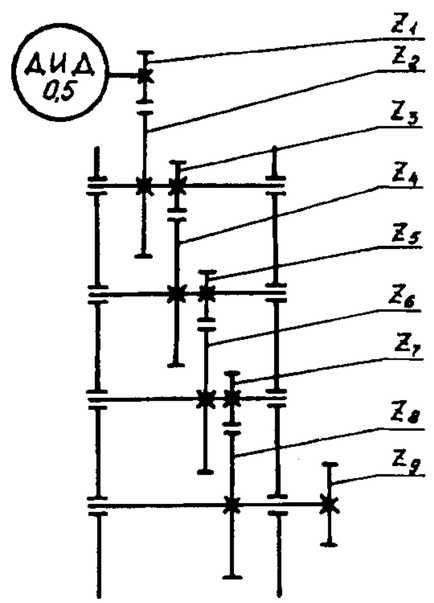


Рис. 3.21. Схема редуктора (к примеру расчета МПЗ по критериям износа, свободного хода и прочности изношенных зубьев)

Расчет ресурса мелкомодульного зубчатого редуктора по критерию износа. По формуле (3.38) определим люфтовую погрешность $\Delta\varphi_Л$ для каждой зубчатой пары редуктора. Для этого сначала определим вероятные максимальные боковые зазоры $j_{n\max}$. При межосевом расстоянии $a_w < 12$ мм, модуле $m < 0{,}5$ мм, степени точности 7-F по ГОСТ 9178—81 $j_{n\max} = 48$ мкм.

Эта величина бокового зазора для всех четырех пар редуктора будет одинаковой, т.к. у них $a_w < 12$ мм, а остальные параметры совпадают. Тогда

$$\Delta\varphi_{Л1} = \frac{7{,}33 \cdot 48}{0{,}3 \cdot 65} = 18 \text{ мин.}$$

$$\Delta\varphi_{Л2} = \Delta\varphi_{Л3} = \Delta\varphi_{Л4} = 19{,}5 \text{ мин.}$$

Определяем суммарную люфтовую погрешность $\Sigma\varphi_Л$

$$\Sigma\varphi_Л = \frac{18'}{200{,}2} + \frac{19{,}5'}{36{,}96} + \frac{19{,}5'}{11{,}09} + \frac{19{,}5'}{3{,}33} = 8{,}23 \text{ мин.}$$

Определяем погрешности $\Delta\varphi_y$, зависящие от упругого закручивания валиков, по формуле (3.38). Для этого определим вначале по формуле (3.58) моменты, действующие на валики,

$$T_n = T_8 = 2{,}5 \text{ Н·мм;}$$

$$T_6 = \frac{2{,}5}{3{,}33 0{,}92 0{,}99} = 0{,}824 \text{ Н·мм;}$$

$$T_4 = 0{,}272 \text{ Н·мм}, \quad T_2 = 0{,}09 \text{ Н·мм}, \quad T_1 = 0{,}018 \text{ Н·мм.}$$

Необходимо учесть также моменты, возникающие при реверсе за счет инерции зубчатых колес и зазоров между зубьями и определяемые по формуле

$$T_g = \frac{I_1 R_2}{R_1}\varepsilon,$$

где I — момент инерции движущихся масс, приведенный к оси рассчитываемого зубчатого колеса; R_1, R_2 — радиусы ведущего и ведомого зубчатых колес; ε — ускорение.

Моменты инерции I определяются следующим образом:

для оси колеса 2

$$I_2 = \frac{\pi}{32g}\left[\gamma_2 b_2 d_2^4 + \gamma_1 b_3 d_3^4 + \gamma_2\left(\frac{d_3}{d_4}\right)^2 b_4 d_4^4 + \gamma_1\left(\frac{d_3}{d_4}\right)^2 b_5 d_5^4 + \right.$$

$$\left. + \gamma_2\left(\frac{d_3}{d_4}\right)^2\left(\frac{d_5}{d_6}\right)^2 b_6 d_6^4 + \gamma_1\left(\frac{d_3}{d_4}\right)^2\left(\frac{d_5}{d_6}\right)^2 b_7 d_7^4 + \gamma_2\left(\frac{d_3}{d_4}\right)^2\left(\frac{d_5}{d_6}\right)^2\left(\frac{d_7}{d_8}\right)^2 b_8 d_8^4 + \right.$$

$$\left. + \gamma_1\left(\frac{d_3}{d_4}\right)^2\left(\frac{d_5}{d_6}\right)^2 b_9 d_9^4\right] = \frac{3{,}14}{32 \cdot 981}\left[7{,}85 \cdot 10^{-2} \cdot 0{,}1 \cdot 1{,}95^4 + \right.$$

$$+ 8{,}5 \cdot 10^{-2} \cdot 0{,}33 0{,}54^4 + 7{,}85 \cdot 10^{-2}\left(\frac{0{,}54}{1{,}8}\right)^2 \cdot 0{,}1 \cdot 1{,}8^4 +$$

$$+ 8{,}5 \cdot 10^{-2}\left(\frac{0{,}54}{1{,}8}\right)^2 \cdot 0{,}33 \cdot 0{,}54^4 + 7{,}85 \cdot 10^{-2}\left(\frac{0{,}54}{1{,}8}\right)^2\left(\frac{0{,}54}{1{,}8}\right)^2 \cdot 0{,}1 \cdot 1{,}8^4 +$$

$$+ 8{,}5 \cdot 10^{-2}\left(\frac{0{,}54}{1{,}8}\right)^2\left(\frac{0{,}54}{1{,}8}\right)^2 \cdot 0{,}27 \cdot 0{,}54^4 +$$

$$+ 7{,}85 \cdot 10^{-2}\left(\frac{0{,}54}{1{,}8}\right)^2\left(\frac{0{,}54}{1{,}8}\right)^2\left(\frac{0{,}54}{1{,}8}\right)^2 \cdot 0{,}1 \cdot 1{,}8^4 +$$

$$\left. + 8{,}5 \cdot 10^{-2}\left(\frac{0{,}54}{1{,}8}\right)^2\left(\frac{0{,}54}{1{,}8}\right)^2\left(\frac{0{,}54}{1{,}8}\right)^2 \cdot 0{,}25 \cdot 6{,}8^4\right] = 0{,}12 \cdot 10^{-4} \text{ Н·см·с}^2.$$

Соответственно для остальных осей колес

$$I_4 = 0{,}93 \cdot 10^{-5} \text{ Н·см·с}^2, \quad I_6 = 0{,}92 \cdot 10^{-5} \text{ Н·см·с}^2,$$
$$I_8 = 0{,}87 \cdot 10^{-5} \text{ Н·см·с}^2.$$

Далее определяется ε по формуле

$$\varepsilon = \omega / t,$$

где $\omega = \pi n / 30$ — угловая скорость зубчатого колеса.

$$\omega_2 = \frac{3{,}14 \cdot 1291{,}5}{30} = 135{,}18 \text{ с}^{-1},$$

Среднее время t прохождения зубом колеса зазора рассчитывают по формуле

$$t = \frac{h}{v},$$

где h — полная величина зазора между зубьями, зависящая от гарантированного бокового зазора и износа зубьев; v — окружная скорость зубчатого колеса.

В связи с тем, что величина h пока не определена, можно использовать в качестве исходных даных характеристики двигателя. Время разгона двигателя (электромеханическая постоянная времени) ДИД-0,5 составляет $t = t_2 = 0{,}09$ с [13].

Время прохождения зазоров остальными колесами соответственно равно:

$$t_4 = t_2 u_1 = 0{,}09 \cdot 5{,}42 \text{ с}, \quad t_6 = t_4 u_2 = 1{,}63 \text{ с}, \quad t_8 = t_6 u_2 = 5{,}43 \text{ с}.$$

Ускорение колес равно

$$\varepsilon_2 = \frac{135{,}18}{0{,}09} = 1502 \text{ с}^{-2}, \quad \varepsilon_4 = 82{,}84 \text{ с}^{-2}, \quad \varepsilon_6 = 7{,}48 \text{ с}^{-2}, \quad \varepsilon_8 = 0{,}67 \text{ с}^{-2}.$$

Определяем динамические моменты

$$T_{g2} = \frac{0{,}12 \cdot 10^{-4} \cdot 0{,}975}{0{,}18} \cdot 1502 = 0{,}98 \text{ Н·мм},$$

$$T_{g4} = 0{,}026 \text{ Н·мм}, \quad T_{g6} = 0{,}0023 \text{ Н·мм}, \quad T_{g8} = 0{,}0002 \text{ Н·мм}.$$

Суммарные моменты, деуствующие на зубчатые колеса, равны

$$T_{\Sigma 2} = T_2 + T_{g2} = 0{,}09 + 0{,}98 = 1{,}07 \text{ Н·мм}, \quad T_{\Sigma 4} = 0{,}298 \text{ Н·мм},$$

$$T_{\Sigma 6} = 0{,}826 \text{ Н·мм}, \quad T_{\Sigma 8} = 2{,}5002 \text{ Н·мм}.$$

Расстояние между опорами для четырех валиков $l_{2\text{-}5} = 8{,}5$ мм (см. рис. 3.21) $l_1 = 50$ мм; диаметры валиков соответственно равны: $d_1 = 1$ мм; $d_2 = d_3 = d_4 = 1{,}2$ мм, $d_5 = 2{,}8$ мм.

Подставив эти значения в формулу (3.38), получим

$$\Delta\varphi_{y1} = 0{,}88 \cdot 0{,}018 \cdot \frac{30}{14} = 0{,}475 \text{ мин},$$

$$\Delta\varphi_{y2} = 3{,}86 \text{ мин}, \quad \Delta\varphi_{y3} = 1{,}07 \text{ мин},$$

$$\Delta\varphi_{y4} = 2{,}98 \text{ мин}, \quad \Delta\varphi_{y5} = 0{,}304 \text{ мин}.$$

Суммарная погрешность $\Sigma\varphi_y$ от упругого закручивания валиков:

$$\Sigma\varphi_y = \frac{0{,}475'}{200{,}2} + \frac{3{,}86'}{36{,}96} + \frac{1{,}07'}{11{,}09} + \frac{2{,}98'}{3{,}33} + 0{,}304' = 1{,}402 \text{ мин}.$$

По формуле (3.38) определим люфтовые погрешности, зависящие от зазоров в опорах, для каждой из четырех зубчатых пар редуктора. Величина отклонений для всех валов и отверстий одинакова, так как диаметр сопряжений не более 3 мм, а посадка соответствует F8/f7; для отверстия ∅1...3—F8 $\begin{pmatrix}+20\\+6\end{pmatrix}$, для валов ∅1...3—f7 $\begin{pmatrix}-6\\-16\end{pmatrix}$. Верхнее отклонение радиального люфта в опоре равно $q_{rв} = 20 + 16 = 36$ мкм, нижнее отклонение $q_{rн} = 6 + 6 = 12$ мкм. Средний зазор в одной опоре равен

$$\delta = \frac{36 + 12}{2} = 24 \text{ мкм}.$$

Люфтовые погрешности, зависящие от зазоров в опорах, соответственно равны

$$\Delta\varphi_{оп1} = 1{,}706 \cdot \frac{24}{19{,}5} = 5{,}792 \text{ мин},$$

$$\Delta\varphi_{оп2} = \Delta\varphi_{оп3} = \Delta\varphi_{оп4} = 6{,}275 \text{ мин}.$$

Суммарная погрешность $\Sigma\varphi_{оп}$ от зазоров в опорах составляет

$$\Sigma\varphi_{оп} = \frac{5{,}792'}{200{,}2} + \frac{6{,}275'}{36{,}96} + \frac{6{,}275'}{11{,}09} + \frac{6{,}275'}{3{,}33} = 2{,}649 \text{ мин}.$$

Суммарный начальный свободный ход редуктора на выходном валу рассчитывается по формуле (3.37)

$$\Sigma\varphi_{\Sigma 0} = 8{,}23' + 1{,}402' + 2{,}649' = 12{,}281 \text{ мин}.$$

Величина суммарного свободного хода на выходном валу редуктора из-за износа рабочих поверхностей зубьев колес и опор определяется как разность между заданной и начальной величинами свободного хода

$$\Sigma\varphi_{и} = 30' - 12{,}281' = 17{,}719 \text{ мин}.$$

Определим величину свободного хода из-за износа, приходящуюся на каждую зубчатую пару редуктора

$$\delta\varphi_{и2} = \frac{17,719 \cdot 200,2}{(200,2 + 36,96 + 11,09 + 3,33)} = 14,100 \text{ мин.}$$

Определяем величину износа зуба колеса каждой пары

$$\Delta s_2 = \frac{14,100 3,14 \cdot 19,5}{2,16 \cdot 10^4} = 0,04 \text{ мин.}$$

$\Delta s_4 = 0,0068$ мм, $\Delta s_6 = 0,002$ мм, $\Delta s_8 = 0,0006$ мм.

Определяем уменьшение толщины зуба из-за гарантированного бокового зазора

$$\Delta j_{n2} = \frac{18 \cdot 3,14 19,5}{2,16 10^4} = 0,051 \text{ мм}, \quad \Delta j_{n4} = \Delta j_{n6} = \Delta j_{n8} = 0,051 \text{ мм.}$$

Начальная толщина зуба колеса по делительной окружности будет

$$s = \frac{3,14 \cdot 0,3 \cdot 0,051}{2} = 0,446 \text{ мм.}$$

Определяем толщину изношенных зубьев колес

$$s_{и2} = 0,446 - 0,04 = 0,406 \text{ мм.}$$

$s_{и4} = 0,439$ мм, $s_{и6} = 0,444$ мм, $s_{и8} = 0,445$.

Уточним значения динамических моментов T_g. Для этого, зная зазоры между зубьями колес с учетом величины их износа, определим время, за которое будет пройден зазор между зубьями со скоростью ω.

Сначала определим окружную скорость зубчатых колес по формуле

$$v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 1000}, \text{ м/с,}$$

$$v_2 = \frac{3,14 \cdot 19,5 \cdot 1291,5}{60 \cdot 1000} = 1,32 \text{ м/с,}$$

$v_4 = 0,37$ м/с, $v_6 = 0,11$ м/с, $v_8 = 0,033$ м/с.

Время прохождения зубьями колес зазора определяется из выражения

$$t = \frac{h + h_{j,n}}{v},$$

$$t_2 = \frac{(0,04 + 0,0051) \cdot 10^2}{1,32} = 3,42 \text{ с; } t_4 = 3,2 \text{ с;}$$

$t_6 = 6,45$ с; $t_8 = 17,27$ с.

Соответственно ускорения равны

$$\varepsilon_2 = \frac{135,177}{3,41} = 39,64 \text{ с}^{-2},$$

$\varepsilon_4 = 12,68$ с$^{-2}$, $\varepsilon_6 = 1,89$ с$^{-2}$, $\varepsilon_8 = 0,212$ с$^{-2}$.

Динамические моменты составляют

$$T_{g2} = \frac{0,12 \cdot 10^{-3} \cdot 9,75}{1,8} \cdot 39,64 = 2,58 \cdot 10^{-2} \text{ Н} \cdot \text{мм,}$$

$T_{g4} = 3,93 \cdot 10^{-3}$ Н ·мм, $T_{g6} = 5,79 \cdot 10^{-4}$ Н ·мм,

$T_{g8} = 6,15 \cdot 10^{-5}$ Н ·мм.

Тогда суммарные моменты будут равны

$T_{\Sigma 2} = 0,09 + 0,0258 = 0,1158$ Н ·мм, $T_{\Sigma 4} = 0,2759$ Н ·мм,

$T_{\Sigma 6} = 0,8247$ Н ·мм, $T_{\Sigma 8} = 2,5001$ Н ·мм.

Определим ресурс зубчатых колес редуктора по формуле (3.82), если параметры коэффициента износа для бронзы приняты следующие: $I_0 = 5,55 \cdot 10^{-12}$ мм/цикл; $S_I^2 = 0,14 \cdot 10^{-14}$, среднеквадратическое отклонение $S_I' = 0,14 \cdot 10^{-12}$, а в качестве предельных величин износа принять рассчитанные значения для колес

$\Delta s_2 = 0,04$ мм; $\Delta s_4 = 0,0068$ мм; $\Delta s_6 = 0,002$ мм; $\Delta s_8 = 0,0006$ мм.

Расчет ресурса проводим только для зубчатых колес (трибки изготовлены из стали и их ресурс заведомо больше ресурса колес):

$$N = \frac{\Delta S}{([I_0] + u_p S_I')(q + u_p S_q')\, A_к A_т A_э}.$$

В связи с тем, что нагрузка постоянная, определим среднее значение нормального давления в контакте по формуле

$$q = 0{,}328 \sqrt{\frac{F_n}{b_w} \frac{E_{пр}}{\rho_{пр}}}.$$

После подстановки значений

$$F_n = \frac{2T_\Sigma}{d_2 \cos\alpha}; \quad \frac{1}{\rho_{пр}} = \frac{2(u+1)}{d_2 \sin\alpha\, u}; \quad E_{пр} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} = 1{,}26 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

при $E_1 = 2{,}15 \cdot 10^5$ МПа, $E_2 = 0{,}9 \cdot 10^5$ МПа

получим

$$q = 0{,}656 \sqrt{\frac{T_\Sigma (u+1) \cdot 1{,}26 \cdot 10^5}{b_w d_2^2\, u \cos\alpha \sin\alpha}}.$$

Для рассчитываемых колес получаются следующие средние значения нормального давления

$$q_2 = 0{,}656 \sqrt{\frac{0{,}1158\ (5{,}42+1) 1{,}26 \cdot 10^5}{1 \cdot 19{,}5^2 \cdot 5{,}42 \cdot 0{,}9397 \cdot 0{,}342}} = 7{,}80 \text{ МПа},$$

$q_4 = 13{,}67$ МПа, $q_6 = 23{,}63$ МПа, $q_8 = 41{,}14$ МПа.

Принимаем коэффициенты $A_к = 1$, $A_т = 1$, $A_э = 1$.
$I_0 = 5{,}55 \cdot 10^{-12}$ мм/цикл, по табл. П. 6.1 для вероятности безотказной работы $P = 0{,}95$ при числе $n = 10$ для нормального распределения находим значение квантиля $u_p = 1{,}645$.

$$N_2 = \frac{0{,}04}{(5{,}55 \cdot 10^{-12} + 1{,}645 \cdot 0{,}14 \cdot 10^{-12}) \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1} = 6{,}92 \cdot 10^9 \text{ циклов},$$

$N_4 = 1{,}18 \cdot 10^9$ циклов, $N_6 = 3{,}4610^8$ циклов, $N = 1{,}04 \cdot 10^8$ циклов.

При предельных значениях коэффициента износа $I_1 = 5{,}51 \cdot 10^{-12}$ и $I_2 = 6{,}05 \cdot 10^{-12}$ соответственно ресурс второго зубчатого колеса составит

$$N_{2min} = 6{,}37 \cdot 10^9 \text{ циклов и } N_{2max} = 6{,}96 \cdot 10^9 \text{ циклов}.$$

Эти значения являются крайними границами интервала, в котором определен ресурс второго зубчатого колеса редуктора, т.е.

$$6{,}37 \cdot 10^9 < 6{,}92 \cdot 10^9 < 6{,}96 \cdot 10^9.$$

Сравнение ресурсов четырех колес показывает, что наибольшее количество оборотов при заданной величине свободного хода сделает колесо z_2 и его ресурс составляет при вероятности безотказной работы $P = 0{,}95$, $N = 6{,}96 \cdot 10^9$ циклов. Остальные колеса за время работы сделают значительно меньшее количество оборотов и, следовательно, будут находиться в лучшем состоянии, чем колесо z_2. Таким образом, ресурс всего редуктора лимитируется износостойкостью второго колеса.

Расчет ресурса мелкомодульного редуктора по критерию точности (свободного хода). Для расчета ресурса по критерию свободного хода используем формулу (3.91). Так как значение коэффициента c колеблется в пределах от $0{,}064 \cdot 10^{-3}$ до $0{,}216 \cdot 10^{-3}$ (см. табл. 3.12), то и ресурс редуктора будет находиться в определен-

Таблица 3.12. **Исходные данные к расчету ресурса МЗП по критерию точности**

№ п/п	$c \cdot 10^{-3}$	t_i	$(t_i - \bar{t})^2$
1	0,064	11870,5	$325 \cdot 10^5$
2	0,082	9269,7	$96 \cdot 10^5$
3	0,100	7603,7	$20{,}5 \cdot 10^5$
4	0,118	6445,3	$0{,}748 \cdot 10^5$
5	0,135	5631,4	$2{,}9 \cdot 10^5$
6	0,152	5000	$13{,}7 \cdot 10^5$
7	0,170	4471,5	$28{,}9 \cdot 10^5$
8	0,185	4109,6	$42{,}5 \cdot 10^5$
9	0,200	3797,5	$56{,}4 \cdot 10^5$
10	0,216	3518	$70{,}4 \cdot 10^5$
Σ 10		$\bar{t} = 6172$	Σ $657 \cdot 10^5$

ном интервале. Возьмем из этого интервала десять значений c в возрастающем порядке (табл. 3.12) и определим границы ресурса:

$$t_{max} = \frac{\lg (30') - \lg (12{,}175')}{\lg 1{,}000064} = 14091 \text{ ч.};$$

$$t_{min} = \frac{\lg (30') - \lg (12{,}175')}{\lg 1{,}000216} = 4176 \text{ ч.};$$

$$t_{ср} = \frac{t_{max} + t_{min}}{2} = 9133 \text{ ч.}$$

Таким образом, ресурс редуктора при заданной максимальной величине свободного хода $[\Sigma \varphi_\Sigma] = 30$ мин, будет находиться в пределах:

$$4176 < 9133 < 14091 \text{ ч.}$$

Для сравнения с расчетом, выполненных для зубчатых колес по критерию износа, величину ресурса редуктора приведем к ресурсу второго колеса (циклов):

$$4176 \cdot 60 \cdot 1291{,}5 < 9133 \cdot 60 \cdot 1291{,}5 < 14091 \cdot 60 \cdot 1291{,}5;$$

$$3{,}24 \cdot 10^8 < 7{,}08 \cdot 10^8 < 1{,}09 \cdot 10^9.$$

Сравнение результатов расчетов по критериям износа колеса и точности редуктора показывает, что по критерию износа редуктор может работать значительно дольше, чем по критерию точности. Поэтому основным критерием долговечности для данного редуктора является точность.

Проверка изношенных зубьев на прочность по напряжениям среза, смятия и изгиба. Проверку изношенных зубьев колес на срез, смятие и изгиб проводим, используя формулы (3.67), (3.69) и (3.71).

1. Толщина зуба по делительной окружности

$$s = \frac{\pi m}{2} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}3}{2} = 0{,}471 \text{ мм};$$

2. Радиус делительной окружности

$$r_2 = \frac{mz_2}{2} = \frac{0{,}3 \cdot 65}{2} = 9{,}75 \text{ мм}, \; r_{4,6,8} = 9{,}0 \text{ мм}.$$

3. Радиус окружности, на которой определяется толщина зуба

$$r'_{x2} = \frac{mz}{2} + 0{,}5m = \frac{0{,}3 \cdot 65}{2} + 0{,}5 \cdot 0{,}3 = 9{,}9 \text{ мм}; \; r'_{x4,6,8} = 9{,}15 \text{ мм};$$

$$r''_{x2} = \frac{mz}{2} - m = \frac{0{,}3 \cdot 65}{2} - 0{,}3 = 9{,}45 \text{ мм}; \; r''_{x4,6,8} = 8{,}7 \text{ мм}.$$

4. Угол, соответствующий расчетному сечению зуба, и его эвольвентная функция

$$\cos \alpha'_x = \frac{mz \cos \alpha}{2 (r + 0{,}5m)} = \frac{0{,}3 \cdot 65 \cdot 0{,}93969}{2 (9{,}75 + 0{,}5 \cdot 0{,}3)} = 0{,}92545 \; ; \; \alpha'_{x2} = 22^\circ \; 16';$$

$$\text{inv } \alpha'_{x2} = 0{,}020815; \; \alpha'_{x4,6,8} = 22^\circ \; 26', \; \text{inv } \alpha'_{x4,6,8} = 0{,}021335;$$

$$\cos \alpha''_x = \frac{mz \cos \alpha}{2 (r - m)} = \frac{0{,}3 \cdot 65 \cdot 0{,}93969}{2 (9{,}75 - 0{,}3)} = 0{,}96952; \; \alpha''_{x2} = 14^\circ \; 11';$$

$$\text{inv } \alpha''_{x2} = 0{,}0051829; \; \alpha''_{x4,6,8} = 13^\circ \; 34'; \; \text{inv } \alpha''_{x4,6,8} = 0{,}004529.$$

5. Толщина зуба на радиусе r_x

$$s'_{x2} = \left[\frac{s}{r_2} - 2 (\text{inv } \alpha_x - \text{inv } \alpha)\right] r'_{x2} =$$

$$= \left[\frac{0{,}471}{9{,}75} - 2 (0{,}020815 - 0{,}014904)\right] 9{,}9 = 0{,}3612 \text{ мм};$$

$$s'_{x4,6,8} = 0{,}3612 \text{ мм};$$

$$s''_{x2} = \left[\frac{s}{r_2} - 2 (\text{inv } \alpha_x - \text{inv } \alpha)\right] r''_{x2} =$$

$$= \left[\frac{0{,}471}{9{,}75} - 2 (0{,}020815 - 0{,}014904)\right] 9{,}45 = 0{,}6402 \text{ мм};$$

$$s''_{x4,6,8} = 0{,}63585 \text{ мм}.$$

6. Уменьшение толщины зуба из-за гарантированного бокового зазора

$$\Delta j_{n2} = \frac{\Delta \varphi_{Л2} \pi d_2}{2{,}16 \cdot 10^4} = \frac{18 \cdot 3{,}14 \cdot 19{,}5}{2{,}16 \cdot 10^4} = 0{,}051 \text{ мм};$$

$$\Delta j_{n4,6,8} = 0{,}051 \text{ мм}.$$

7. Допустимая величина износа зуба

$$[\Delta s_и]_2 = \frac{\delta\varphi_и \pi d_2}{2{,}16\cdot 10^4} = \frac{14{,}1\cdot 3{,}14\cdot 19{,}5}{2{,}1610^4} = 0{,}04 \text{ мм}; \quad [\Delta S_и]_4 = 0{,}0068 \text{ мм};$$

$$[\Delta s_и]_6 = 0{,}002 \text{ мм}; \quad [\Delta s_и]_8 = 0{,}0006 \text{ мм}.$$

8. Толщина изношенного зуба на радиусах r_x' и r_x''

$$s_{и2}' = s_{x2}' - \Delta j_{n2} - [\Delta s_и]_2 = 0{,}3612 - 0{,}051 - 0{,}04 = 0{,}2702;$$

$$s_{и4}' = 0{,}30336 \text{ мм}; \quad s_{и6}' = 0{,}3082 \text{ мм}; \quad s_{и8}' = 0{,}3096 \text{ мм};$$

$$s_{и2}'' = s_{x2}'' - \Delta j_{n2} - [\Delta s_и]_2 = 0{,}642 - 0{,}051 - 0{,}04 = 0{,}5492 \text{ мм};$$

$$s_{и4}'' = 0{,}5824 \text{ мм}; \quad s_{и6}'' = 0{,}5872 \text{ мм}; \quad s_{и8}'' = 0{,}5886 \text{ мм}.$$

9. Напряжение среза в изношенных зубьях

$$\tau_{ср2} = \frac{1{,}9T_\Sigma}{m^2 z\, \psi_{bm}\, s_и'} = \frac{1{,}9\cdot 0{,}1158}{0{,}3^2\cdot 65\cdot 3{,}33\cdot 0{,}2702} = \approx 0{,}049 \text{ МПа};$$

$$\tau_{ср4} = 0{,}096 \text{ МПа}; \quad \tau_{ср6} = 0{,}283 \text{ МПа}; \quad \tau_{ср8} = 0{,}853 \text{ МПа}.$$

10. Напряжения смятия в изношеных зубьях

$$\sigma_{см2} = \frac{3{,}9T_{\Sigma 2}}{m^3 z\, \psi_{bm} \cos\alpha} = \frac{3{,}9\cdot 0{,}1158}{0{,}3^3\cdot 65\cdot 3{,}33\cdot 0{,}93069} = 0{,}082 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{см4} = 0{,}212 \text{ МПа}; \quad \sigma_{см6} = 0{,}635 \text{ МПа}; \quad \sigma_{см8} = 6{,}405 \text{ МПа}.$$

11. Напряжения изгиба в изношенных зубьях

$$\sigma_{F2} = \frac{23T_\Sigma K_\sigma}{mz\, \psi_{bm}\, (s_и'')^2} = \frac{23\cdot 0{,}1158\cdot 2}{0{,}3\cdot 65\cdot 3{,}33\cdot 0{,}58243^2} = 0{,}242 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F4} = 0{,}624 \text{ МПа}; \quad \sigma_{F6} = 1{,}836 \text{ МПа}; \quad \sigma_{F8} = 5{,}538 \text{ МПа}.$$

12. Допускаемые напряжения среза, смятия, изгиба

$$[\tau_{ср}] \approx (0{,}3...0{,}4)\,\sigma_в = (0{,}3...0{,}4)350 = 105...140 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{см}] \approx (0{,}8...1{,}0)\,\sigma_в = (0{,}8...1{,}0)350 = 280...350 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F] \approx (0{,}4...0{,}6)\,\sigma_в = (0{,}4...0{,}6)350 = 140...210 \text{ МПа}.$$

13. Опасная толщина зуба, при которой может произойти его разрушение

$$[s_и']_2 = \frac{1{,}9T_\Sigma}{m^2 z\, \psi_{bm}\, [\tau]_{ср}} = \frac{1{,}9\cdot 0{,}1158}{0{,}3^2\cdot 65\cdot 3{,}33\cdot 10^5} = 0{,}0002 \text{ мм};$$

$$[s_и']_4 \geq 0{,}0003 \text{ мм}; \quad [s_и']_6 \geq 0{,}0008 \text{ мм}; \quad [s_и']_8 \geq 0{,}0025 \text{ мм};$$

$$[s_и'']_2 = \sqrt{\frac{23T_\Sigma K_\sigma}{z\, \psi_{bm}\, [\sigma_F]}} = \sqrt{\frac{23\cdot 0{,}1158\cdot 2}{65\cdot 3{,}33\cdot 140}} = 0{,}024 \text{ мм};$$

$$[s_и'']_4 \geq 0{,}039 \text{ мм}; \quad [s_и'']_6 \geq 0{,}067 \text{ мм}; \quad [s_и'']_8 \geq 0{,}117 \text{ мм}.$$

Результаты расчета свидетельствуют о том, что при заданной нагрузке прочность зубьев вполне обеспечена; срез возможен только при полном заострении зубьев. Таким образом, отказ редуктора может наступить преимущественно из-за износа зубьев колес и снижения точности, поэтому основным видом расчета для кинематического редуктора должен быть расчет по критериям точности и износа зубьев колес.

3.7. ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

3.7.1. Основы расчета надежности механических систем

Передаточный механизм привода, состоящий из зубчатых передач, валов, опор, муфт и т. п., т. е. механических элементов, представляет собой механическую систему (МС). Поэтому при прогнозировании надежности передаточного механизма можно использовать методику определения слабого элемента [78].

Как свидетельствуют испытания и опыт эксплуатации, причинами отказов МС обычно являются отказы одного, двух, реже —

нескольких элементов, которые оказываются наиболее слабыми по сравнению с другими. Поэтому при прогнозировании работоспособности МС вполне приемлемой оказывается концепция слабого элемента; задача определения работоспособности системы сводится к задаче определения работоспособности слабого элемента. Слабыми элементами системы являются элементы, которые обладают худшими характеристиками работоспособности по сравнению с другими, находясь в наиболее тяжелых условиях функционирования. Характеристика работоспособности элемента — это обобщенный показатель, зависящий от множества факторов, определяющих состояние элемента (нагруженности, скорости и точности перемещения, воздействия окружающей среды, внешних и внутренних свойств элемента, характеристик материала, связей с другими элементами и т. п.).

Приняв за нормированное значение характеристику работоспособности $X_н$ элемента, обеспечивающего работоспособность системы, будем сравнивать характеристики работоспособности X_i остальных элементов системы с этим значением. Те элементы, у которых $X_i \le X_н$, будут отнесены к предположительно слабым элементам; в основном они определяют работоспособность системы.

Оценка работоспособности элементов осуществляется на основе принципов системного подхода: целостности, связанности и организованности. Реализация этих принципов выражается в следующих основных аспектах изучения МС:

— системно-элементном аспекте, заключающемся в декомпозиции МС на элементы;

— системно-структурном аспекте, предусматривающем изучение связей элементов, объединяющих их в МС;

— системно-функциональном аспекте, связанном с изучением функционирования отдельных элементов и МС в целом;

— системно-надежностном аспекте, заключающемся в рассмотрении системы с позиции концепции слабого элемента.

В общем случае МС декомпозируется на подсистемы и элементы. Простейший элемент состоит из одной кинематической пары или звена. Элементы МС связаны между собой. Связи элементов между собой делятся на активные и пассивные. Активные связи определяют функционирование элемента в зависимости от другого; пассивные — это связи, при которых функционирование элемента не зависит от функционирования связанных с ним других элементов.

При анализе МС первоначально рассматривается ее модель в виде структуры системы без учета особенностей элементов. Это позволяет на первом этапе исследования ограничить объем информации только теми данными, которые характеризуют лишь структуру МС. При этом каждый элемент характеризуется структурной значимостью, определяемой количеством и качеством связей элемента с другими [80].

3.7.2. Методика прогнозирования надежности зубчатого механизма

Рассмотрим методику на конкретном примере. Задана кинематическая схема зубчатого механизма (рис. 3.22) и следующие исходные данные.

Электродвигатель типа Д52Д, диапазон частот вращения $n_{max} = 2600$ мин$^{-1}$, $n_{min} = 500$ мин$^{-1}$. Момент на выходном валу $T_{вых} = 1$ Н·м. Момент инерции входного вала с шестерней — 107 г·см^2. Момент инерции колеса, зацепляющегося с шестерней выходного вала — 2,5 г·см^2. Ресурс $L = 3000$ ч.

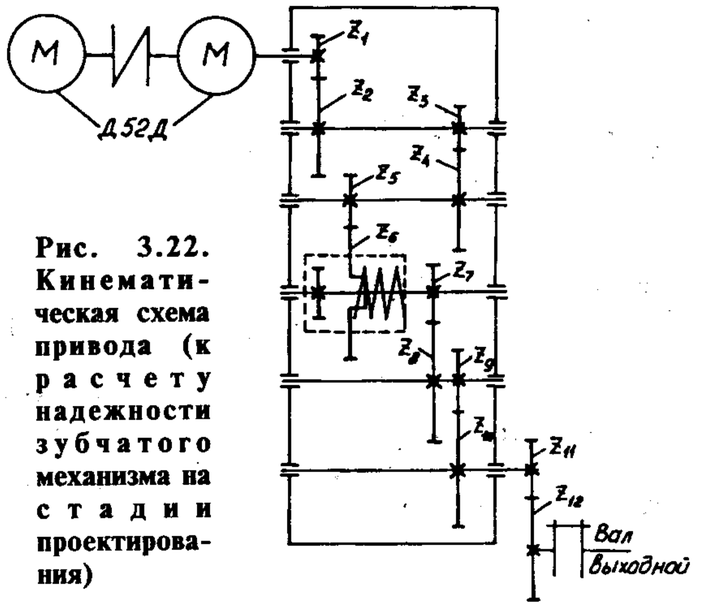


Рис. 3.22. Кинематическая схема привода (к расчету надежности зубчатого механизма на стадии проектирования)

Кинематические данные по зубчатым колесам даны в табл. 3.13.

Определение функционально значимых элементов. В соответствии с кинематической схемой (рис. 3.22) и исходными данными заполняют табл. 3.14 содержательного описания.

Строят структурный (рис. 3.23, *а*) и функциональный (рис. 3.23, *б*) графы механизма, приняв за элементы зубчатые пары.

Вычисляют частные и комплексный показатели функционирования (табл. 3.15).

Показатель продолжительности функционирования определяется по формуле

Таблица 3.13. **Кинематические параметры привода**

Позиция	m, мм	z	i	b_w, мм
1	0,3	z_1 40	1,625	2,0
2		z_2 65		
3	0,3	z_3 15	6,0	3,0
4		z_4 90		
5	0,4	z_5 16	5,0	3,0
6		z_6 80		
7	0,4	z_7 18	5,0	4,0
8		z_8 90		
9	0,5	z_9 18	4,889	4,5
10		z_{10} 88		

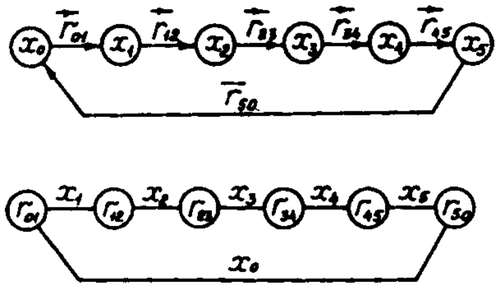


Рис. 3.23. Модель привода в виде графа: *а* **— структурный граф;** *б* **— функциональный граф**

$$P_{aij} = \frac{a_{ij}}{\bar{a}},$$

где $\bar{a} = \frac{1}{m}\sum_{1}^{m} a_{ij}$; $a_{ij} = 60 n_i L_i$;

n — частота вращения шестерни, мин$^{-1}$; L_i — продолжительность функционирования, ч. Для нашего случая $\bar{a} = 3{,}128 \cdot 10^7$.

Таблица 3.15. **Частные и комплексные показатели функционирования элементов**

	Обозначение зубчатой пары	$P_{aij} = \frac{a_{ij}}{\bar{a}}$	$P_u = \frac{u_i}{\bar{u}}$	$P_F = \frac{F_{ti}}{\bar{F}_t}$	$P_v = \frac{v_i}{\bar{v}}$	$P_s = \frac{S}{\bar{S}}$	$K_\Sigma = P_1 \ldots P_2$
1	$z_1 - z_2$	2,877	0,3609	0,0110	3,848	0,833	$3{,}96 \cdot 10^{-2}$
2	$z_3 - z_4$	1,758	1,3325	0,0510	0,882	0,833	$8{,}77 \cdot 10^{-2}$
3	$z_5 - z_6$	0,288	1,1104	0,2175	0,208	1,600	$2.31 \cdot 10^{-2}$
4	$z_7 - z_8$	0,064	1,1104	0,9446	0,049	0,833	$2{,}74 \cdot 10^{-3}$
5	$z_9 - z_{10}$	0,013	1,0858	3,7751	0,012	0,833	$5{,}33 \cdot 10^{-4}$

Таблица 3.14. **Содержательное описание**

Обозначение зубчатой пары	Количество режимов	Характеристика элемента											
		L, ч	$N \cdot 10^7$, циклов	T, Н·м	n, мин$^{-1}$	m, мм	$z_ш$	$z_к$	b_w, мм	F_{max}, Н	$d_ш$, мм	$v_{окр}$, м/с	u	Количество кинематических пар, звеньев
$z_1 - z_2$	1	3000	9,0	$8{,}39 \cdot 10^{-4}$	500	0,3	40	65	2	0,14	12	0,314	1,625	1
$z_3 - z_4$	1	3000	5,5	$1{,}36 \cdot 10^{-3}$	307,7	0,3	15	90	3	0,60	4,5	0,072	6	1
$z_5 - z_6$	1	3000	0,9	$8{,}18 \cdot 10^{-3}$	51,3	0,4	16	80	3	2,56	6,4	0,017	5	2
$z_7 - z_8$	1	3000	0,2	0,04	10,3	0,4	18	90	4	11,12	7,2	0,004	5	1
$z_9 - z_{10}$	1	3000	0,04	0,2	2,1	0,5	18	88	4,5	44,44	9,0	0,001	4,889	1

Показатель передаточной функции

$$P_u = \frac{u_i}{\overline{u}}; \quad \overline{u} = 4{,}5028.$$

Показатель напряженности

$$P_F = \frac{F_{ti}}{\overline{F}},$$

где T_i — момент в зубчатой паре, Н·м; d_i — делительный диаметр шестерни, мм; $\overline{F} = 11{,}722$ Н.

Показатель интенсивности функционирования

$$P_V = \frac{V_i}{\overline{V}}, \quad V_i = \frac{\pi d_i n_i}{1000 \cdot 60}, \text{ м/с.}$$

Показатель сложности

$$P_s = \frac{S_i}{\overline{S}}, \quad \overline{S} = 1, 2.$$

Комплексный показатель равен произведению частных показателей

$$K_{\Sigma i} = P_{aij} \cdot P_u \cdot P_{Fti} \cdot P_{Vi} \cdot P_{si} \cdot$$

Составляют матрицу смежности функционального графа (табл. 3.16, *а*), элементами которой являются комплексные показатели функционирования элементов (табл. 3.16, *б*), высчитывают ранги вершин функционального графа.

Таблица 3.16, *а*. **Матрицы смежности функционального графа**

	r_{01}	r_{12}	r_{23}	r_{34}	r_{45}	r_{50}
r_{01}		k_1				
r_{12}	k_1		k_2			
r_{23}		k_2		k_3		
r_{34}			k_3		k_4	
r_{45}				k_4		k_5
r_{50}	k_0				k_5	

Далее составляют матрицу смежности структурного графа (табл. 3.17, *а*), определяют ранги вершин структурного графа,

Таблица 3.16, *б*. **Численные значения параметров матрицы смежности функционального графа**

	r_{01}	r_{12}	r_{23}	r_{34}	r_{45}	r_{50}
r_{01}		$3{,}96 \cdot 10^{-2}$				
r_{12}	$3{,}96 \cdot 10^{-2}$		$8{,}77 \cdot 10^{-2}$			
r_{23}		$8{,}77 \cdot 10^{-2}$		$2{,}31 \cdot 10^{-2}$		
r_{34}			$2{,}31 \cdot 10^{-2}$		$0{,}27 \cdot 10^{-2}$	
r_{45}				$0{,}27 \cdot 10^{-2}$		$0{,}05 \cdot 10^{-2}$
r_{50}	0				$0{,}05 \cdot 10^{-2}$	
Σ	$3{,}96 \cdot 10^{-2}$	$12{,}73 \cdot 10^{-2}$	$11{,}08 \cdot 10^{-2}$	$2{,}58 \cdot 10^{-2}$	$0{,}32 \cdot 10^{-2}$	$0{,}05 \cdot 10^{-2Б}$

Таблица 3.17, *а*. **Матрицы смежности структурного графа**

	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	Σ
x_0		r_{01}					r_{01}
x_1	r_{01}		r_{12}				$r_{01} + r_{12}$
x_2		r_{12}		r_{23}			$r_{12} + r_{23}$
x_5			r_{23}		r_{34}		$r_{23} + r_{34}$
x_5				r_{34}		r_{45}	$r_{34} + r_{45}$
x_5	r_{50}				r_{45}		$r_{50} + r_{45}$

Таблица 3.17, *б*. **Численные значения параметров матрицы смежности структурного графа**

	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	Ф	Место
x_0		$3{,}96 \cdot 10^{-2}$				$0{,}05 \cdot 10^{-2}$	$4{,}01 \cdot 10^{-2}$	
x_1	$3{,}96 \cdot 10^{-2}$		$12{,}73 \cdot 10^{-2}$				$16{,}69 \cdot 10^{-2}$	2
x_2		$12{,}73 \cdot 10^{-2}$		$11{,}08 \cdot 10^{-2}$			$23{,}81 \cdot 10^{-2}$	1
x_5			$11{,}08 \cdot 10^{-2}$		$2{,}58 \cdot 10^{-2}$		$13{,}66 \cdot 10^{-2}$	3
x_5				$2{,}58 \cdot 10^{-2}$		$0{,}32 \cdot 10^{-2}$	$2{,}91 \cdot 10^{-2}$	4
x_5	$0{,}05 \cdot 10^{-2}$				$0{,}32 \cdot 10^{-2}$		$0{,}38 \cdot 10^{-2}$	5

которые представляют собой показатели функциональной значимости элементов привода (табл. 3.17, *б*).

Строят ряд приоритетности элементов привода: 2, 1, 3, 4, 5. Первые три элемента имеют сравнительно большие значения показателей функциональной значимости, тогда как остальные два (4 и 5 элементы) имеют значения показателей функциональной значимости очень малые, отличающиеся на один и два порядка.

Таким образом, функционально значимыми являются зубчатые пары: $z_3 - z_4$, $z_1 - z_2$, $z_5 - z_6$.

Далее эти элементы должны быть подвергнуты анализу на работоспособность. Места их в ряду приоритетности могут измениться в результате последующих расчетов.

Анализ работоспособности функционально значимых элементов. Используя данные, взятые из чертежей, и предварительных расчетов кинематических пар привода, составляют таблицу информативных параметров (табл. 3.18) для функционально значимых элементов привода и определяют их средние значения.

Таблица 3.18. **Информативные параметры значимых элементов**

Номер параметра	Наименование параметра	Функционально значимые элементы			Среднее значение
		$z_3 - z_4$	$z_1 - z_2$	$z_5 - z_6$	
1	Модуль, мм	0,3	0,3	0,4	0,333
2	Передаточное число	6	1,625	5	4,21
3	Ширина венца, мм	3	2	3	2,67
4	Межосевое расстояние, мм	15,75	15,75	19,2	16,9
5	Окружная скорость, м/с	0,072	0,314	0,017	0,134
6	Нагрузочный момент, Н·м	$1{,}36 \cdot 10^{-3}$	$8{,}39 \cdot 10^{-4}$	$8{,}18 \cdot 10^{-3}$	$3{,}46 \cdot 10^{-3}$
7	Максимальная сила взаимодействия, Н	0,60	0,14	2,56	1,1
8	Минимальный диаметр вала, мм	2	2	3	2,33
9	Масса колес пары, г	12,15	18,23	27,09	19,16
10	Присоединенные массы, г	—	—	50,8	16,93
11	Эквивалентная динамическая нагрузка подшипника, Н	3,56	0,23	12,81	5,61
12	Динамическая грузоподъемность, Н	220	220	440	293
13	Требуемый ресурс, об.	$2{,}88 \cdot 10^{8}$	$4{,}68 \cdot 10^{8}$	$4{,}8 \cdot 10^{7}$	$2{,}68 \cdot 10^{8}$
14	Действительный ресурс, об.	$2{,}36 \cdot 10^{12}$	$8{,}75 \cdot 10^{15}$	$4{,}05 \cdot 10^{12}$	$2{,}919 \cdot 10^{15}$
15	Количество кинематических пар	1	1	2	1,33

Такие параметры, как степень точности, минимальная твердость рабочих поверхностей зубьев, диаметр внутреннего кольца подшипника, могут быть исключены из дальнейшего рассмотрения по критериям существенности и достаточности. Первые два параметра исключаются по критерию существенности, так как для всех трех элементов эти параметры одинаковые. Последний исключается по критерию достаточности, так как цифровые значения совпадают с параметром 8 (минимальный диаметр вала).

Далее составляется таблица 3.19 коэффициентов близости информативных параметров.

Таблица 3.19. **Вычисление коэффициентов близости информативных параметров**

Номер параметра	Наименование параметра	$z_3 - z_4$	$z_1 - z_2$	$z_5 - z_6$
1	Модуль	0,91	0,91	1,21
2	Передаточное число	-0,425	0,644	-0,188
3	Ширина венца	1,12	0,75	1,12
4	Межосевое расстояние	0,93	0,93	1,14
5	Окружная скорость	0,463	1,34	0,873
6	Нагрузочный момент	0,607	0,758	-1,36
7	Максимальная сила взаимодействия	0,455	0,872	-1,327
8	Минимальный диаметр вала	0,858	0,858	1,288
9	Масса колес пары	0,366	0,049	-0,414
10	Присоединенные пары	1,000	1,000	-2,000
11	Эквивалентная динамическая нагрузка	0,365	0,959	1,28
12	Динамическая грузоподъемность	0,751	0,751	1,502
13	Требуемый ресурс	0,0746	-0,746	0,821
14	Действительный ресурс	0,00034	2,998	0,0014
15	Количество кинематических пар	0,248	0,248	0,504
		II	III	I
ΣY_i		7,72294	9,611	3,4424

Информативными называются параметры d_{ij}, которые однозначно определяют состояние кинематической пары или звена по рассматриваемому критерию работоспособности. Они делятся на абсолютные (непосредственно входящие в функциональные за-

висимости) и косвенные (не входящие в функциональные зависимости, но характеризующие какие-либо свойства детали).

Информативные параметры проверяются по критериям достаточности, существенности и некоррелированности.

Для всех параметров по каждой кинематической паре и звену определяются коэффициенты близости, исходя из следующих условий: если увеличение действительного значения параметра по сравнению с нормированным значением должно приводить к снижению работоспособности рассматриваемой кинематической пары или звена, то коэффициент близости рассчитывается по формуле

$$d_{ij} < d_{нj} \Rightarrow Y_{ij} = 1 - \left| \frac{\Delta d_{ij}}{\Delta d_{нj}} \right|. \qquad (3.96)$$

Если же увеличение действительного значения параметра по сравнению с нормативным значением должно приводить к повышению работоспособности, то коэффициент близости рассчитывается по формуле

$$d_{ij} > d_{нj} \Rightarrow Y_{ij} = \left| \frac{\Delta d_{ij}}{\Delta d_{нj}} \right|,$$

где i — порядковый номер кинематической пары или звена, $i = \overline{1,l}$; j — порядковый номер параметра, $j = \overline{1,n}$; $d_{нj}$ — нормативное значение j-го параметра, рекомендуемое практикой или же, при отсутствии таких рекомендаций, определяемое как среднее арифметическое

$$d_{нj} = \frac{1}{n} \sum_{1}^{n} d_{nj},$$

$\Delta d_{ij} = |\bar{d}_{нj} - d_{ij}|$ — модуль разности между нормированным значением и конкретным значением j параметра для i-й кинематической пары элемента; $\Delta d_{нj} = \text{ext}\,|\bar{d}_{нj} - d_{ij}|$, $d_{ij} \in D$ — экспериментальное значение модуля разности между нормированным и максимальным или минимальным значением j-го параметра для i-й кинематической пары или звена элемента, при этом минимальное и максимальное значения измерены для одного параметра и взяты из множества D измеренных значений.

Суммы коэффициентов по всем параметрам являются характеристиками работоспособности функционально значимых элементов

$$X_i = \sum_{j}^{1} Y_{ij}. \qquad (3.97)$$

По величинам характеристик работоспособности элементы выстраиваются в ряд приоритетности. Элемент, занимающий первое место в этом ряду, является предположительно слабым. Он должен в первую очередь быть подвергнут тщательному анализу и расчетам и, если надо, то ускоренным испытаниям для оценки его работоспособности.

Как видно из табл. 3.19 по величинам характеристик работоспособности, ряд приоритетности элементов изменился. Самым слабым оказался третий элемент (зубчатая пара, связанная с предохранительной муфтой).

Расчет надежности привода. Определим значения вероятностной безотказной работы функционально значимых элементов привода, если надежность всего привода составляет $P_c = 0{,}95$.

Уравнение надежности системы в соответствии со структурой привода (см. рис. 3.22) имеет вид

$$P_c = P_0 \cdot P_1 \cdot P_2 \cdot P_3 \cdot P_4 \cdot P_5. \qquad (3.98)$$

Так как $P_0 = P_4 = P_5 = 1$, то $P_c = P_1 \cdot P_2 \cdot P_3$.

Наименьшее значение характеристики работоспособности у третьего элемента, следовательно, его надежность наименьшая.

Полагая, что надежность элемента пропорциональна его характеристике работоспособности, выразим вероятность безотказной работы первого и второго элементов через вероятность безотказной работы третьего элемента

$$P_1 = P_3 \frac{x_{x1}}{x_{x3}}, \quad P_2 = P_3 \frac{x_{x2}}{x_{x3}}.$$

Подставив P_1 и P_2 в уравнение (3.98), определим P_c, P_3

$$P_c = P_3^3 \frac{x_{x1} x_{x2}}{x_{x3}}; \quad P_3 = \left(\frac{P_c x_{x3}^2}{x_{x1} x_{x2}} \right)^{1/3}.$$

Подставив числовые значения, получим

$$P_3 = \left(\frac{0{,}95 \cdot 3{,}4424^2}{9{,}611 \cdot 7{,}7229}\right)^{1/3} = 0{,}533.$$

Вероятность безотказной работы $P_1 = 1$ и $P_2 = 1$.

Таким образом, при заданной вероятности безотказной работы привода $P_c = 0{,}95$ наиболее слабым элементом оказался третий элемент $z_5 - z_6$, у которого характеристика работоспособности наименьшая. Чтобы обеспечить заданную надежность привода, необходимо повысить вероятность безотказной работы третьего элемента на менее, чем на

$$\frac{0{,}95 - 0{,}533}{0{,}95} \cdot 100 \approx 44\%.$$

Ресурсные и ускоренные испытания подобных приводов подтверждают результаты прочностного анализа — отказ привода наступает из-за чрезмерного износа третьей зубчатой пары [8].

Глава 4

ВЫБОР, РАСПРЕДЕЛЕНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

4.1. ОСНОВЫ ОПТИМИЗАЦИОННЫХ РАСЧЕТОВ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ МЕХАНИЗМОВ

4.1.1. Общие положения

Из всех возможных вариантов спроектированной детали или узла конструктор (проектировщик) должен выбрать оптимальный вариант. Поэтому оптимизация проекта является, в конечном итоге, главной задачей конструктора.

Условия функционирования любого технического устройства детали в узле, узла в изделии и т.д., в том числе механического привода, описываются некоторой системой из m уравнений связи (равновесия, совместности перемещений, прочности и т.п.), содержащей n неизвестных $(x_1, x_2, ..., x_n)$ — переменных проектирования или проектных параметров. Проектные параметры — это неизвестные, значения которых отыскиваются в процессе оптимизации. При числе уравнений связи, равном числу неизвестных ($m = n$), задача имеет единственное решение. При $m > n$ задача является неопределенной и, как правило, не имеет решения. При $m < n$ задача имеет несколько решений и является объектом оптимизации.

Например, при кинематическом расчете двухступенчатой зубчатой передачи, имеющей общее передаточное отношение u_p, передаточные отношения u_1 и u_2 в ступенях являются переменными проектирования, при этом в одно уравнение связи входят две независимые переменные.

Число n в задаче может быть различным — с увеличением n сложность и многовариантность задачи возрастают, поэтому для упрощения проектирования число переменных стремятся уменьшить.

Обычно допускается изменение переменных проектирования в некоторых пределах, определяемых назначением узла (изделия), технологией изготовления, требованиями стандартов и др. В соответствии с этими требованиями на параметры проектирования накладываются ограничения (функциональные, параметрические, дискретизирующие и др.).

Функциональные ограничения на параметры оптимизации представляются в виде

$$\psi_s(x) \equiv \psi_s(x_1, x_2, ..., x_n) \le 0;\ S = \overline{1, p};$$

$$\Psi_r(x) \equiv \Psi_r(x_1, x_2, ..., x_n) \le 0;\ r = \overline{1, q}. \qquad (4.1)$$

Это и есть уравнения связи значений переменных проектирования. Используя ограничения типа $\Psi_r(x) = 0$, можно понизить размерность задачи, то есть уменьшить число варьируемых параметров, выражая одни переменные проектирования через другие. Например, уравнение связи в двухступенчатой зубчатой передаче с двумя параметрами u_1 и u_2 вида

$$u_p - u_1 u_2 = 0 \qquad (4.2)$$

при заданном (известном заранее) u_p можно представить уравнением с одним неизвестным параметром проектирования u_1 или u_2, так как

$$u_2 = u_p / u_1. \qquad (4.3)$$

Параметрические ограничения вида

$$a_i \le x_i \le b \qquad (4.4)$$

устанавливают минимально и максимально допустимые значения a_i и b_i i-го параметра оптимизации ($i = 1, 2, ..., n$).

Дискретизирующие ограничения

$$x_j \in \{x_{j1}, x_{j2}, ..., x_{jm}\} \qquad (4.5)$$

накладывают на значения параметров оптимизации в связи с требованиями стандартов, физической сущностью (например, число зубьев шестерни, стандартизованные значения модуля) и др. В формуле (4.5) x_j – j-й параметр оптимизации узла; x_{jk} – допустимое дискретное значение j-го параметра ($k = 1, 2, ..., m$ – номер значения).

Кроме того, часть или все переменные могут иметь ограничения по знаку:

$$x_l \ge 0. \qquad (4.6)$$

При решении оптимизационных задач производится выбор (из множества) лучшего варианта, удовлетворяющего определенной цели (целям).

Выбор предполагает наличие критерия сравнения g вариантов, позволяющего указать лучший из выбранных вариантов. Он называется критерием оптимальности (качества). Каждой цели оптимального проектирования соответствует определенный критерий оптимальности.

Для решения оптимизационной задачи необходимо выразить критерий оптимальности через параметры оптимизации

$$g = \varphi(x) \equiv (x_1, x_2, ..., x_n). \qquad (4.7)$$

Зависимости типа (4.7) называют целевыми функциями. *Целевая функция* – аналитическое выражение, которое проектировщик может сделать максимальным (η) или минимальным (V, M, $I_{р.пр.}$, $\Delta\varphi_р$, δ). Например, если необходимо определить значения u_1 и u_2 для двухступенчатого редуктора минимальной массы, то целевая функция должна выражать собой зависимость массы редуктора от передаточных отношений ступеней, т.е.

$$g_m = \varphi_m(u_1, u_2). \qquad (4.8)$$

Если целевая функция зависит от одной переменной проектирования, то в плоской декартовой системе координат ("плоскости" проектирования) она может быть представлена некоторой кривой $\alpha(x_1)$, в случае двух параметров проектирования – некоторой поверхностью $F(x_1,x_2)$ в пространственной системе координат ("пространстве" проектирования).

Сравнение вариантов конструкции по нескольким критериям одновременно (например, массе и КПД – двухкритериальная задача) усложняет задачу и требует соответствующего числа целевых функций, которые могут зависеть от одной или нескольких переменных проектирования.

Основной принцип оптимизации. Оценка целесообразности ("качества") изделия (объекта) данного класса определяется эффективностью его функционирования в изделии более высокого класса. Качество ступени редуктора грузоподъемного механизма следует оценивать по ее влиянию на работу всего редуктора, а эффективность редуктора – по его влиянию на работу, например, всего грузоподъемного механизма.

По мере увеличения класса изделия цели оптимизации становятся более общими, приобретая для очень больших

объектов социально-экономический и социально-политический характер (комплекс машин, транспортные системы и т.д.).

Задача оптимального проектирования состоит в определении цели и соответствующего ей критерия оптимальности, переводе задачи на математический язык и построении математической модели, отражающей формализованное описание критерия оптимальности, условия функционирования узла и требования, предъявляемые к его отдельным параметрам.

Таким образом, задача оптимального проектирования состоит в определении значений x_1, x_2, ..., x_n переменных проектирования, при которых выполняются ограничения (4.1), (4.4)–(4.6) и функционал (4.7) принимает экстремальное (минимальное или максимальное) значение:

$$\varphi(x) \to \text{extremum}. \qquad (4.9)$$

Определенные в результате решения задачи значения x_1, x_2, ..., x_n называют *оптимальным решением.*

Многокритериальные задачи оптимального проектирования. Если выбрана система критериев оптимальности g_1, g_2, ..., g_t (например, КПД, быстроходность и др.), то для оценки эффективности необходимо построить комплексный критерий оптимальности

$$F_g \equiv F(g_1, g_2, ..., g_t), \qquad (4.10)$$

объединяющий несколько разнородных показателей $g_f (f = \overline{1,t})$.

Каждый f-й показатель "качества" зависит от параметров оптимизации, т.е.

$$g_f = \varphi_f(x) \equiv \varphi_f(x_1, x_2, ..., x_n). \qquad (4.11)$$

Условие оптимального варианта можно записать в виде условия экстремума целевой функции

$$F(g) \equiv F[\varphi_1(x), \varphi_2(x), ..., \varphi_t(x)] \Rightarrow \text{extremum}. \qquad (4.12)$$

При формировании комплексного критерия оптимальности возникают непреодолимые сложности, поэтому на практике нередко прибегают к упрощению задачи – рассматривают условный экстремум целевой функции по одному из параметров, полагая другие параметры качества лежащими в некоторой допустимой области:

$$F = g_c; \quad a_f \le g_f \le b_f (f = \overline{1,t}; f \ne c). \qquad (4.13)$$

Например, если g_1 – удельная масса (масса машины на единицу мощности), g_2 – КПД, то ищется оптимальный вариант, обеспечивающий минимум удельной массы

$$F = g_1$$

при условии, что КПД оказывается не ниже заданного значения

$$g_2 \ge b_2.$$

Классификация и методы решения задач оптимального проектирования. Оптимизационные задачи классифицируются по нескольким признакам, определяющим применимость тех или иных методов, алгоритмов и программ.

Представление результата решения задачи в виде одного числа или группы чисел является *задачей параметрической оптимизации.* Задача нахождения одной или нескольких функций является *задачей оптимального управления.*

Различны подходы к решению задач при наличии единственного или нескольких экстремумов. Во втором случае обычно ищут главный, так называемый *глобальный экстремум* – оптимальное решение для всего пространства проектирования.

При наличии ограничений на искомые переменные задача относится к области условной оптимизации, при отсутствии ограничений задачу относят к области *безусловной оптимизации.*

Если при постановке задачи исходная информация характеризуется некоторыми вероятностными свойствами, задача решается методами стохастического программирования. При целевой функции, представленной в векторном виде, оптимизация проводится по нескольким независимым критериям.

При одномерной оптимизации используются методы общего поиска, деления интервала пополам, дихотомии, золотого сечения, Фиббоначчи и др. [81].

Условно методы оптимизации при многомерном поиске можно подразделить на *классические* (метод дифференциального исчисления, метод множителей Лагранжа, вариационное исчисление) и методы *математического программирования* (метод динамического программирования, принцип максимума Понтрягина и др.).

При многомерном поиске оптимальных решений, в частности, используют методы покоординатного подъема (спуска), случайного поиска, градиентные методы (в том числе методы

сопряженных градиентов), методы переменной метрики, метод конфигураций, симплекс-метод, метод штрафных функций и др. [81].

4.1.2. Методика оптимизационного расчета по целевым функциям

Как было показано в предыдущем параграфе, оптимизационный кинематический расчет зубчатого механизма может быть выполнен по одному или нескольким критериям (целевым функциям), зависящим от общего проектного параметра. При оптимизации по одной целевой функции, которая может быть представлена некоторой кривой $F(x)$ в плоской прямоугольной системе координат, определяется проектный параметр, соответствующий максимуму или минимуму функции. При оптимизации по двум целевым функциям, каждая из которых может зависеть от проектных параметров, несовместимых с параметрами другой целевой функции, задача усложняется, особенно в случаях, когда функции имеют разную размерность.

Две одномерные функции, имеющие одинаковую размерность, можно представить в виде поверхности, которая в общем случае может иметь несколько максимумов или минимумов, усложняющих поиск оптимального решения.

Для облегчения поиска оптимума целевые функции, имеющие разную размерность, представляют в нормированной форме, при которой функции становятся безразмерными. Нормирование целевой функции $F(x)$ производят по ее максимальному $\max F(x)$ или минимальному $\min F(x)$ значениям, нормированные значения $\overline{F}(x)$ функции $F(x)$:

$$\overline{F}(x) = F(x) \,/\, \max F(x) \qquad (4.14)$$

или

$$\overline{F}(x) = F(x) \,/\, \min F(x)\,. \qquad (4.15)$$

При этом значения нормированной функции всегда будут лежать в пределах:

$$1 \geq \overline{F}(x) \geq 0\,. \qquad (4.16)$$

Пример целевой функции $F(x)$ и ее представление в нормированной форме $F(x)$ по $\max F(x) = 600$ даны на рис. 4.1.

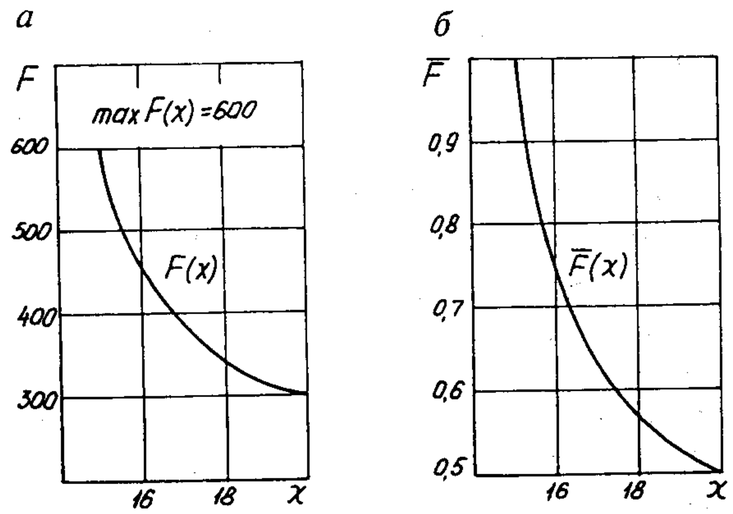


Рис. 4.1. Приведение целевой функции к нормированной форме [10]: *а* – исходная целевая функция $F(x)$; *б* – функция $\overline{F}(x)$, нормированная по $\overline{F}_{max} = 600$

После операции нормирования исходных целевых функций их линейную комбинацию можно представить в виде составной функции (функции компромисса):

$$N(x) = K_1 \overline{F_1}(x) + K_2 \overline{F_2}(x) + \ldots, \qquad (4.17)$$

где K_1, K_2 – безразмерные коэффициенты, определяющие приоритеты исходных функций. В случае паритета (равноправия) целевых функций, то есть при $K_1 = K_2 = \ldots = 1$ составная функция имеет вид

$$T(x) = \overline{F_1}(x) + \overline{F_2}(x) + \ldots\ldots\,. \qquad (4.18)$$

Оптимальное значение проектного параметра $x_{опт}$ для целевых функций, нормируемых по условиям (4.14) или (4.15), всегда будет соответствовать $\max \overline{F}_1(x) = 1$, $\max \overline{F}_2(x) = 1$ и т.д., для составной целевой функции $x_{опт}$ соответствует $\max T(x)$, причем при двух целевых функциях

$$\max\, T\,(x_{опт}) \leq 2; \qquad (4.19)$$

при трех целевых функциях

$$\max\, T\,(x_{опт}) \leq 3 \qquad (4.20)$$

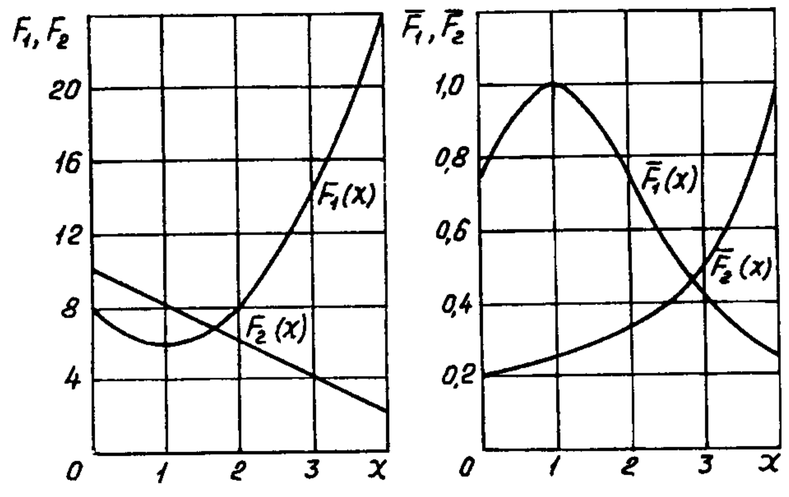
и т.д.

Пример определения оптимального значения проектного параметра при двух целевых функциях $F_1(x)$ и $F_2(x)$ дан на рис. 4.2. [10]. Исходные функции (рис. 4.2, *а*) пронормированы по их минимальным значениям $F_{1min} = 6$ и $F_{2min} = 2$ в соответствии с условием (4.15). Значения нормированных функций лежат в пределах пространства проектирования $4 \geq x \geq 0$ (рис. 4.2, *б*), определенных условием (4.16).

Складывая ординаты кривых $\overline{F}_1(x)$ и $\overline{F}_2(x)$ по условию (4.18), получим составную функцию $T(x)$ (рис. 4.2, *в*), максимальному значению которой $T_{max}(x) = 1{,}28$ соответствует оптимальное значение $x_{опт} = 1{,}4$ проектного параметра.

В последующих оптимизационных расчетах данный подход будет использован при отыскании максимума или минимума при наличии одной целевой функции и при определении оптимума (максимума) аргумента при исследовании составной функции.

а *б*



в

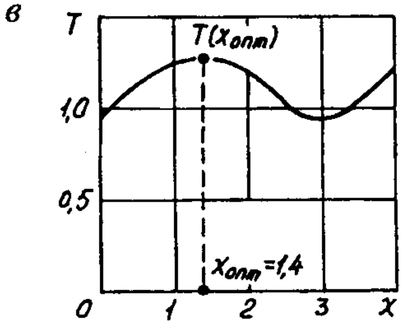


Рис. 4.2. Пример определения оптимума проектного параметра $x_{опт}$ для двух одномерных функций: *а* – графики одномерных функций $F_1(x)$ и $F_2(x)$; *б* – графики одномерных функций $F_1(x)$ и $F_2(x)$, нормированных по min $F_1(x)$ и min $F_2(x)$; *в* – составная функция $T(x)$ [10]

4.2. ВЫБОР И РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

4.2.1. Основные критерии оптимизации передаточных механизмов

При проектировании приборных зубчатых передач решаются две задачи: вписывание конструкции в заданные габариты и оптимизация передачи по одному или нескольким критериям.

Для их решения предлагается следующая схема проектирования: выбор и расчет кинематической схемы; расчет геометрии передачи; определение моментов и усилий в зацеплении (силовой расчет и расчет коэффициента полезного действия; выбор материала; выбор степени точности и расчет точности).

Предельные габаритные размеры зубчатого механизма устанавливают в ходе предварительной общей компоновки узла, в который входит проектируемая передача.

Оптимизацию проводят по следующим критериям (целевым функциям):

- минимальные габаритные размеры, a_Σ, (объем, V);
- минимальная масса, M;
- минимальный приведенный момент инерции системы $I_{пр}$ (соответствие этому критерию дает малоинерционную конструкцию привода и повышает характеристики быстродействия и управляемости системы);
- минимальная суммарная угловая погрешность, $\Delta\varphi_р$;
- максимальный коэффициент полезного действия механизма, $\eta_р$.

Минимизация габаритных размеров и массы требуется для зубчатых механизмов летательных аппаратов. Учет момента инерции важен при проектировании зубчатых механизмов систем автоматического управления и вычислительных систем. Минимизация угловой погрешности (мертвого хода) обеспечивает необходимую точность работы привода, что является одним из основных условий для следящих и автоматических систем. Оптимизация конструкции по КПД позволяет снизить энергоемкость привода, износ в кинематических парах механизма, сократить размеры и массу необходимых исполнительных двигателей.

Целевыми функциями могут также быть, например, кинематическая погрешность F_{ior}, заданное расстояние между входным и выходным валами a_Σ и другие.

Проектными параметрами при решении оптимизационных задач являются: частота вращения входного $n_{вх} = n_н$ и выходного $n_{вых}$ валов проектируемого механизма или его передаточное отношение $i_р = n_{вх} / n_{вых}$. Проектным параметром может быть также модуль зацепления m. В общем виде вопросы общей компоновки механизма оговариваются в техническом задании и в такой постановке задачи проектным параметром будет также число ступеней механизма n.

4.2.2. Основные соотношения для габаритного расчета зубчатых механизмов

Проектировочный расчет ступенчатого зубчатого механизма состоит в определении для каждой ступени передаточных чисел u_j, числа зубьев z и размеров колес и шестерен, межосевых расстояний, а также габаритов механизма.

Габаритные условия для двух или трехступенчатых редукторов определяются схемой расположения отдельных передач (рис. 4.3, 4.4.).

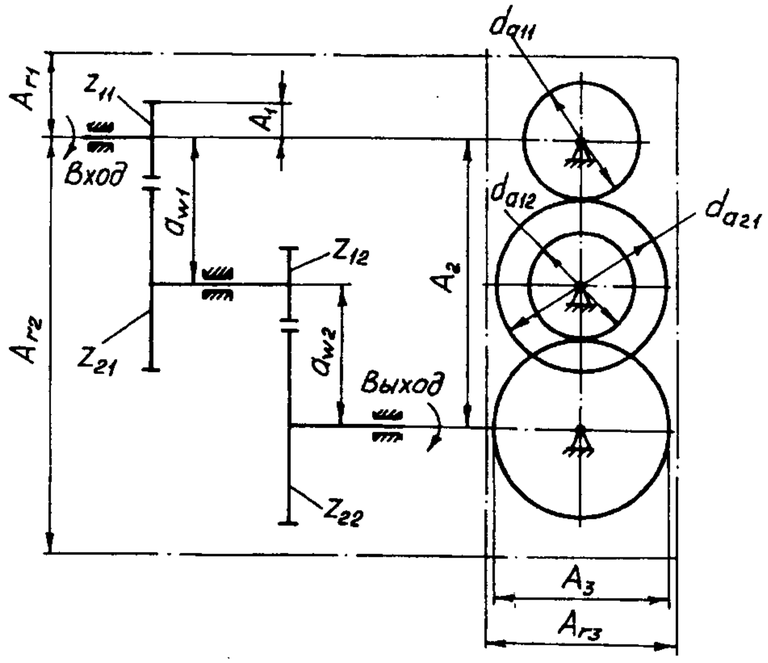


Рис. 4.3. Схема двухступенчатого редуктора *уступом*

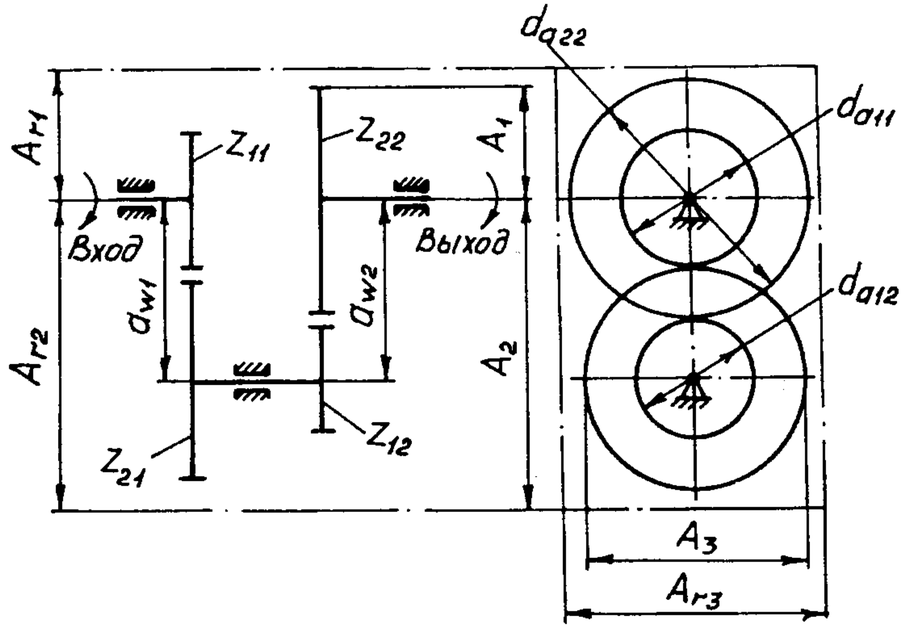


Рис. 4.4. Схема двухступенчатого соосного редуктора

При заданных предельных габаритных размерах $A_{r1,2,3}$ для двухступенчатого редуктора, выполненного по схеме *уступом* (рис. 4.3):

$$A_{r1} \geq A_1', \; A_1' = 0{,}5\, d_{a11}, \tag{4.21}$$

$$A_{r2} \geq A_2', \; A_2' = a_{w1} + 0{,}5\, d_{a21}, \tag{4.22}$$

$$A_{r2} \geq A_2'', \; A_2'' = a_{w1} + a_{w2} + 0{,}5 d_{a22}, \tag{4.23}$$

$$A_{r3} \geq A_3, \; A_3 = \max\,(d_{a21}, \; d_{a22}). \tag{4.24}$$

Для двухступенчатого *соосного* редуктора (рис. 4.4):

$$A_{r1} \geq A_1'', \; A_1'' = 0{,}5\, d_{a22}; \tag{4.25}$$

$$A_{r2} \geq A_2'', \; A_2'' = a_{w2} + 0{,}5\, d_{a12}. \tag{4.26}$$

Кроме того, сохраняются условия (4.21), (4.22) и (4.24). В выражениях (4.16)-(4.21) $A_{1,2,3}$ – габаритные размеры редуктора; d_{aij} – диаметр окружности вершин зубьев колеса.

В соосной конструкции (рис. 4.4) необходимо обеспечить равенство межосевых расстояний a_{w1} и a_{w2}. Для зубчатых передач, выполненных без смещения (или равносмещенных), требование соосности приводит к соотношению

$$a_1 = a_2; \; m_1\,(z_{11} + z_{21}) = m_2\,(z_{12} + z_{22}). \tag{4.27}$$

Условие (4.27) ограничивает диапазон возможных сочетаний чисел зубьев, в особенности при $m_1 \neq m_2$. Применение в одной передаче колес, нарезаемых со смещением при коэффициенте суммы смещений $x_\Sigma > 0$, значительно расширяет диапазон z_{ij}, а условие соосности принимает вид

$$a_{w1} = a_1 + m_1 y = a_2 = a_{w2},$$

откуда

$$y = (a_2 - a_1) / m_1,\ y \le [y], \qquad (4.28)$$

где $[y]$ – допускаемое значение коэффициента воспринимаемого смещения.

Полученное по выражению (4.28) значение y позволяет найти необходимые коэффициенты смещений $x_{1,2}$ для шестерни и колеса и уточнить их диаметральные размеры.

4.2.3. Общие принципы распределения передаточного отношения по ступеням редуктора

При распределении передаточного отношения между ступенями многоступенчатого редуктора руководствуются следующими общими соображениями.

Рациональный диапазон применяемых чисел зубьев шестерен и колес для цилиндрических прямозубых передач внешнего зацепления

$$20(14) \le z_{1j} \le 25;\ 20 \le z_{2j} \le 150.$$

До $z_{j\min} \ge 20$ зубья шестерни могут быть нарезаны без смещения исходного контура, при $z = 14...20$ обязательно положительное смещение.

Контактная выносливость и износостойкость зубьев увеличиваются, если у чисел зубьев сопряженных колес отсутствуют общие множители. Это условие можно записать следующим образом:

$$z_{1j} / K = I_1 \neq I_2 = z_{2j} / K. \qquad (4.29)$$

Здесь K, I_1, I_2 – целые числа, причем $K = 1,2,..., z_{1j}$.

Выполнение условия (4.29) является обязательным особенно для высокоскоростных передач, имеющих окружные скорости колес свыше 10 м/с.

В общем случае оптимальный диапазон изменения передаточных чисел для цилиндрической прямозубой передачи:

$$1 = u_{j\min} \le u_j = z_{2j} / z_{1j} \le u_{j\max} = 6. \qquad (4.30)$$

Здесь z_{1j} и z_{2j} – числа зубьев шестерни и колеса в j-й ступени.

Общее передаточное число редуктора, включающего n ступеней:

$$u_p = u_1\, u_2 \ldots u_j \ldots u_n. \qquad (4.31)$$

Как было показано в гл. 1, минимальное значение $u_{j\min}$ во многих случаях ограничивается условиями размещения опор валиков, в связи с чем нижний предел $u_{j\min}$ принимается в соответствии с рекомендациями п.1.5.

Верхний предел $u_{j\max} = 6$ следует назначать при оптимизации по приведенному моменту инерции для тихоходных ступеней механизма, так как для случаев оптимизации по другим критериям при большой разнице размеров шестерен и колес коэффициент использования объема корпуса редуктора уменьшается и соответственно увеличиваются габариты, что в свою очередь может привести к дополнительному увеличению массы механизма из-за необходимости повышения жесткости стенок корпуса или плат.

Как будет показано ниже, для силовых редукторов, кинематическая схема которых оптимизируется по габаритам или массе, преимущественным принципом распределения передаточного отношения является назначение больших передаточных чисел в быстроходных, менее нагруженных, ступенях механизма, то есть

$$u_1 \ge u_2 \ge \ldots \ge u_j \ge \ldots \ge u_n. \qquad (4.32)$$

С другой стороны, показатели угловой погрешности, приведенного момента инерции, КПД улучшаются при больших передаточных числах в ступенях механизма, особенно тихоходных, и в этом случае разбивка общего передаточного числа производится по условию

$$u_1 \le u_2 \le \ldots \le u_j \le \ldots \le u_n. \qquad (4.33)$$

Как видно, условиями (4.32) и (4.33) предусматривается также равенство передаточных отношений в ступенях. При этом более высокая рентабельность механизма достигается за счет использования одинаковых зубчатых колес и шестерен, а также других унифицированных деталей. Передаточное число одной ступени в этом случае равно

$$u_j = \sqrt[n]{u_p}\,. \qquad (4.34)$$

Для практической реализации условия (4.33) необходимо задаться определенным законом разбивки $u_р$ по ступеням редуктора. Например, для повышения быстродействия следящего привода (минимизации приведенного момента инерции) закон разбивки передаточного числа $u_р$ по ступеням подчиняется зависимости [81]:

$$u_{j+1} = u_j^2 / \sqrt{2}, \qquad (4.35)$$

где u_j и u_{j+1} – передаточные числа предыдущей и последующей ступеней механизма соответственно.

Данный способ является ограниченным по применению, так как обеспечивает удовлетворительные результаты при относительно небольших передаточных числах $u_р \le 500$ и небольшом числе ступеней $n < 5$.

Увеличение $u_р$ и n приводит к резкому уменьшению передаточных отношений на быстроходных ступенях, что может создать сложности с размещением опор, и увеличению в связи с этим габаритов, а тихоходные ступени из-за больших передаточных отношений потребуется выносить за пределы корпуса редуктора в виде отдельных открытых зубчатых передач.

Например, при $n = 5$ и $u_р = 80000$ из системы уравнений $u_2 = u_1^2/\sqrt{2}$; $u_3 = u_2^2/\sqrt{2}$; $u_4 = u_3^2/\sqrt{2}$; $u_5 = u_4^2/\sqrt{2}$ $u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \cdot u_4 \cdot u_5 = 8000$, получим $u_p = 80000 = u_1^{31}/2^{13}$, откуда $u_1 = 1{,}925$; $u_2 = 2{,}620$; $u_3 = 4{,}854$; $u_4 = 16{,}658$; $u_5 = 196{,}208$.

Из практики проектирования многоступенчатых механизмов известно, что условие (4.33) эффективно реализуется при распределении общего передаточного отношения между ступенями по законам геометрической или арифметической прогрессии, причем хорошие результаты достигаются в широком диапазоне значений $u_р$ по разным критериям оптимизации.

Распределение $u_р$ по закону арифметической прогрессии. Принимая передаточное число в первой ступени редуктора $u_1 = u$; во второй $u_2 = u_1 + \Delta u = u + \Delta u$; в третьей $u_3 = u_2 + \Delta u = u + 2\Delta u$ и т.д., на j-ой ступени будем иметь

$$u_j = u + (j - 1)\Delta u, \qquad (4.36)$$

где Δu – шаг нарастания передаточного числа от ступени к ступени.

Общее передаточное число $u_р$ определится как произведение передаточных чисел всех ступеней редуктора $j = 1,2,\ldots, n$:

$$u_р = \prod_{j=1}^{j=n} \left[u + (j - 1)\Delta u \right]. \qquad (4.37)$$

Если ограничить передаточные отношения ступеней некоторыми предельными значениями, то, фиксируя одну из неизвестных Δu или n, можно установить некоторые общие соотношения между $u_р$, u_j и n.

Некоторое представление о соотношениях параметров при данной системе распределения передаточных отношений можно составить по данным табл. 4.1.

Таблица 4.1. **Значения кинематических параметров механизма при разбивке $u_р$ по закону арифметической прогрессии**

Число ступеней n	Δu	Передаточное число j-ой ступени					
		1	2	3	4	5	6
$u_р = 10$							
2	4,33	1,67	6	–	–	–	–
2	3,0	2,0	5	–	–	–	–
3	1,5	1,0	2,5	4	–	–	–
3	0,16	2,0	2,16	2,32	–	–	–
4	0,605	1,0	1,605	2,210	2,815	–	–
5	0,326	1,0	1,326	1,652	1,978	2,304	–
$u_р = 100$							
4	0,87	2,0	2,87	3,74	4,61	–	–
5	0,27	2,0	2,27	2,54	2,81	3,08	–
$u_р = 1000$							
5	0,90	2,39*)	3,29	4,19	5,09	5,99	–
6	0,51	2,0	2,51	3,02	3,53	4,04	4,55

*) – при $u_1 < 2{,}39$ невозможно получить $u_р = 1000$.

Отметим, что при увеличении числа ступеней уравнение (4.37) становится достаточно сложным для расчета. Например, при $u_р = 10$, $u_1 = 1$ и $n = 4$ имеем кубическое уравнение

$6\Delta u^3 + 11\Delta u^2 + 6\Delta u - 9 = 0$;

при $n = 5$ – уравнение 4-ой степени

$24\Delta u^4 + 44\Delta u^3 + 35\Delta u^2 + 10\Delta u - 9 = 0$ и т.д.

Распределение $u_р$ по закону геометрической прогрессии. Принимая коэффициент нарастания передаточного отношения $k \ge 1$, получим систему уравнений

$$u_1 = u;\ u_2 = k\,u;\ u_3 = k^2\,u;\ \ldots\ u_n = k^{n-1}\,u, \qquad (4.38)$$

которая совместно с равенством (4.31) приводит к уравнению

$$u_{\text{p}} = u^n\ k^{\sum_{j=1}^{j=n}(j-1)}. \qquad (4.39)$$

Показатель степени при коэффициенте k представляет собой сумму ряда натуральных чисел, которую можно записать в виде

$$\sum_{j=1}^{j=n}(j-1) = \frac{n(n-1)}{2}. \qquad (4.40)$$

Подставляя (4.40) в (4.39), имеем

$$u = u^n\ k^{\,n\,(n-1)\,/\,2}. \qquad (4.41)$$

Уравнение (4.41) представляет собой целевую функцию с параметрами проектирования n и k (u_{p} задано); оптимизационное решение ищется с учетом параметрических ограничений, например, $2 \le u_j \le 6$ и условия (4.31).

Некоторые результаты расчетов по формуле (4.41) представлены в табл. 4.2.

Для облегчения анализа уравнения (4.41) преобразуем его, логарифмируя левую и правую части и выделяя в явном виде параметр n:

$$n^2 + \left(2\frac{\lg u}{\lg k} - 1\right)\ n - \frac{2\lg u_{\text{p}}}{\lg k} = 0. \qquad (4.42)$$

Таблица 4.2. **Значения кинематических параметров многоступенчатого механизма при разбивке u_{p} по закону геометрической прогрессии**

n	k	Передаточное число j-ой ступени								
		1	2	3	4	5	6	7	8	9
$u_{\text{p}} = 100$										
4	1,3572	2	2,714	3,684	5,0	–	–	–	–	–
5	1,1207	2	2,241	2,512	2,815	3,155	–	–	–	–
$u_{\text{p}} = 1000$										
6	1,2011	2	2,402	2,885	3,466	4,162	5,0	–	–	–
7	1,1028	2	2,206	2,432	2,682	2,958	3,262	3,598	–	–
$u_{\text{p}} = 10000$										
8	1,1400	2	2,280	2,599	2,963	3,378	3,851	4,390	5,005	–
9	1,0861	2	2,172	2,359	2,562	2,783	3,023	3,283	3,565	3,872

Примечание: Расчет параметров произведен с учетом ограничения $u_{1\min} = 2$; $u_{n\,\max} \le 6$.

Решая (4.42) относительно n, имеем

$$n = \frac{1}{2} - \frac{\lg u}{\lg k} \pm \frac{1}{2\lg k}\left[\left(2\lg u - \lg k\right)^2 + 8\lg u_{\text{p}}\ \lg k\right]^{1/2}. \qquad (4.43)$$

Зависимость $n = f(u_{\text{p}})$ при фиксированных значениях коэффициента $k = 1{,}1;\ 1{,}2;\ \ldots\ 1{,}4$ приведена на рис. 4.5, в табл. 4.2 даны значения u_j при некоторых целых значениях n; расчет коэффициента k производился по формуле, полученной решением (4.41) относительно $\lg k$ после логарифмирования:

$$\lg k = \frac{2\left(\lg u_{\text{p}} - n\lg u\right)}{n(n-1)}. \qquad (4.44)$$

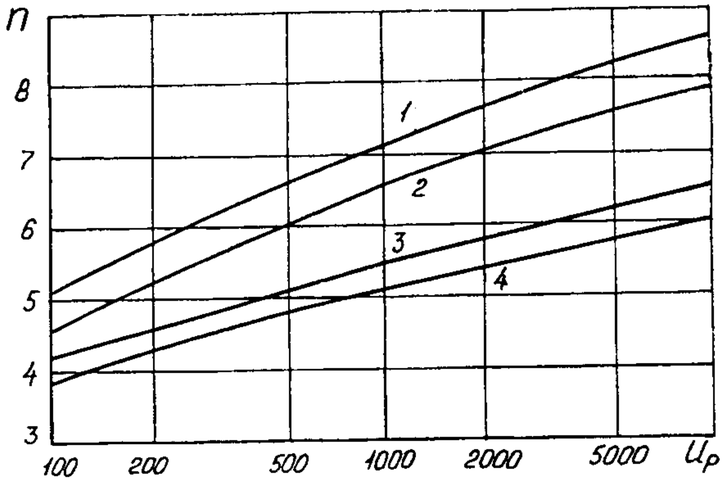


Рис. 4.5. Зависимость $n = f(u_{\text{p}})$ при распределении u_{p} по закону геометрической прогрессии: *1* **–** K**=1,1;** *2* **–** K**=1,2;** *3* **–** K**=1,3;** *4* **–** K **= 1,4**

Распределение u_{p} по экспоненциальному закону. Так же как и в предыдущих случаях, принимая передаточное число первой ступени $u_1 = u$; второй $u_2 = u_1\,e^k$; третьей $u_3 = u_2\,e^k = u\,e^{2k}$ и т.д., для j-ой ступени будем иметь

$$u_j = u\,e^{(j-1)\,k}, \qquad (4.45)$$

где k – степенной показатель.

Тогда общее передаточное число механизма

$$u_{\text{p}} = u^n \prod_{j=1}^{j=n} \exp\ (j-1)\ k\,. \qquad (4.46)$$

Поскольку

$$\prod_{j=1}^{j=n} \exp\ (j-1)\ k = \exp\left[k \sum_{j=1}^{j=n} (j-1)\right], \qquad (4.47)$$

то с учетом (4.40) окончательно получим

$$u_{\text{р}} = u^n \exp\ [\ k\ n\ (n-1)\ /\ 2\ ]. \qquad (4.48)$$

Оценим соотношение параметров в зависимости (4.48), для чего прологарифмируем (4.48) и решим преобразованное уравнение относительно k :

$$k = \frac{2\ (\lg u_{\text{р}} - n \lg u)}{n\ (n-1)\ \lg e}. \qquad (4.49)$$

Результаты решения уравнения (4.48) для ряда n при $u_{\min}$=2 и фиксированных значениях $u_{\text{р}}$, представлены в табл. 4.3.

Таблица 4.3. **Значения кинематических параметров при распределении $u_{\text{р}}$ по экспоненциальному закону**

n	k	Передаточное число j-ой ступени								
		1	2	3	4	5	6	7	8	9
$u_{\text{р}} = 100$										
4	0,3054	2	2,714	4,071	5,0	–	–	–	–	–
5	0,1140	2	2,242	2,512	2,816	3,156	–	–	–	–
$u_{\text{р}} = 1000$										
6	0,1833	2	2,402	2,886	3,466	4,248	5,001	–	–	–
7	0,0979	2	2,206	2,233	2,683	2,959	3,263	3,598	–	–
$u_{\text{р}} = 10000$										
8	0,1309	2	2,280	2,599	2,962	3,376	3,848	4,387	5,0	–
9	0,0826	2	2,172	2,359	2,562	2,783	3,022	3,282	3,565	3,871

Примечание: Расчет параметров произведен при $u_{\min} = 2$; $u_{\text{n max}} \le 6$.

4.3. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО СИЛОВОГО РЕДУКТОРА

При выборе кинематической схемы силового редуктора в большинстве случаев ставится задача оптимизации по габаритам или оптимизации по массе. По этим условиям нецелесообразно задавать большие значения передаточных отношений в одной ступени редуктора, т.е. для одной ступени редуктора

характерным является некоторый оптимальный предел передаточного отношения. Как будет показано ниже, предельное передаточное число одной ступени редуктора с цилиндрическими колесами не должно превышать $u_{\text{р}} \le 8$, с коническими колесами $u_{\text{р}} \le 5$. Двухступенчатый редуктор с цилиндрическими колесами обычно имеет $u_{\text{р}} \le 45$ (допускается до 63), трехступенчатый $-u_{\text{р}} \le 200$ (допускается до 400).

Разбивка общего передаточного отношения редуктора по отдельным ступеням зависит от требований, которым должно удовлетворять решение задачи. При уменьшении угловой скорости вращения от входного вала к выходному возрастает крутящий момент и поэтому тихоходная ступень оказывается более нагруженной, чем быстроходная. В связи с этим для получения близких диаметров колес передаточное число быстроходной ступени u_1 рекомендуется брать большим, чем u_2. Для получения одинаковых диаметров колес первой и второй ступени редуктора ($d_{K1} = d_{K2}$) при функциональных ограничениях по напряжениям изгиба в опасных сечениях зубьев общее передаточное отношение следует распределять с учетом соотношений [64]:

$$u_1 = \left(\frac{u_{\text{р}}^2}{K}\right)^{1/3}; \quad u_2 = u_{\text{р}} / u_1, \qquad (4.50)$$

где коэффициент K характеризует соотношение геометрических размеров, прочностных свойств материала и условий работы колес тихоходной и быстроходной ступеней редуктора:

$$K = K_2\ \xi_{b1}\ \psi_{ba1} / (K_1\ \xi_{b2}\ \psi_{ba2});$$

$$K_1 = (\sigma_{HP1})^2\ \psi_{ba1} / \text{K}_{H1};$$

$$K_2 = (\sigma_{HP2})^2\ \psi_{ba2} / \text{K}_{H2};$$

где

$$K_{H1,2} = K_{A\ 1,2}\ K_{H\alpha\ 1,2}\ K_{H\beta\ 1,2}\ K_{H\nu\ 1,2}\ K_{H\text{t}\ 1,2}\ . \qquad (4.51)$$

В формуле (4.51) индексы 1 и 2 относятся к первой и второй ступеням редуктора.

Для выполнения требований равнопрочности колес обычно увеличивают ширину зубчатого венца колес тихоходной ступени.

4.3.1. Выбор оптимальных передаточных отношений двухступенчатого цилиндрического редуктора по сумме межосевых расстояний

Расчет при функциональном ограничении по напряжениям изгиба в опасном сечении зуба. Критерий оптимальности – суммарное межосевое расстояние

$$a_\Sigma = a_{w1} + a_{w2}.$$

Определение переменных проектирования. Межосевое расстояние j-ой ступени ($j = 1, 2$):

$$a_j = 0{,}5 m_j (z_{ш\,j} + z_{к\,j}) = 0{,}5\, m_j z_{ш\,j} (1 + u_j).$$

Шесть переменных проектирования: m_1 и m_2; $z_{ш1}$ *и* $z_{ш2}$; u_1 и u_2.

Построение целевой функции – a_Σ

$$g_a = \varphi(x) \equiv 0{,}5\, m_1 z_{ш1} (1 + u_1) + 0{,}5\, m_2 z_{ш2} (1 + u_2). \quad (4.52)$$

Формирование системы ограничений. Функциональные ограничения.

а) напряжения изгиба в опасном сечении зуба – не больше допускаемых

$$\frac{2T_{ш1}Y_{F1}}{m^3 z_{ш1}\Psi_{bd1}} Y_{\beta 1} K_{F1} - \sigma_{FP1} \le 0; \quad (4.53)$$

$$\frac{2T_{ш2}Y_{F2}}{m_2^2 z_{ш2}\Psi_{bd2}} Y_{\beta 2} K_{F2} - \sigma_{FP2} \le 0; \quad (4.54)$$

б) крутящие моменты $T_{ш1}$ и $T_{ш2}$:

$$T_{ш2} - T_{ш1} u_1 = 0; \quad (4.55)$$

в) общее передаточное число

$$u_p - u_1 u_2 = 0; \quad (4.56)$$

Коэффициенты K_F и Y_β являются также переменными величинами, однако для упрощения принимаем их параметрами состояния. Принимаем для упрощения

$$K_{F1} = K_{F2};\ Y_{\beta 1} = Y_{\beta 2}.$$

Параметрические ограничения

а) $\psi_{bd} \in [0{,}4;\ 0{,}9]$; (4.57)

б) $u \in [3;\ 6]$; (4.58)

в) $z_ш \in [18;\ 25]$. (4.59)

Дискретизирующие ограничения

а) модули

$$m \in \{1{,}5;\ 2;\ ...;\ 80\}, \quad (4.60)$$

б) числа зубьев шестерни

$$z_ш \in \{13;\ 14;\ ...;\ 25\}. \quad (4.61)$$

Ограничения по знаку

$$m_1 > 0;\ m_2 > 0;\ u_1 \ge 0;\ u_2 \ge 0;\ z_{ш1} \ge;\ 0\ z_{ш2} \ge 0. \quad (4.62)$$

Задача выбора u_1 и u_2 в ступенях, минимизирующих a_Σ, сводится к выбору проектных параметров, минимизирующих функционал (4.52) и удовлетворяющих ограничениям (4.57)–(4.62).

Решение оказывается достаточно сложным из-за большого числа переменных; ограничений в форме неравенств и равенств; нелинейной зависимости ограничений от проектных параметров.

Для упрощения необходимо понизить размерность задачи. Примем $z_{ш1} = z_{ш2}$. Тогда функционал (4.52):

$$g_a = a_\Sigma \equiv 0{,}5\, m_1 z_{ш1} [\, 1 + u_1 + (m_2 / m_1)(1 + u_2)\,]. \quad (4.63)$$

Примем $\psi_{bd1} = \psi_{bd2}$ и $\sigma_{FP1} = \sigma_{FP2}$. Обращая неравенства (4.53), (4.54) в равенства с учетом ограничений (4.55) имеем

$$m_2 / m_1 = \sqrt[3]{u_1}\ . \quad (4.64)$$

Подставляя (4.64) в (4.63), получим

$$g_a = a_\Sigma \equiv 0{,}5\, m_1 z_{ш1} [1 + u_1 + u_1^{1/3}(1 + u_2)]. \quad (4.65)$$

Делаем допущение, что m_1 и $z_{ш1}$ являются параметрами состояния (т.е. неварьируемыми параметрами). Тогда число ограничений сокращается

$$\psi_1(x) = u_p - u_1 u_2; \quad (4.66)$$

$$\psi_2 \equiv u_1 \ge 0; \quad (4.67)$$

$$\Psi_3 \equiv u_2 \ge 0. \quad (4.68)$$

Если u_1 или u_2 равно 0, ограничение (4.66) не выполняется. В связи с этим следует рассматривать только ограничение (4.66), а (4.67) и (4.68) – использовать для проверки решения.

Для решения системы подобных уравнений, квалифицируемых как функции нескольких переменных, связанных данным условием, используется метод Лагранжа:

$$L = g_a + \lambda_g \Psi,$$

где λ_g – постоянная.

Условие экстремума этой функции

$$\frac{\partial L}{\partial u_j} = \frac{\partial a_\Sigma}{\partial u_j} + \lambda_g \frac{\partial \Psi}{\partial u_j} = 0.$$

Перепишем (4.65) в виде

$$a_\Sigma = 0{,}5\, m_1\, z_{ш1}\, [1 + u_1 + u_1^{1/3} + u_1^{1/3} \cdot u_1^{1/3} \cdot u_p].$$

Частная производная a_Σ по u_1:

$$\frac{\partial a_\Sigma}{\partial u_1} = \left(1 + \frac{1}{3} u_1^{-2/3} - \frac{2}{3} u_1^{-5/3} u_p\right) = 0;\ \ 3u_1^{5/3} + u_1 - 2u_p = 0. \qquad (4.69)$$

Запишем (4.69) в виде

$$3u_1^{5/3} + u_1 - 2u_1 u_2 = 0,$$

откуда

$$u_2 = \frac{3u_1^{5/3} + u_1}{2u_1} = 0{,}5\left(3u_1^{2/3} + 1\right). \qquad (4.70)$$

Расчет по формулам (4.69) и (4.70) сведем в табл. 4.4.

Решение уравнения (4.69) дано на рис. 4.6. Зависимость суммарного межосевого расстояния a_Σ / γ_a, где $\gamma_a = m_1 z_{ш1} / 2$, от u_1 приведена на рис. 4.7.

Определим границу целесообразности (по габаритам) перехода от одно- к двухступенчатому редуктору. Для одноступенчатого редуктора:

$$a_1 = 0{,}5\, m_1\, z_{ш1}\, (1 + u_1);$$

для двухступенчатого:

$$a_\Sigma = 0{,}5\, m_1\, z_{ш1}\, [1 + u_1 + u_1^{1/3} \cdot (1 + u_p / u_1)].$$

Таблица 4.4. **Результаты решения уравнений (4.69) и (4.70)**

u_p	4	8	16	24	32	40
u_1	1,60	2,47	3,84	4,95	5,92	6,80
u_2	2,50	3,24	4,17	4,85	5,41	5,88
$a_{\Sigma\,min}/\gamma_a$	6,69	9,20	12,95	15,46	18,51	20,84

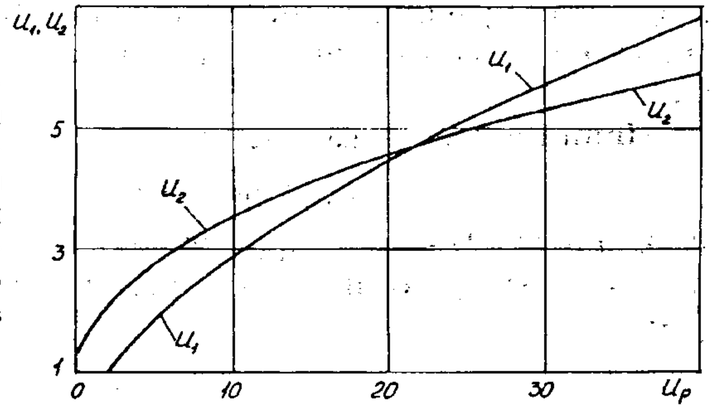


Рис. 4.6. Оптимальное соотношение между u_p, u_1 и u_2 в двухступенчатом редукторе при оптимизации u_p по сумме межосевых расстояний и функциональном ограничении по напряжениям изгиба в опасном сечении зуба

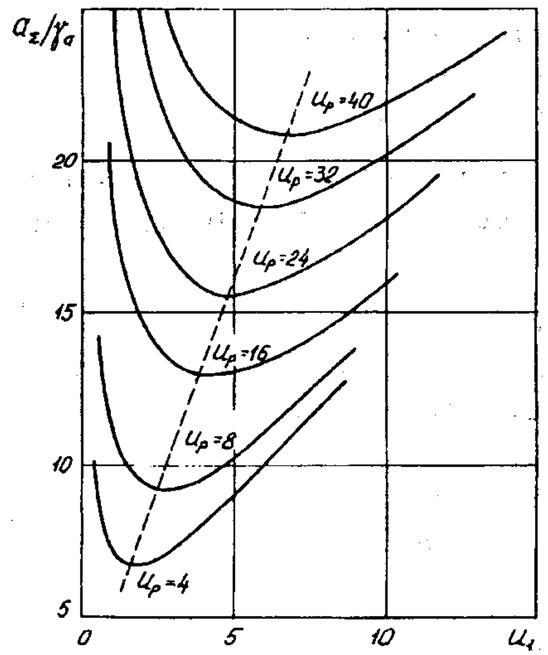


Рис. 4.7. Графическое решение уравнения (4.69): $a_\Sigma / \gamma_a = f(u_1)$

Приравнивая $a_1 = a_\Sigma$, имеем

$$u_p\,(u_1^{-2/3} - 1) + u_1 + u_1^{1/3} = 0. \qquad (4.71)$$

С учетом (4.69) имеем решение $u_p = 8{,}64$, выше которого целесообразен переход с одно- на двухступенчатый редуктор независимо от числа зубьев шестерни.

Расчет при функциональном ограничении по контактной прочности зубьев. Предварительно преобразуем формулу (3.13) для расчета максимальных напряжений в зоне контакта к виду, удобному для определения межосевого расстояния. Учитывая, что $d_{w1} = 2a_w\,(u \pm 1)$, получим из (3.13)

$$\sigma_H = Z_H\, Z_E Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t K_H}{2\, b_w a_w} \frac{(u \pm 1)^2}{u}}. \qquad (4.72)$$

При этом для сокращения числа переменных проектирования ширина колеса принимается в зависимости от межосевого расстояния из соотношения

$$b_w / a_w = \psi_{ba},$$

где ψ_{ba} – коэффициент ширины колеса (конструкционное ограничение), зависящий от положения колес относительно опор.

Принимая во внимание, что

$$\psi_{bd} = \psi_{ba}\,(u \pm 1)\,/\,2,$$

заменяя в (4.72) σ_H на σ_{HP} с учетом $F_t = 2T_2\,/\,d_{w2}$ после несложных преобразований получим формулу для определения a_w, мм

$$a_w = K_a(u \pm 1)\sqrt[3]{\frac{T_2 K_H}{\psi_{ba}\,u^2\sigma_{HP}^2}}, \qquad (4.73)$$

где K_a – коэффициент межосевого расстояния

$$K_a = \sqrt[3]{(Z_H Z_E Z_\varepsilon)^2\,/\,2}.$$

Приняв, как и в предыдущем расчете, в качестве критерия оптимальности сумму межосевых расстояний a_{w1} и a_{w2} ступеней редуктора

$$g_a = a_{w1} + a_{w2}, \qquad (4.74)$$

запишем с учетом (4.73) зависимости функциональных ограничений по контактной прочности зубьев в виде

$$a_{w1} - K_a(u_1 + 1)\left[\frac{T_{ш1}K_{H1}}{\psi_{ba1}\,u_1\,(\sigma_{HP1})^2}\right]^{1/3} \geq 0; \qquad (4.75)$$

$$a_{w2} - K_a(u_2 + 1)\left[\frac{T_{ш2}K_{H2}}{\psi_{ba2}\,u_2\,(\sigma_{HP2})^2}\right]^{1/3} \geq 0,$$

где u_1 и u_2 – передаточные числа первой и второй ступеней редуктора; $T_{ш1}$ и $T_{ш2}$ –крутящие моменты на шестернях ступеней редуктора; K_{H1} и K_{H2} – коэффициенты нагрузки в зацеплениях ступеней редуктора; ψ_{ba1} и ψ_{ba2} – коэффициенты ширины колес ступеней редуктора; σ_{HP1} и σ_{HP2} – расчетные значения допускаемых контактных напряжений.

Коэффициенты K_{H1} и K_{H2} являются переменными величинами, но для упрощения задачи примем, что $K_{H1} = K_{H2} = K_H$.

Введем обозначения

$$\theta_1 = K_a\,T_{ш1}^{1/3};\; K_1 = (\sigma_{HP1})^2\,\psi_{ba1}\,/\,K_H;$$

$$\theta_2 = K_a\,T_{ш2}^{1/3};\; K_2 = (\sigma_{HP2})^2\,\psi_{ba2}\,/\,K_H.$$

Учитывая, что $T_{ш2} = T_{ш1}\,u_1$ и обращая для упрощения неравенства (4.75) в равенства, получим

$$a_{w1} = \theta_1(u_1+1)(K_1\,u_1)^{-1/3};\; a_{w2} = \theta_2\,(u_2+1)\,u_1^{1/3}(K_2\,u_2)^{-1/3}. \qquad (4.76)$$

С учетом (4.76) функция (4.74) примет вид

$$g_a = \gamma_a\,[\,K^{1/3}\,(u_1 + 1)u_2^{1/3} + (u_2 + 1)u_1^{2/3}\,],$$

где

$$\gamma_a = \theta_1\,K_1^{1/3}(K_1\,K_2\,u_1\,u_2)^{-1/3}.$$

Примем $K = K_2\,/\,K_1$. Имея в виду, что $u_1u_2 = u_p$, получим

$$g_a = \gamma_a\left[K^{1/3}(u_1 + 1)\left(\frac{u_p}{u_1}\right)^{1/3} + \left(\frac{u_p}{u_1} + 1\right)u_1^{2/3}\right] = \qquad (4.77)$$

$$= \gamma_a\left\{\,u_1^{2/3}\left[(Ku_p)^{1/3} + 1\right] + u_1^{-1/3}\left[(Ku_p)^{1/3} + u_p\right]\right\}.$$

Обозначив $C_1 = (K\,u_p)^{1/3} + 1$ и $C_2 = (K\,u_p)^{1/3} + u_p$, запишем

$$g_a\,/\,\gamma_a = (C_1\,u_1^{2/3} + C_2\,u_1^{-1/3}). \qquad (4.78)$$

Аналогично предыдущему случаю запишем условия экстремальных значений функции Лагранжа $L = g_a + \lambda_g\psi$ как функции нескольких переменных, связанных данным условием

$$\frac{\partial L}{\partial u_j} = \frac{\partial a_\Sigma}{\partial u_j} + \lambda_a\,\frac{\partial \psi}{\partial u_j} = 0. \qquad (j = 1,2)$$

Минимизируя функционал (4.78), имеем

$$\frac{\partial g_a}{\partial u_1} = \lambda_a\left[\frac{2}{3}u_1^{-1/3}C_1 - \frac{1}{3}u_1^{4/3}C_2\right] = 0,$$

откуда после несложных преобразований получим

$$\frac{\partial g_a}{\partial u_1} = \frac{2}{3}\,u_1^{-1/3}C_1 - \frac{1}{3}\,u_1^{-1}\,u_1^{1/3}\,C_2 = u_1^{-1/3}\left(\frac{2}{3}C_1 - \frac{1}{3}u_1^{-1}\,C_2\right) = 0;$$

$$\frac{2}{3}C_1 = \frac{1}{3}\frac{C_2}{u_1};$$

$$u_1 = \frac{C_2}{2C_1} = \frac{(Ku_p)^{1/3} + u_p}{2\left[(Ku_p)^{1/3} + 1\right]}. \qquad (4.79)$$

Зависимости $u_1 = f\,(u_p)$ и $u_2 = f(u_p)$ представлены на рис. 4.8. На рис. 4.9 показана зависимость относительного суммарного

межосевого расстояния от передаточного отношения первой ступени редуктора.

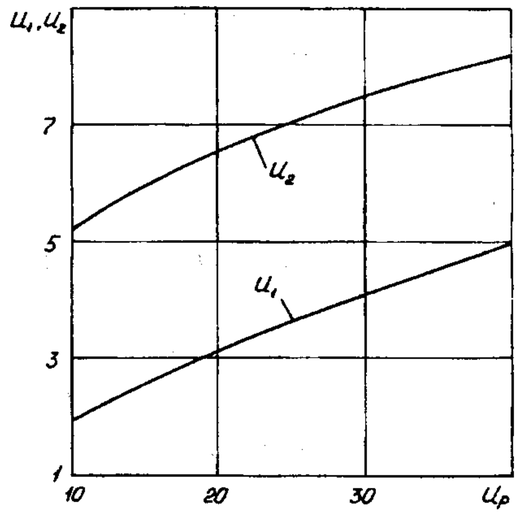


Рис. 4.8. Оптимальное соотношение между u_p, u_1 и u_2 в двухступенчатом редукторе при оптимизации u_p по сумме межосевых расстояний и функциональном ограничении по контактной прочности зубьев

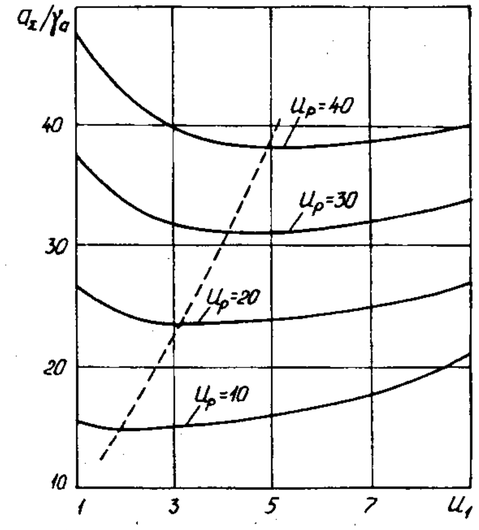


Рис. 4.9. Графическое решение уравнения (4.78): $a_\Sigma / \gamma_a = f(u_1)$

4.3.2. Выбор оптимальных передаточных отношений двухступенчатого цилиндрического редуктора по массе колес

Расчет при функциональном ограничении по напряжениям изгиба. Определим передаточные отношения в ступенях редуктора, приняв в качестве критерия оптимизации массу зубчатых колес:

$$g_M = M_1 + M_2. \tag{4.80}$$

Массы колес первой M_1 и второй M_2 ступеней редуктора при использовании одинаковых материалов

$$\begin{aligned} M_1 &= \rho \frac{\pi}{4} \left(d_{ш1}^2 + d_{k1}^2\right) b_1 \xi_1; \\ M_2 &= \rho \frac{\pi}{4} \left(d_{ш2}^2 + d_{k2}^2\right) b_2 \xi_2, \end{aligned} \tag{4.81}$$

где ρ – плотность материала колес; $d_{ш1}$ и d_{k1} – диаметры делительных окружностей шестерни и колеса первой ступени; $d_{ш1}$ и d_{k2} – то же, для колес второй ступени; b_1 и b_2 – ширина

колес; ξ_1 и ξ_2 – коэффициенты заполнения, равные отношениям объемов колес к объемам соответствующих заменяющих цилиндров.

Подставляя (4.81) в (4.80) с заменой $d_j = m_j z_j$ ($j = 1, 2$) с учетом $d_{kj} = d_{шj} u_j$ ($j = 1, 2$), имеем

$$g_M = \rho \frac{\pi}{4} \left[\left(m_{ш1}^2 z_{ш1}^2 + m_{ш1}^2 z_{ш1}^2 u_1^2\right) b_1 \xi_1 + \left(m_{ш2}^2 z_{ш2}^2 + m_{ш2}^2 z_{ш2}^2 u_2^2\right) b_2 \xi_2\right].$$

Принимая $z_{ш1} = z_{ш2}$, $b_1 = b_2$ и $\xi_1 = \xi_2$ с учетом соотношений (4.3) и (4.64) получим

$$g_M / \gamma_M = [\, 1 + u_1^2 + u_1^{2/3} + u_1^{2/3} (u_p / u_1)^2 \,],$$

или

$$g_M / \gamma_M = (\, 1 + u_1^2 + u_1^{2/3} + u_1^{-4/3} u_p^2 \,), \tag{4.82}$$

где $\gamma_M = \rho \frac{\pi}{4} m_{ш1}^2 z_{ш1}^2 b_1 \xi_1$.

Минимизируя функционал (4.82) по u_1

$$\frac{\partial g_M}{\partial u_1} = \left(2u_1 + \frac{2}{3} u_1^{-1/3} - \frac{4}{3} u_1^{-7/3} u_p^2\right) = 0,$$

после некоторых преобразований

$$2u_1 + \frac{2}{3u_1^{1/3}} - \frac{4}{3} \frac{u_p^2}{u_1^{7/3}} = 0;$$

$$6\, u^{10/3} + 2\, u_1^{6/3} - 4\, u_p^2 = 0;$$

$$3\, u_1^3 u_1^{1/3} + u_1^2 = 2\, u_p^2;$$

$$u_1^2 \left(3u_1^{4/3} + 1\right) = 2\, u_p^2,$$

получим следующее соотношение между u_p и u_1:

$$u_p = u_1 \left(\frac{3u_1^{4/3} + 1}{2}\right)^{1/2}. \tag{4.83}$$

Зависимости $u_1 = f(u_p)$, $u_2 = \varphi(u_p)$ и $g_M / \gamma_M = F(u_1)$ представлены на рис. 4.10 и 4.11. Для сравнения на рис. 4.10 (кривые *1*) представлены результаты расчета по данным работы [64].

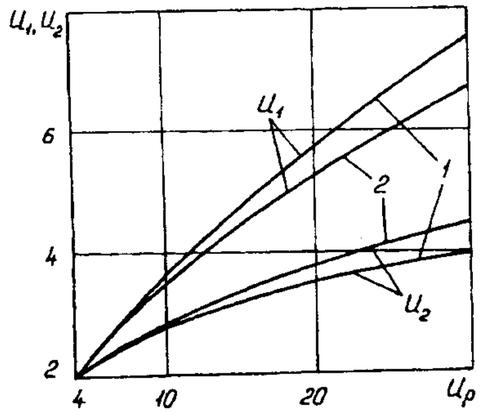


Рис. 4.10. Оптимальное соотношение между u_p, u_1 и u_2 в двухступенчатом редукторе при оптимизации u_p по массе колес и функциональном ограничении по напряжениям изгиба в опасном сечении зуба: *1* – по данным работы [64]; *2* – по формуле (4.83)

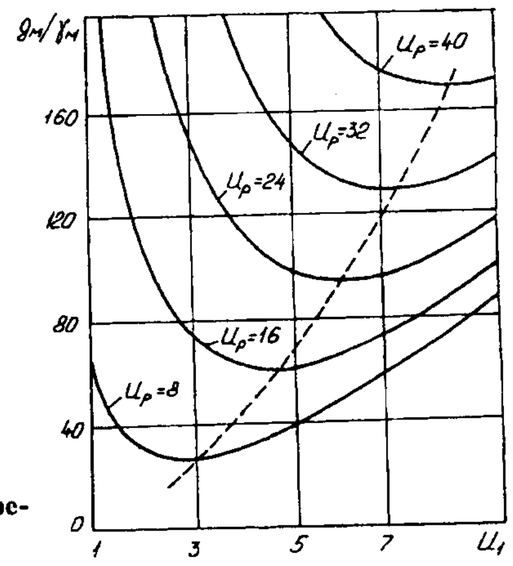


Рис. 4.11. Графическое решение уравнения (4.82): $g_м / \gamma_м = f(u_1)$

Расчет при функциональном ограничении по контактной прочности зубьев. Целевой функционал определяется выражением (4.80), масса колес – соотношениями (4.81). Функциональные ограничения по контактной прочности зубьев представлены неравенствами (4.75). Используя равенства (4.76), полученные обращением неравенств (4.75), с учетом того, что

$$d_ш = 2a_w / (1 + u) \text{ и } d_к = d_ш u,$$

находим

$$d_{ш1} = 2\theta_1 (K_1 u_1)^{-1/3};\ d_{к1} = u_1 d_{ш1};$$

$$d_{ш1} = 2\theta_2 (K_2 u_2)^{-1/3} \cdot u_1^{1/3};\ d_{к2} = u_2 d_{ш2}.$$

Тогда массы колес можно представить в виде

$$M_1 = \pi \rho \theta_1^3 \xi_1 \psi_{ba1} (1 + u_1 + u_1^2 + u_1^3) / (K_1 u_1);$$

$$M_2 = \pi \rho \theta_1^3 \xi_2 \psi_{ba2} u_1 (1 + u_2 + u_2^2 + u_2^3) / (K_2 u_2). \quad (4.84)$$

Подставив (4.84) в (4.80) и учитывая, что

$$b_i = \psi_{bai}\ a_{wi};\ \gamma_m = \pi \rho \theta_1^3;\ K = K_2 \xi_1 \psi_{ba1} / K_1 \xi_2 \psi_{ba2},$$

получим

$$g_m / \gamma_m = [(1 + u_1 + u_1^2 + u_1^3) / u_1] + u_1^2 [1 + u / u_1 +$$

$$+ (u_p / u_1)^2 + (u_p / u_1)^3] / K u = [K u_p / u_1 + K u_p + K u_p u_1 +$$

$$+ K u_p u_1^2 + u_1^2 + u u_1 + u_p^2 + u_p^3 / u_1] =$$

$$= \frac{K u_p + u_p^3}{u_1} + \left(K u_p + u_p^2\right) + \left(K u_p + u_p\right) u_1 + \left(K u_p + 1\right) u_1^2. \quad (4.85)$$

$$g_M / \gamma_M = \left[\frac{K u_p + u_p^3}{u_1} + \left(K u_p + u_p^2\right) + \left(K u_p + u_p\right) u_1 + \left(K u_p + 1\right) u_1^2\right].$$

Минимизируем функционал (4.85):

$$\frac{\partial g_M}{\partial u_1} = \gamma_M \left[-\frac{K u_p + u_p^3}{u_1^2} + \left(K u_p + u_p\right) + 2\left(K u_p + 1\right) u_1\right] = 0.$$

После несложных преобразований получим уравнение

$$2 (K u_p + 1) u_1^3 + (K u_p + u_p) u_1^2 - (K u_p + u_p^3) = 0. \quad (4.86)$$

Обоснованно полагая $u_p \geq 1$, получим, что уравнение (4.86) имеет единственное решение u_1, лежащее в интервале $(0, u_p)$. Уравнение (4.86) решается одним из приближенных методов. Например, в [86] оно решается методом Кардано при $u_p \geq 10$:

$$u_1 = \left[\frac{u_p^3 + K u_p}{2\left(K u_p + 1\right)}\right]^{1/3} - \frac{(K + 1) u_p}{6\left(K u_p + 1\right)}. \quad (4.87)$$

С учетом того, что в большинстве случаев $u_p^2 >> K$ и $K u_p >> 1$, можно записать (4.87) в упрощенном виде

$$u_1 = \left(\frac{u_p^2}{2K}\right)^{1/3} - \frac{K + 1}{6K}. \quad (4.88)$$

Результаты расчетов по формулам (4.87) и (4.88) представлены на рис. 4.12 и 4.13.

Анализ результатов оптимизационных расчетов двухступенчатых редукторов с цилиндрическими колесами показывает, что при оптимизации по габаритам и массе и функциональных ограничениях по напряжениям изгиба передаточное отношение быстроходной ступени в основном больше передаточного отношения тихоходной ступени (исключение $u_1 < u_2$ при $u_p < 21$).

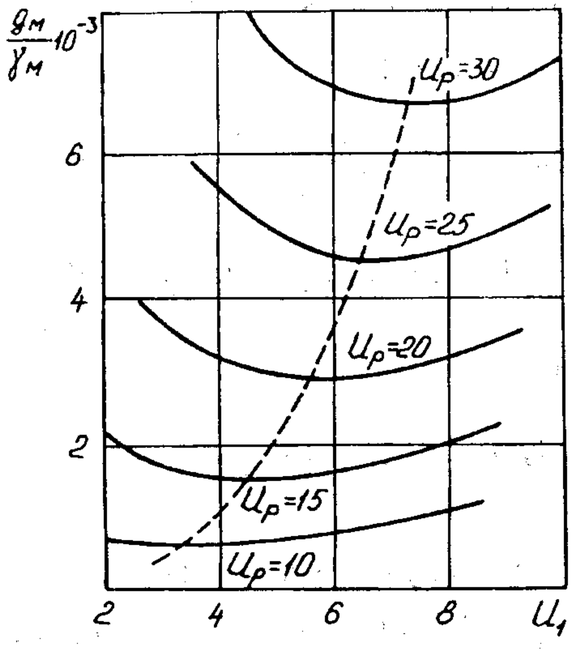


Рис. 4.12. Графическое решение уравнения (4.85): $g_м / \gamma_м = f(u_1)$

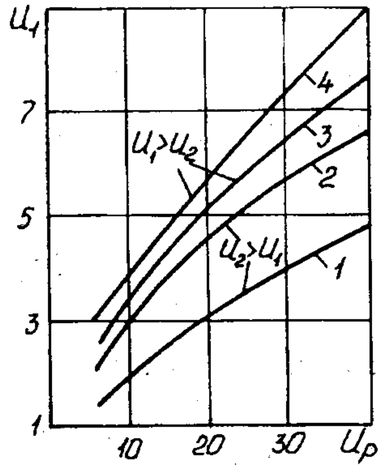


Рис. 4.13. Оптимальные значения $u_р$ и u_1 при минимизации суммы межосевых расстояний (*1, 2*) и массы колес (*3, 4*) при функциональных ограничениях по напряжениям изгиба (*2, 3*) и контактной прочности зубьев(*1, 4*)

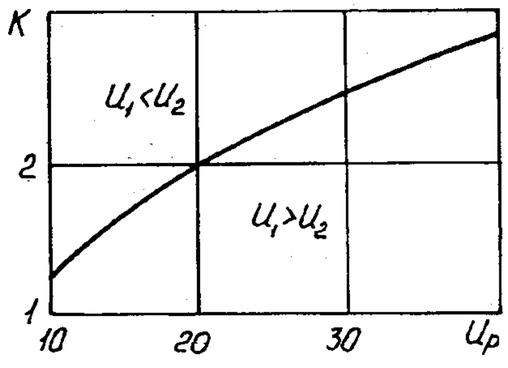


Рис. 4.14. Зависимость соотношения u_1 и u_2 от коэффициента k, характеризующего отношение размеров, нагрузочных и прочностных характеристик второй ступени двухступенчатого редуктора к соответствующим характеристикам первой ступени

При функциональных ограничениях по контактной прочности зубьев оптимизация по габаритам возможна при $u_1 < u_2$, причем с увеличением коэффициента K, характеризующего отношение размеров и прочности колес тихоходной ступени к соответствующим параметрам быстроходной, эта разница увеличивается.

При оптимизации по массе соотношение между u_1 и u_2 зависит от общего передаточного отношения редуктора и переход из области $u_1 > u_2$ в область $u_2 > u_1$ характеризуется графиком на рис. 4.14.

В результате анализа распределения общего передаточного отношения $u_р$ по ступеням силового редуктора и опыта

проектирования и эксплуатации получены обобщенные рекомендации по выбору передаточного отношения каждой ступени (см. рис. 1.5).

4.4. ОПТИМИЗАЦИЯ ПО ГАБАРИТАМ И МАССЕ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

4.4.1. Механизмы с кинематической схемой *уступом*

В большинстве случаев проектирования многоступенчатых приборных приводных механизмов исходят не из условий прочности, а из конструктивных и технологических соображений.

При этом, как правило, во всех степенях используются колеса с одним значением модуля, а числа зубьев шестерен или трибов принимаются одинаковыми. Для таких механизмов главным в выборе оптимального количества ступеней и распределении передаточного отношения между ними становятся конструктивные соображения минимизации габаритов или массы.

Оптимизация по сумме межосевых расстояний. При равенстве чисел зубьев ведущих шестерен редуктора

$$z_1 = z_3 = z_5 = \ldots = z_{2n-1} \qquad (4.89)$$

с числом ступеней n (рис. 4.15), принимая во внимание соотношение

$$2\, a_{wj} = (z_1 + z_2)m = z_1 (1 + u_1)m\,, \qquad (4.90)$$

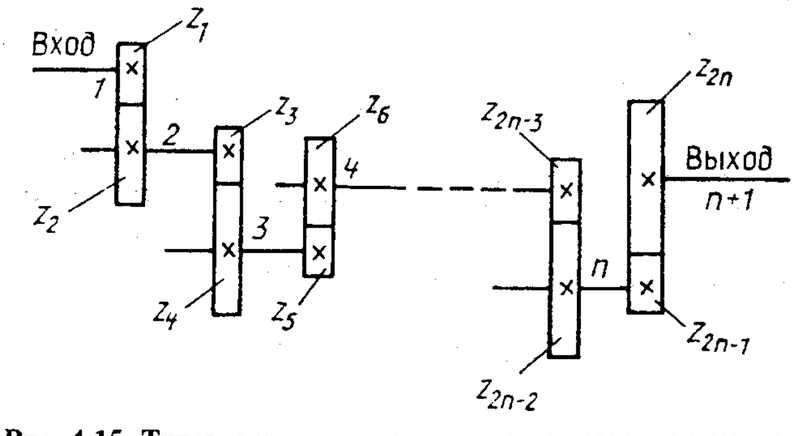


Рис. 4.15. Типовая кинематическая схема многоступенчатого редуктора следящей системы с числом ступеней n

суммарное межосевое расстояние a_Σ между входным и выходным валами редуктора, развернутого на плоскости, выражается зависимостью:

$$2a_\Sigma / m z_1 = [(1 + u_1) + (1 + u_2) + (1 + u_j) + ...+ (1 + u_n)] =$$

$$= n + u_1 + u_2 + ... + u_j + ... + u_n \qquad (4.91)$$

Из анализа зависимости (4.91) следует, что минимум функции достигается при равенстве передаточных чисел отдельных пар

$$u_1 = u_2 = ... = u_j = ... = u_n. \qquad (4.92)$$

Тогда передаточное отношение каждой пары получим из очевидного выражения $u_р = u_1^n$:

$$u_j = \sqrt[n]{u_р}. \qquad (4.93)$$

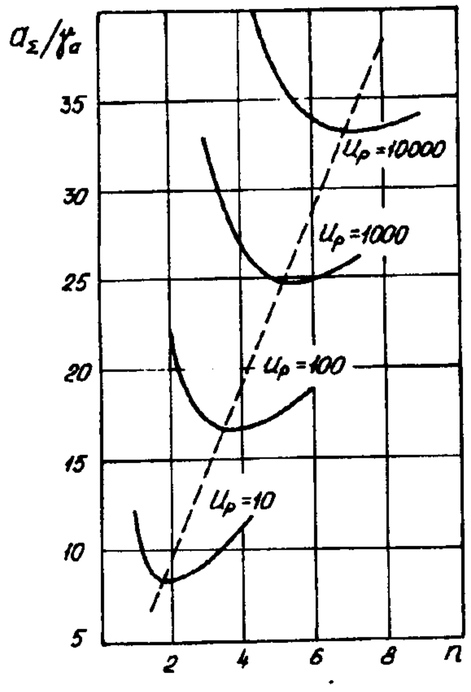


Рис. 4.16. Графическое решение уравнения (4.94): $a_\Sigma / \gamma_a = f(n)$

С учетом (4.92) и (4.93) зависимость (4.91) запишется в виде

$$2a_\Sigma/mz_1 = f(a_\Sigma) = n(1 + \sqrt[n]{u_р}) \qquad (4.94)$$

Графическая интерпретация этого уравнения представлена на рис. 4.16, откуда видно, что для каждого $u_р$ имеется свое оптимальное значение $n_{опт}$, при котором функция $f(a_\Sigma)$ имеет минимум.

Представим (4.94) в виде

$$a_\Sigma / \gamma_a = n + n \sqrt[n]{u_р},$$

где $\gamma_a = m z_1 / 2$.

Для получения зависимости оптимального числа ступеней от $u_р$ запишем условия экстремальных значений функции (4.95):

$$\frac{\partial f(a_\Sigma)}{\partial n} = 1 + u_р^{1/n} + n\, u_р^{1/n} \ln u_р \left(-\frac{1}{n^2}\right). \qquad (4.95)$$

Приравнивая (4.96) нулю, после несложных преобразований получим:

$$1 + u_р^{1/n_{опт}} - \frac{1}{n_{опт}}\, u_р^{1/n_{опт}}\, \frac{\lg u_р}{\lg e} = 0;$$

$$n_{опт} \lg e + n_{опт} \lg e\, u_р^{1/n_{опт}} - u_р^{1/n_{опт}} \lg u_р = 0;$$

$$u_р^{1/n_{опт}} \left(n_{опт} \lg e - \lg u_р\right) + n_{опт} \lg e = 0. \qquad (4.96)$$

Упростим (4.96), придавая $u_р$ некоторое определенное значение, например, $u_р = 10$, тогда

$$10^{1/n_{опт}} (n_{опт} \lg e - 1) + n_{опт} \lg e = 0. \qquad (4.97)$$

Решая (4.98) приближенным методом, имеем $n_{опт} \approx 1{,}8$.

Оптимальное передаточное число каждой ступени в этом случае равно

$$u_j = \sqrt[1,8]{10} = u_1 = u_2 = ... = u_n \approx 3{,}6.$$

Таким образом, зависимость $n_{опт} = f(u_р)$ можно записать в виде

$$n_{опт} = 1{,}80 \lg u_р \qquad (4.98)$$

и представить в координатах $n_{опт} = f(\lg u_р)$ в виде прямой (рис.4. 17, прямая *3*).

Оптимизация по массе. Рассмотрим задачу оптимизации передаточного отношения многоступенчатого механизма по массе M колес редуктора.

Принимая, как и при оптимизации по сумме межосевых расстояний

$$z_1 = z_3 = z_5 = ... = z_{2n-1};$$

$$u_1 = u_2 = u_3 = ... = u_n = \sqrt[n]{u_р},$$

запишем

$$M = n\pi \left(d_1 / 2\right)^2 b_1 \rho + n\pi \left(d_2 / 2\right)^2 b_2 \rho = n\pi\rho \left[\left(\frac{d_1}{2}\right)^2 b_1 + \left(\frac{d_2}{2}\right)^2 b_2\right].$$

Полагая $b_1 = b_2$ и имея ввиду, что $d_i / 2 = m z_i / 2$, имеем:

$$M = n\pi\, b\rho\, \frac{m^2 z_1^2}{4} \left(1 + u_1^2\right).$$

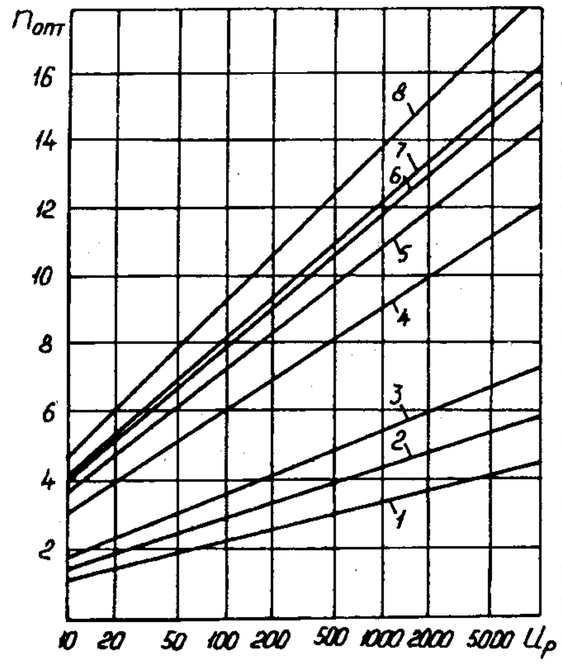


Рис. 4.17. Графики $n_{опт}=k \lg u_p$ для выбора оптимального числа ступеней $n_{опт}$ многоступенчатых механизмов при распределении общего передаточного отношения u_p по критериям: *1, 2* – минимальная суммарная угловая погрешность $\Delta\varphi_\Sigma$ – k=1,11 при u_j=8 (линия *1*); k=1,43 при u_j=5 (линия *2*); *3* – минимальная сумма межосевых расстояний a_Σ механизма по развернутой схеме *уступом* – k=1,8; 4,5 – минимальная масса колес – *4* – k=3,0 (предельное значение); *5* – k=3,6 (точное решение); *6* – минимальный объем многоступенчатого соосного механизма, K=3,915; 7,8 – минимальный объем механизма по схеме *уступом* – *7* – k=4,0 – при расположении ступеней под углом φ к линии, соединяющей центры входного и выходного валов; *8* – k=4,55 – по развернутой схеме

Выражая u_1 через u_p, находим значение относительной массы

$$M / \gamma_M = n\left(1 + \sqrt[n]{u_p^2}\right), \qquad (4.99)$$

где $\gamma_M = \pi \rho b m^2 z_1^2 / 4$.

Минимизируя функционал (4.99) по n, получим

$$\frac{\partial [f(M)]}{\partial n} = 1 + u_p^{2/n} + n\, u_p^{2/n} \lg u_p \left(-\frac{2}{n^2}\right) = 0.$$

После несложных преобразований имеем:

$$u^{2/n} (n \lg e - 2 \lg u_p) + n \lg e = 0. \qquad (4.100)$$

Принимая u_p=10 и решая (4.100) приближенным методом, получим $n_{опт} \approx 3{,}6$. В этом случае оптимальное значение передаточного числа каждой ступени равно

$$u_j = u_1 = u_2 = \sqrt[n]{u_p} = \sqrt[3{,}6]{10} \approx 1{,}90.$$

Представляя зависимость $n_{опт}$ как функцию u_p при условии минимизации массы редуктора, имеем (рис. 4.17; прямая *5*):

$$n_{опт} = 3{,}6 \lg u_p. \qquad (4.101)$$

Полученное нами значение коэффициента k наклона линии $n = f(\lg u_p)$ (рис. 4.17, прямая *4*): k=3,6 отличается от общепринятого в практике расчетов k=3,0 (рис. 4.17, прямая *5*). Анализ и сопоставление результатов расчетов при разных коэффициентах k показывает, что поскольку минимум функции (4.99) не имеет ярко выраженного характера (рис. 4.18), то можно говорить о зоне значений u_p редуктора с минимальной массой. Например, значения $f(M)$, рассчитанные при k=3,6 и k=3,0 отличаются не более чем на 2,4%. Учитывая, что при большем числе ступеней (k=3,6) масса редуктора будет увеличиваться за счет массы дополнительных валиков, целесообразно принимать меньшее число ступеней (k=3,0), ориентируясь на значения $n_{опт}$, определяемые нижней границей зоны (см. рис. 4.17, линия *5*). При этом оптимальное передаточное число каждой ступени будет равно

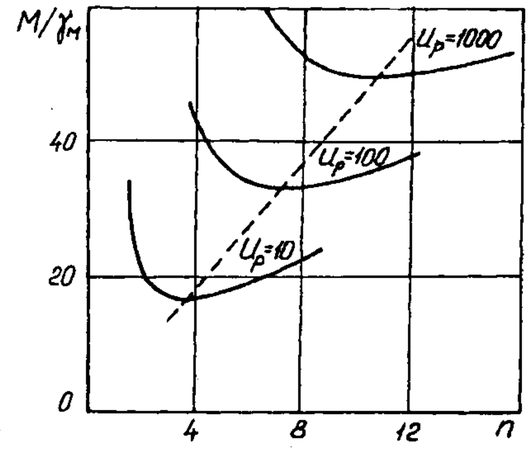


Рис. 4.18. Графическое решение уравнения (4.99): $M / \gamma_M = f(n)$

$$u_1 = u_2 = \ldots = u_j = \ldots = u_n = 2{,}16.$$

Оптимизация по габаритам (объему). Для многоступенчатого редуктора по схеме *уступом* габаритные размеры A и H будут:

$$A = \frac{mz_1}{2} n\left(1 + \sqrt[n]{u_p}\right) + \frac{mz_1}{2} + \frac{mz_2}{2} =$$

$$= \frac{mz_1}{2}\left[n\left(1 + \sqrt[n]{u_p}\right) + \left(1 + \sqrt[n]{u_p}\right)\right] =$$

$$= \frac{mz_1}{2}(n+1)\left(1 + \sqrt[n]{u_p}\right).$$

$$H = m z_2 = m z_1 u_1 = m z_1 \sqrt[n]{u_p}.$$

Очевидно, что наиболее компактное размещение сопряженных пар колес по ширине A редуктора по схеме *уступом* при

$$z_1 = z_3 = \ldots = z_{2n-1} \text{ и } u_1 = u_2 = \ldots = u_n$$

можно обеспечить, расположив пары колес в три ряда (рис. 4.19). Тогда размер B с учетом торцовых зазоров K_1 между сидящими на одном валу шестерней и колесом, а также колесами и стенками редуктора будет равен $B = 3\ b + 4\ K_1\ b$ или, подставляя $b = \psi_{bm}\ m$, получим $B = (3 + 4\ K_1)\ \psi_{bm}\ m$.

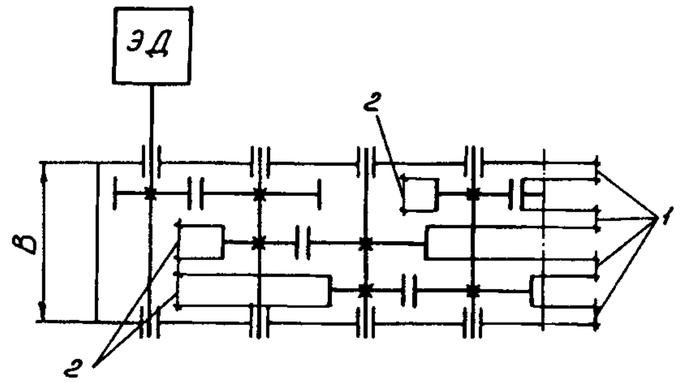


Рис. 4.19. Схема расположения смежных ступеней в редукторе по схеме *уступом* с равномерным распределением общего передаточного отношения по ступеням: *1* – $k_1 b$, *2* – b

Принимая $K_1 = 0{,}1 \div 0{,}2$ и обозначая $(3 + 4K_1) = K_y$, имеем $B = K_y\ \psi_{bm}\ m$, где коэффициент $K_y = 3{,}4 \div 3{,}8$. Таким образом, объем редуктора

$$V_y = ABH = K_y\ \psi_{bm}\ m \frac{mz_1}{2}\ (n+1)\left(1 + \sqrt[n]{u_p}\right) mz_1 \sqrt[n]{u_p} = \\ = K_y\ \psi_{bm}\ \frac{m^3 z^2}{2}\ \sqrt[n]{u_p}\ (n+1)\left(1 + \sqrt[n]{u_p}\right). \qquad (4.102)$$

или, выделяя основные параметры, от которых зависит V_y:

$$\frac{2V_y}{m^3 z_1^2 \psi_{bm} K_y} = \sqrt[n]{u_p}\ (n+1)\left(1 + \sqrt[n]{u_p}\right) \qquad (4.103)$$

Для отыскания $n_{опт}$ минимизируем функционал (4.103), обозначив $\gamma_y = m^3 z_1^2 \psi_{bm} K_y\ /\ 2$, переписав его в виде

$$\frac{V_y}{\gamma_y} = n \sqrt[n]{u_p^{1/n}} + u_p^{1/n} + u_p^{2/n} + n u_p^{2/n}$$

и приравняв нулю производную по n:

$$\frac{\partial V}{\partial n} = u_p^{1/n} + n u_p^{1/n} \ln u_p\left(-\frac{1}{n^2}\right) + u_p^{1/n} \ln u_p\left(-\frac{1}{n^2}\right) + \\ + u_p^{2/n} \ln u_p\left(-\frac{2}{n^2}\right) + u_p^{2/n} + n u_p^{2/n} \ln u_p\left(-\frac{2}{n^2}\right) = 0.$$

Проведем необходимые преобразования:

$$n^2 \lg e u_p^{1/n} - n u_p^{1/n} \lg u_p - u^{1/n} \lg u_p - 2u_p^{2/n} \lg u_p + \\ + n^2 \lg e u_p^{2/n} - 2n u^{2/n} \lg u_p = 0;$$

$$u_p^{1/n}\left[n^2 \lg e\left(1 + u_p^{1/n}\right)\right] - \lg u_p\left[\left(1 + 2u_p^{1/n}\right)(n+1)\right] = 0; \qquad u_p^{1/n} \neq 0;$$

$$1 - \frac{\lg u_p \left(1 + 2u_p^{1/n}\right)(n+1)}{n^2 \lg e \left(1 + u_p^{1/n}\right)} = 0. \qquad (4.104)$$

Зависимость $V_y/\gamma_y = f(n)$ показана на рис. 4.20. Для отыскания минимума функции $V = f(n)$, упростим (4.104), подставив в нее некоторое фиксированное значение u_p, например $u_p = 10$:

$$1 - \frac{\left(1 + 2 \cdot 10^{1/n}\right)(n+1)}{n^2 \cdot 0{,}4343 \cdot \left(1 + 10^{1/n}\right)} = 0. \qquad (4.105)$$

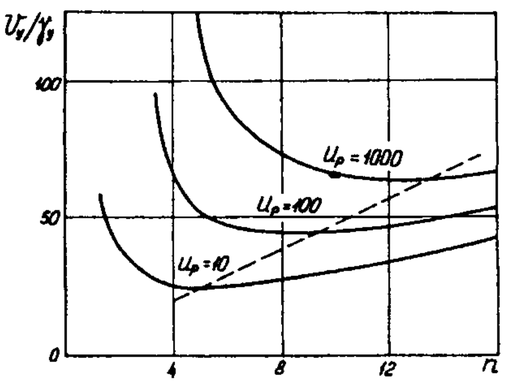


Рис. 4.20. Графическое решение уравнения (4.105): $V_y/\gamma_y = f(n)$

Решая (4.105) одним из приближенных методов, получим $n_{опт} = 4{,}55$.

Передаточное число каждой ступени редуктора

$$u_j = \sqrt[n_{опт}]{10} \approx 1{,}66. \qquad (4.106)$$

Таким образом, уравнением линии $n_{опт} = f(\lg u_p)$ будет:

$$n_{опт} = 4{,}55 \lg u_p \text{ (см. рис. 4.17, линия } 9).$$

Оптимизация по объему многоступенчатого механизма *уступом* при расположении ступеней под углом φ к плоскости, проходящей через оси входного и выходного валов. Из рассмотрения схемы многоступенчатого механизма *уступом* с равномерной разбивкой по ступеням, представленной на

рис. 4.21, очевидны следующие соотношения, определяющие габариты механизма.

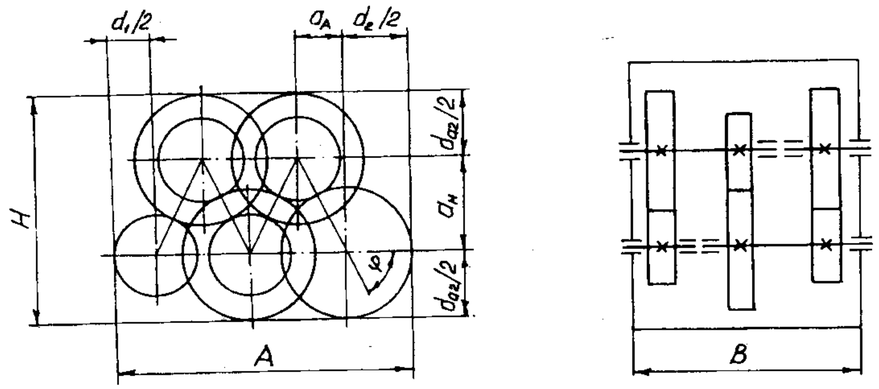


Рис. 4.21. Кинематическая схема многоступенчатого механизма *уступом* при расположении ступеней под углом φ к линии, соединяющей центры входного и выходного валов

Размер A:

$A = d_1/2 + d_2/2 + a_\text{т}\ n$ или подставляя значения d_1, d_2 и $a_A = \dfrac{mz_1}{2}\left(1+u\right)\cos\varphi$ после несложных преобразований имеем

$$A = \frac{mz_1}{2}\left(1+u\right)\left(1+n\cos\varphi\right).$$

Размер H: $H = d_2/2 + d_2/2 + a_\text{в}$ или после подстановки значений d_2 и $a_H = \dfrac{mz_1}{2}\left(1+u\right)\sin\varphi$ имеем

$$H = \frac{mz_1}{2}\left[2u + \left(1+u\right)\sin\varphi\right].$$

Размер B, как и в предыдущих случаях, принимаем равным $B = K_\text{у}\ m\ \psi_{bm}$, где $K_\text{у} = 3{,}4 \div 3{,}8$.

Тогда объем $V_\text{у}^\varphi$ механизма будет равен

$$V_\text{у}^\varphi = \frac{m^3 z_1^2}{2}\ \psi_{bm} K_y \left\{\left(1+u\right)\left(1+n\cos\varphi\right)\left[2u+\left(1+u\right)\sin\varphi\right]\right\}$$

или

$$V_y^\varphi\ /\ \gamma_y^\varphi = \left(1+u\right)\left(1+n\cos\varphi\right)\left[2u+\left(1+u\right)\sin\varphi\right], \qquad (4.107)$$

где $\gamma_\text{у}^\varphi = m^3 z_1 \psi_{bm} K_y\ /\ 2$; $u = \sqrt[n]{u_p}$.

Можно было бы минимизировать функционал (4.107) по n при фиксированном значении $u_\text{р}$, для чего найти производ-

ную функции $V = f(n)$ по n и приравнять ее нулю, однако решение получающегося в результате громоздкого уравнения представляет определенные трудности. Поэтому отдадим предпочтение графической интерпретации уравнения (4.107). Результаты расчета ряда значений $V_y^\varphi\ /\ \gamma_y^\varphi$ при фиксированных значениях $u_\text{р}$ = 10, 100, 1000 и 10000, переменном n и произвольном φ (для удобства расчета принято φ = 60°) сведены в табл. 4.5 и представлены на рис. 4.22.

Таблица 4.5. **Сводные результаты расчета по формуле (4.107)**

n	Значения u $V_y^\varphi\ /\ \gamma_y^\varphi$ и при $u_\text{р}$							
	10		100		1000		10000	
	u	$V_y^\varphi\ /\ \gamma_y^\varphi$	u	$V_y^\varphi\ /\ \gamma_y^\varphi$	u	$V_y^\varphi\ /\ \gamma_y^\varphi$	u	$V_y^\varphi\ /\ \gamma_y^\varphi$
2	3,162	82,7	–	–	–	–	–	–
4	1,778	49,7	3,162	124,0	–	–	–	–
6	1,468	50,1	1,154	88,8	3,162	150,9	–	–
8	1,334	54,7	1,778	82,8	2,371	129,2	3,162	206,6
10	–	–	1,585	83,9	1,995	118,3	2,512	170,0
12	–	–	1,468	87,6	1,778	115,9	2,154	155,4
14	–	–	1,389	92,7	1,638	117,4	1,931	150,1
16	–	–	1,334	98,5	1,540	120,7	1,778	149,1
18	–	–	–	–	–	–	1,668	150,7

Примечание: φ = 60°.

Анализ зависимости $V_\text{у}^\varphi\ /\ \gamma_\text{у}^\varphi = f(n)$ показывает, что оптимальное число ступеней при компоновке механизма по схеме рис. 4.21, определяется выражением

$$n_\text{опт} = 4\ \lg\ u_\text{р}, \qquad (4.108)$$

причем передаточное отношение ступени u_j при любом $u_\text{р}$ остается постоянным $u_\text{опт}$= 1,778. При исследовании зависимости объема механизма от угла φ при оптимальном передаточном отношении $u_\text{опт}$ (рис. 4.23) установлено,

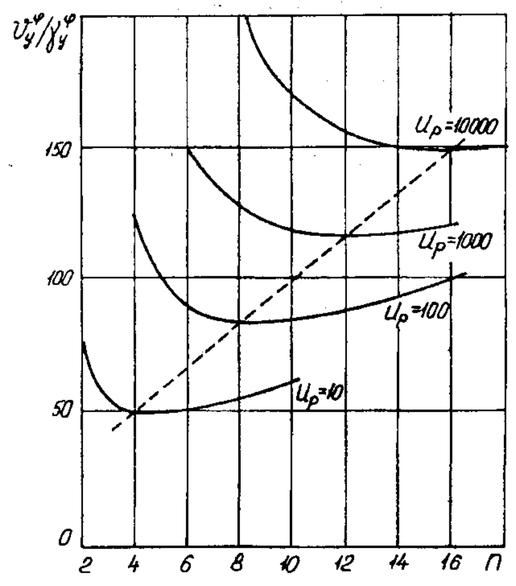


Рис. 4.22. Графическое решение уравнения (4.107): $V_\text{у}^\varphi\ /\ \gamma_\text{у}^\varphi = f(n)$

что с увеличением φ график функции $V_y^{\varphi} = f(\varphi)$ проходит через максимум при φ=30°; минимальный объем V_{min} соответствует предельному значению φ=90° – "вырождению" редуктора "уступом" в гипотетический соосный механизм. Заметим также, что при φ = 0 компоновка механизма соответствует развернутой схеме.

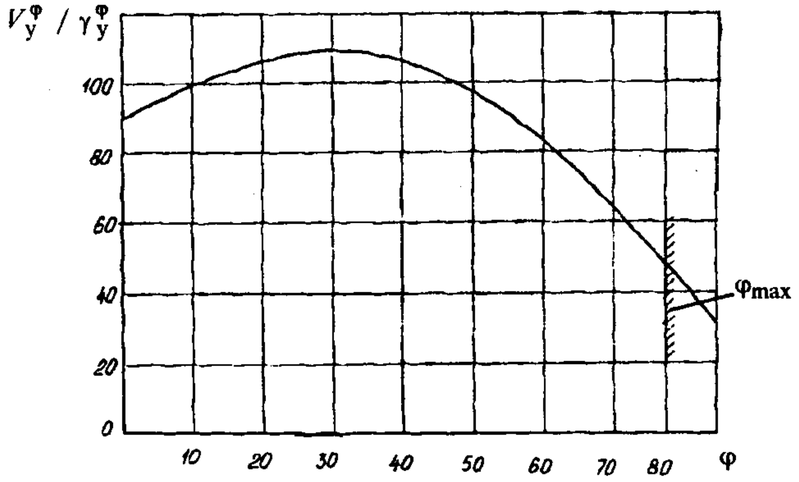


Рис. 4.23. Зависимость относительного объема $V_y^{\varphi} / \gamma_y^{\varphi}$ многоступенчатого механизма по схеме *уступом* от угла φ между линией центров ступеней и линией, соединяющей центры входного и выходного валов

Минимальный объем для схемы *уступом* ограничивается максимальным углом φ_{max}, который при трехрядном расположении сопряженных пар колес равен

$$\cos\varphi_{max} = \frac{mz_1}{4} \Big/ \left[\frac{mz_1}{2}(1+u)\right] = \frac{1}{2(1+u)}$$

или, умножая (для исключения зацепления зубьев колес, расположенных на соседних валах) на коэффициент $K > 1$ (примем $K = 1,2$), имеем

$$\cos\varphi_{max} = \frac{1,2}{2(1+u)}. \qquad (4.109)$$

Тогда при $n_{опт} = 1,778$, $\cos\varphi_{max} \approx 0,216$ и угол $\varphi_{max} \approx 77,5°$.

В этом случае минимальный коэффициент объема $V_y^{\varphi} / \gamma_y^{\varphi}$ при соответствующих значениях u_p равен:

u_p	10	100	1000	10000
$V_y^{\varphi} / \gamma_y^{\varphi}$	32,5	47,5	62,6	77,6

4.4.2. Многоступенчатые соосные механизмы

Общие положения. Как было показано в п. 1.6.3., особый случай компоновки многоступенчатого зубчатого механизма представляет собой редуктор с соосной схемой. Компоновка по такой схеме становится возможной преимущественно при использовании вращающихся на осях блоков пластмассовых зубчатых колес. Многоступенчатые соосные механизмы удобно использовать в приводах приборов типа самописцев, компенсографов и других подобных приборов, обеспечивая заданные дискретные значения скорости протяжки лентопротяжного механизма. Очевидно, что специфическая кинематическая схема такого типа приводов обусловливает необходимость разработки соответствующих оптимизированных схем компоновки, в частности, оптимизации по габаритам.

Оптимизация многоступенчатого соосного механизма по габаритам. Рассмотрим многоступенчатый соосный механизм, изображенный на рис. 1.21. Габаритные размеры A и H соответственно равны:

$$A = \frac{mz_1}{2}\left[(1+u_1) + 2u_1\right];$$

$$H = m\, z_1\, u_1.$$

Размер B запишем как суммарную ширину колес $n \cdot b$ и зазоров между торцами соседних пар и стенками редуктора $(n+1) \cdot K_1 b$, где K – коэффициент зазора, а именно:

$$B = nb + (n+1)\, K_1 b.$$

Определяя ширину колес как $b = \Psi_{bm}\, m$, получим

$$B = n\, \psi_{bm}\, m + (n+1)\, K_1\, \psi_{bm}\, m$$

или

$$B = \psi_{bm}\, m\, (n + K_1 n + K_1).$$

Учитывая, что $K_1\, n >> K_1$, пренебрегаем членом K_1 и обозначая $(1 + K_1) = K_c$, запишем в окончательном виде

$$B \approx \psi_{bm}\, m\, n\, K_c, \qquad (4.110)$$

где $K_1 = 0,1 \div 0,2$. В этом случае $K_c = 1,1 \div 1,2$.

Объем V_c, занимаемый колесами редуктора:

$$V_c = ABH = m\,\Psi_{bm}\,n\,K_c\,m\,z_1\,u_1\,\frac{mz_1}{2}\left[(1+u_1)+2u_1\right] =$$

$$= K_c\,\frac{m^3 z_1^2}{2}\,\psi_{bm}\,u_1\left[(1+u_1)+2u_1\right]n.$$

Обозначив $\gamma_c = \dfrac{m^3 z_1^2 \psi_{bm} K_c}{2}$, запишем функцию объема, зависящую от u_1:

$$\frac{V_c}{\gamma_c} = u_1\,(1+3u_1)\,n.$$

При $u_1 = u_2 = \ldots = u_n$ и $u_j = \sqrt[n]{u_p}$ имеем

$$\frac{V_c}{\gamma_c} = \sqrt[n]{u_p}\left(1+3\sqrt[n]{u_p}\right)n. \qquad (4.111)$$

Представим (4.111) в виде

$$\frac{V_c}{\gamma_c} = n\,u_p^{1/n} + 3\,n\,u_p^{2/n}. \qquad (4.112)$$

Минимизируем функционал (4.112), приравняв нулю производную по n:

$$\frac{\partial[f(V)]}{\partial n} = -\frac{1}{n}\,u_p^{1/n}\,\frac{\lg u_p}{\lg e} + u_p^{1/n} + 3\,u_p^{2/n} - \frac{6}{n}\,u_p^{2/n}\,\frac{\lg u_p}{\lg e} = 0.$$

Проведем соответствующие преобразования:

$$u_p^{1/n}\,n\lg e - u_p^{1/n}\lg u_p + 3u_p^{2/n}\,n\lg e - 6u_p^{2/n} - \lg u_p = 0;$$

$$u_p^{1/n}\,(n\lg e - \lg u_p) + 3u_p^{2/n}\,(n\lg e - 2\lg u_p) = 0;$$

$$\frac{3u_p^{2/n}\left(n\lg e - 2\lg u_p\right)}{u_p^{1/n}\left(n\lg e - \lg u_p\right)} + 1 = 0;$$

$$\frac{\left(2\lg u_p - n\lg e\right)}{\left(n\lg e - \lg u_p\right)} = \frac{1}{3u_p^{1/n}};$$

$$\left(\frac{n\lg e - \lg u_p}{2\lg u_p - n\lg e}\right)^n = 3u_p. \qquad (4.113)$$

Решение уравнения (4.112) при фиксированных значениях u_p дано на рис. 4.24.

Для отыскания минимума функции $V=f(n)$ придадим численное значение u_p, например $u_p = 10$ и прологарифмируем, тогда:

$$n[\lg(n\lg e - 1) - \lg(2 - n\lg e)] - (\lg 3 + \lg 10) = 0 \qquad (4.114)$$

Из анализа (4.114) следует, что корень уравнения (4.114) лежит в интервале $2{,}30 < n < 4{,}61$. Решение (4.114) при $u_p=10$ дает $n_{опт}=3{,}915$. При этом передаточное число каждой ступени $u_j = \sqrt[n_{опт}]{10} \approx 1{,}8$. В системе координат $n_{опт} = f(\lg u_p)$ уравнение (4.114) представляет собой прямую (рис. 4.17, линия *б*), уравнение которой

$$n_{опт} = 3{,}915\,\lg u_p \qquad (4.115)$$

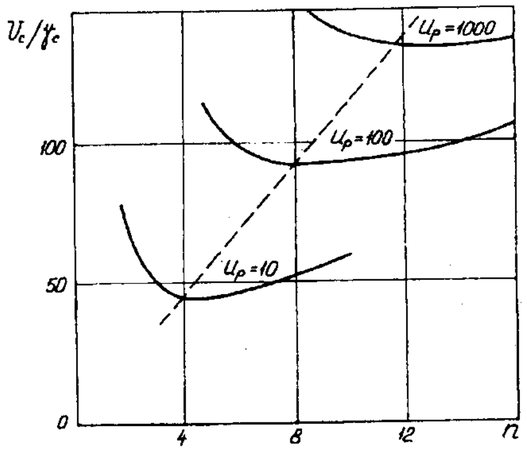


Рис. 4.24. Графическое решение уравнения (4.111): $V_c/\gamma_c = f(n)$

Очевидно, что результат оптимизации данного типа редуктора по массе будет аналогичным результату оптимизации редуктора по схеме *уступом*.

4.5. ОПТИМИЗАЦИЯ ПО ПРИВЕДЕННОМУ МОМЕНТУ ИНЕРЦИИ

4.5.1. Методика расчета моментов инерции зубчатых колес

К приводу точных приборов, например, следящих систем, предъявляются требования малой инерционности, уменьшения момента трогания, снижения мертвого хода, увеличения кинематической точности редуктора и виброустойчивости.

Суммарный крутящий момент на выходном валу редуктора складывается из статического момента сил сопротивления T_c, динамического момента $T_д$; последний зависит от приведенного момента инерции и углового ускорения:

$$T_д = [(I_{дв} + I_{р.пр.})\,\varepsilon_р^2 + I_н]\,\varepsilon_{max.вых}, \qquad (4.116)$$

где $I_{дв}$ – момент инерции ротора двигателя; $I_{р.пр.}$ – приведенный момент инерции редуктора; $u_р$ – передаточное число редуктора; $I_н$ – момент инерции исполнительного механизма; $\varepsilon_{max.вых.}$ – угловое ускорение на выходном валу.

В быстродействующих системах инерционные нагрузки часто превышают статические. Поэтому при проектировании привода следует уменьшать габариты и массу механизма в основном за счет рационального снижения приведенного момента инерции вращающихся деталей редуктора.

Задача оптимального проектирования редуктора с минимальными моментами инерции вращающихся частей существенно облегчается, если имеются заранее вычисленные моменты инерции типовых вариантов конструкций зубчатых колес, блоков и валов, применяемых в приборных редукторах (рис. 4.25).

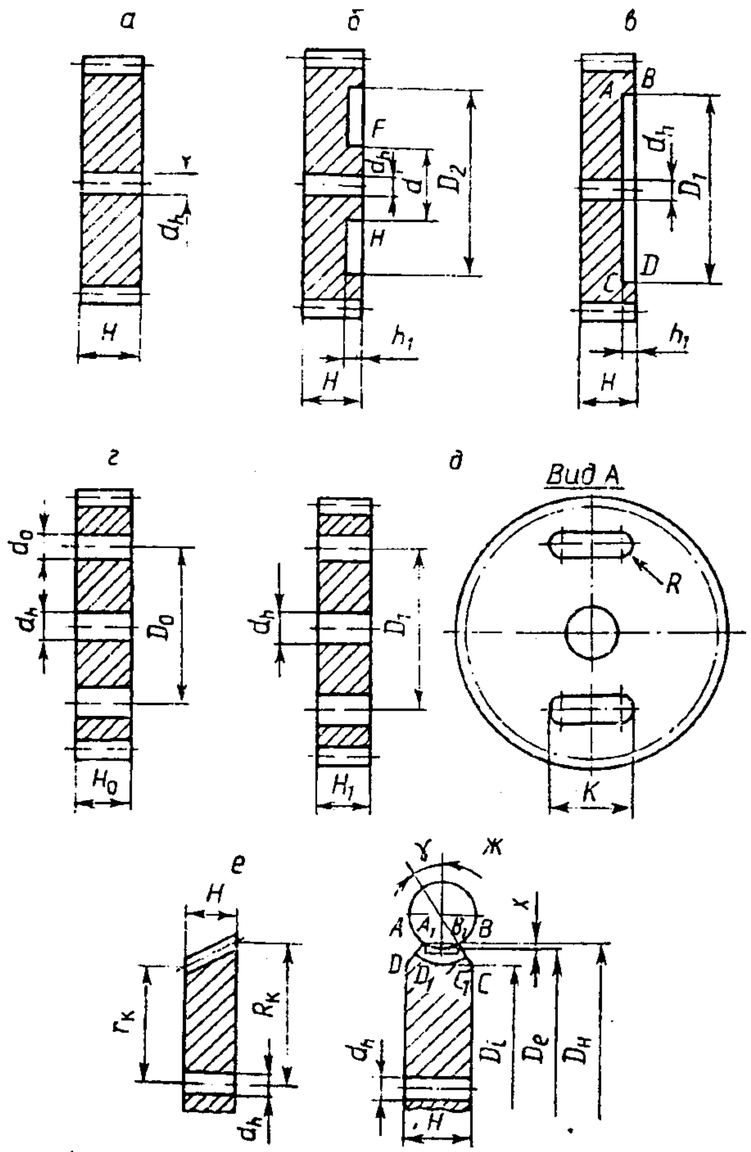


Рис. 4.25. К расчету моментов инерции зубчатых колес [17]

Зубчатое колесо со сплошным диском одинаковой толщины, равной ширине зубчатого венца (рис. 4.25, *а*):

$$I_1 = \frac{1}{2} M \frac{d^2}{4} - \frac{1}{2} m \frac{d_h^2}{4}, \quad M = V\rho = \pi \frac{d^2}{4} H\rho,$$

$$m = \pi \frac{d_h^2}{4} H\rho,$$

$$I_1 = \frac{1}{8}\pi H \rho \frac{d^4}{4} - \frac{1}{8} \frac{\pi H \rho d_h^4}{4} = \frac{\rho\pi H}{32}\left(d^4 - d_h^4\right), \quad (4.117)$$

для зубчатого колеса с кольцеобразной выточкой с диаметрами D_2, d' и глубиной h_1 (рис. 4.25, *б*):

$$I_3 = I_2 + I_{EFLH}, \quad I_{EFLH} = \frac{\pi h_1 \rho}{32}\left(d_h'^4 - d_h^4\right),$$

$$I_3 = \frac{\rho\pi H}{32}\left(d^4 - d_h^4\right) - \frac{\rho\pi h_1}{32}\left(D_2^4 - d_h^4\right) + \quad (4.118)$$

$$+ \frac{\pi h_1 \rho}{32}\left(d_h'^4 - h_h^4\right) = \frac{\pi H \rho}{32}\left(d^4 - d_h^4\right) - \frac{\pi h_1 \rho}{32}\left(D_2^4 - d_h'^4\right),$$

для зубчатого колеса с односторонней торцовой выточкой диаметром D_1 и глубиной h_1 (рис. 4.25, *в*):

$$I_2 = I_1 - I_{ABCD}, \quad I_{ABCD} = \frac{\rho\pi h}{32}\left(D_1^4 - d_h^4\right),$$

$$I_2 = \frac{\rho\pi H}{32}\left(d^4 - d_h^4\right) - \frac{\rho\pi h}{32}\left(D_1^4 - d_h^4\right); \quad (4.119)$$

для зубчатого колеса с двумя отверстиями диаметра d_0, расположенными на окружности диаметра D_0 (рис. 4.25, *г*):

$$I_4 = \frac{\rho\pi H_0}{32}\left(d^4 - d_h^4\right) - \frac{\pi d_0^2}{16} H_0 \rho \left(d_0^2 + 2D_0^2\right),$$

то же для n отверстий

$$I_4 = \frac{\rho\pi H_0}{32}\left(d^4 - d_h^4\right) - n\frac{\pi d_0^2}{16} H_0 \rho \left(d_0^2 + 2D_0^2\right), \quad (4.120)$$

для зубчатого колеса с двумя тангенциально расположенными на диаметре D_k пазами длиной K и шириной $2R$ (рис. 4.25, *д*):

$$I_5 = \frac{\rho\pi H_1}{32}\left(d^4 - d_h^4\right) - \left(I_{ox} + m_o \frac{D_k^2}{4}\right);$$

$$I_{ox} = \frac{bH_1R\rho}{6}\left(b^2 + 4R^2\right) + \frac{1}{2}\pi R^4 H\rho; \qquad (4.121)$$

$$I_5 = \frac{\rho\pi H_1}{32}\left(d^4 - d_h^4\right) - \frac{H_1\rho R}{24} \times$$

$$\times\left[R^3 18\pi + R^2 4b(4+3\pi) + R6\pi\left(b^2 + D_k^2\right) + 4b\left(b^2 + 3D_k^2\right)\right],$$

где $b = K - 2R$;

для конического зубчатого колеса со сплошным диском (рис. 4.25, *е*):

$$I_6 = \pi\,\rho\,H\left(\frac{R_к^5 - r_к^5}{10\left(R_к - r_к\right)} - \frac{d_h^4}{32}\right); \qquad (4.122)$$

для червячного колеса со скошенным зубчатым венцом (угол скоса γ) (рис. 4.25, *ж*):

$$I_7 = I_{ABCD} - I_{A_1B_1C_1D_1} + \frac{\rho\pi H}{32}\left(D_i^4 - d_h^4\right);$$

$$I_{ABCD} = 2\pi\rho\left(\frac{\left(D_i + D_н\right)^2}{16} + \frac{\left(D_н - D_i\right)^2}{16}\right)\left(\frac{D_н + D_i}{4}\right)\left(\frac{D_н - D_i}{2}\right)H;$$

$$I_{A_1B_1C_1D_1} = 2\pi\rho\left(\frac{\left(D_н + D_e\right)^2}{16} + \frac{\left(D_н - D_e\right)^2}{16}\right) \times$$

$$\times\left(\frac{D_н + D_e}{4}\right)\left(\frac{D_н - D_e}{2}\right)\left(2R - D_н + D_e\right) tg\gamma;$$

$$I_7 = \frac{\rho\pi H}{32}\left(D_i^4 - d_h^4\right) + \frac{\pi\rho}{32} \times \qquad (4.123)$$

$$\times\left(\left(D_н^4 - D_i^4\right)H - \left(D_н^4 - D_e^4\right)\left(2R - D_н + D_e\right) tg\gamma\right).$$

Отметим также, что для часто используемых в приборных редукторах конструкций блочных зубчатых колес (рис. 4.26, *а*) и ступенчатых валов различной конфигурации (рис. 4.26, *б*) можно выделить два основных типовых элемента (рис. 4.26, *в*), моменты инерции которых рассчитываются по формулам:

$$I_1 = \frac{\pi B\rho}{32}\left(E^4 - G^4\right); \qquad (4.124)$$

$$I_2 = \frac{\pi C\rho}{32}F^4. \qquad (4.125)$$

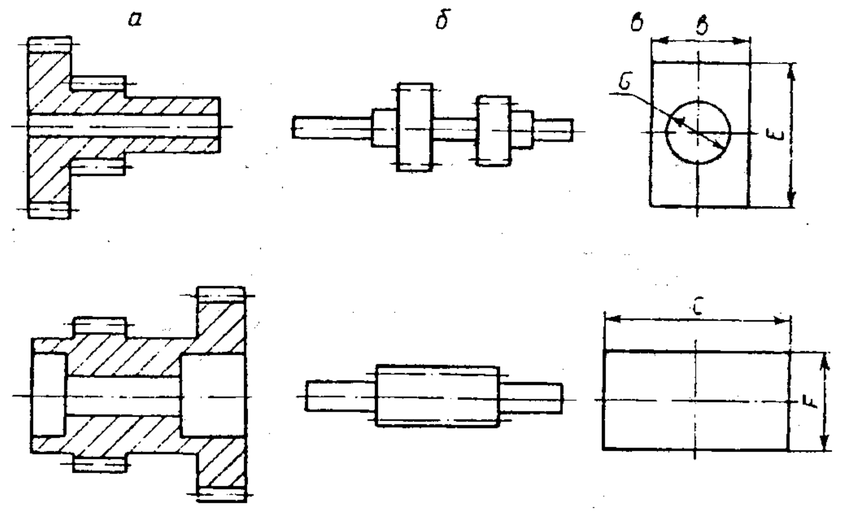


Рис. 4.26. Типовые конструкции блочных зубчатых колес (*а*) и ступенчатых валов (*б*); основные типы элементов (*в*)

Таким образом, на основании изложенного анализа можно предложить универсальную конструкцию зубчатого колеса (рис. 4.27) и формулу для расчета приведенного момента инерции редуктора:

$$I = \frac{\rho\pi H}{32}\left(d_0^4 - d_h^4\right) + \frac{\rho\pi H}{32}\left(\frac{R_н^5 - r_н^5}{10\left(R_н - r_н\right)} - \frac{d_h^4}{32}\right) + \frac{\rho\pi H}{32}\left(D_i^4 - d_h^4\right) +$$

$$+ \frac{\pi\rho}{32}\left(D_i^4 - d_h^4\right) + \frac{\pi\rho}{32}\left[\left(D_н^4 - D_i^4\right)H - \left(D_н^4 - D_e^4\right)\left(2R - D_н + D_e\right)tg\gamma\right] +$$

$$+ \frac{\rho\pi H^2}{32}\left(D_3^4 - d_h^4\right) - \frac{\rho H\pi}{32}\left(D_1^4 - d_h^4\right) - \frac{\rho h_1\pi}{32}\left(D_2^4 - d_h^4\right) - \frac{\pi d_0^2 H_0\rho}{32} \times \qquad (4.126)$$

$$\times\left(d_0^2 - 2D_0^2\right) - \frac{H_1\rho R}{24} \times$$

$$\times\left[R^3 b\pi + R^2 4b(4+3\pi) + R6\pi\left(b^2 + 3D_н^2\right) + 4b\left(b^2 + 3D_н^2\right)\right].$$

Приведенный к валу двигателя момент инерции редуктора определяем по формуле

$$I_{р.дв.} = I_1 + \frac{I_2}{u_1^2} + \frac{I_3}{u_1^2} + \frac{I_4}{\left(u_1^2u_2^2\right)} + \frac{I_5}{\left(u_1^2u_2^2\right)} + \ldots \qquad (4.127)$$

$$\ldots + \frac{I_{2n-1}}{\left(u_1^2u_2^2\ldots u_{n-1}^2\right)} + \frac{I_{2n}}{\left(u_1^2u_2^2\ldots u_n^2\right)},$$

где I_i – моменты инерции зубчатых колес; u_j – передаточные числа ступеней; n – число ступеней.

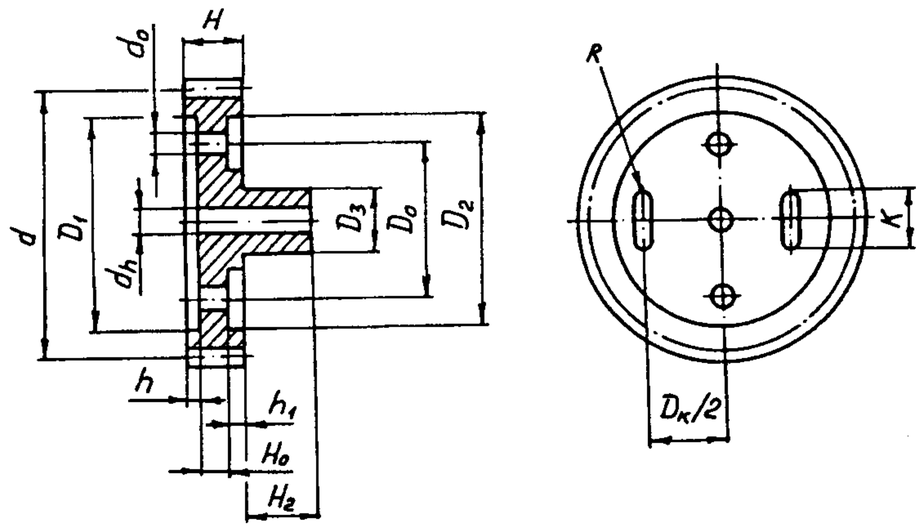


Рис. 4.27. Универсальная конструкция зубчатого колеса приборной передачи

4.5.2. Оптимизационные расчеты

Минимизация приведенного момента инерции редуктора. Оптимизация по приведенному моменту инерции необходима для увеличения быстродействия механизмов следящего привода или привода, работающего в стартстопном режиме. Следствием снижения приведенного момента инерции является снижение инерционных нагрузок, которые в быстродействующих механизмах во многих случаях значительно превышают статические нагрузки. Распределение общего передаточного отношения по ступеням редуктора существенно влияет на приведенный момент инерции механизма.

Приведенный к валу двигателя момент инерции всего механизма включает три компонента

$$I_{пр} = I_{дв} + I_{р.пр.} + I_{н.пр.} = I_{дв} + I_{р.пр.} + I_н / u_р^2, \qquad (4.128)$$

где $I_{дв}$ – момент инерции вращающихся частей двигателя; $I_{р.пр}$ – приведенный момент инерции редуктора; $I_н$ – момент инерции исполнительного механизма.

При заданных $u_р$, $I_{дв}$ и $I_н$ минимальное значение $I_{пр}$ определяется минимальным значением приведенного момента инерции редуктора. При n ступенях редуктора

$$I_{р.пр.} = I_1 + I_2 (\omega_2/\omega_1)^2 + I_3 (\omega_3/\omega_1)^2 + \ldots$$
$$\ldots + I_{2n-1} (\omega_{2n-1}/\omega_1)^2 + I_{2n} (\omega_{2n}/\omega_1)^2, \qquad (4.129)$$

где I_1, I_2, ..., I_{2n-1}, I_{2n} – моменты инерции шестерен и зубчатых колес z_1, z_2, ..., z_{2n-1}, z_{2n} – числа зубьев (моментами инерции валиков пренебрегаем); ω_1, ω_2, ..., ω_{2n-1}, ω_{2n} – угловые скорости колес.

Поскольку для ступенчатого редуктора $\omega_3 = \omega_2$; $\omega_5 = \omega_4$ и т.д., а отношения $\omega_2/\omega_1 = 1/u_1$; $\omega_4/\omega_1 = (\omega_4/\omega_3)(\omega_2/\omega_1) = 1/u_1u_2$, то подставив эти значения в (4.129), имеем

$$I_{р.пр.} = I_1 + I_2 / u_1^2 + I_3 / u_1^2 + I_4 / (u_1^2 u_2^2) + I_5 / (u_1^2 u_2^2) + \ldots$$
$$\ldots + I_{2n-1} / (u_1^2 u_2^2 u_3^2 \ldots u_{n-1}^2) + I_{2n} / (u_1^2 u_2^2 u_3^2 \ldots u_n^2). \qquad (4.130)$$

В выражении (4.130) переменными являются не только передаточные числа u_j, но и величины моментов инерции I_1, I_2, I_3, ..., I_{2n}, которые зависят от распределения $u_р$ по ступеням и n, поэтому строгое решение задачи оптимизации является в данном случае достаточно сложным.

Задача упрощается, если поставить целью найти зависимость $I_{р.пр.} / I_1 = f(I_{р.пр.})$. Принимая также, что зубчатые колеса являются сплошными цилиндрами, изготовленными из одного и того же материала, можно построить графические зависимости $f(I_{р.пр.}) = \varphi(n)$ при фиксированных значениях $u_р$ (рис. 4.28).

Из графика видно, что рассматриваемая функция не имеет минимума, однако на кривых имеются точки, соответствующие определенным значениям n, выше которых существенного снижения $f(I_{р.пр.})$ не наблюдается, причем точки можно выбрать таким образом, что они будут лежать на прямой, которая в координатах $n = f(\lg u_р)$ описывается уравнением $n_{опт} = 3\lg u_р$ и совпадает с линией оптимальных значений n при минимизации массы редуктора (рис. 4.17, линия *4*). После выбора оптимального значения $n_{опт}$ распределение общего передаточного отношения по ступеням

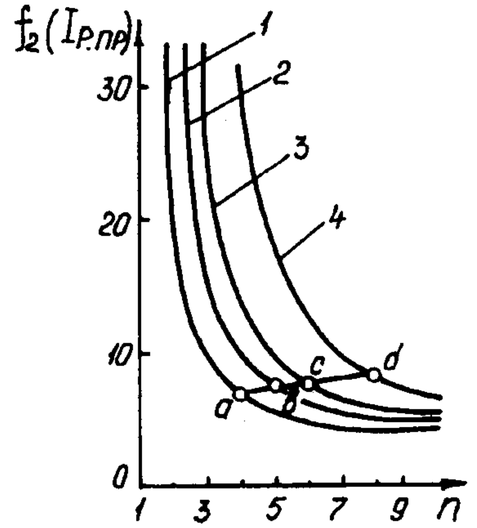


Рис. 4.28. Зависимость параметра f_2 ($I_{р.пр}$) от числа ступеней редуктора n при различных значениях u [13]

производится с помощью номограммы (рис. 1.25). Порядок пользования номограммой поясняется при оптимизационном расчете механизма в примере 3 (см. парагр. 4.8).

Оптимизация передаточного отношения по заданному минимальному приведенному моменту инерции редуктора. При анализе влияния числа ступеней редуктора на значение приведенного момента инерции установлено [82], что можно выбрать n, при котором значение $I_{\text{р.пр.}}$ остается практически постоянной величиной для разных значений $u_{\text{р}}$, имея в то же время рационально-минимальное значение (рис. 4.29).

При выборе числа ступеней по графикам на рис. 4.29, *а* или 4.29, *б*, соблюдении условия (4.89), равенстве модулей и одинаковой ширине всех колес приведенный момент инерции редуктора будет

$$I_{\text{р.пр.}} = (6{,}5...7)I_1,$$

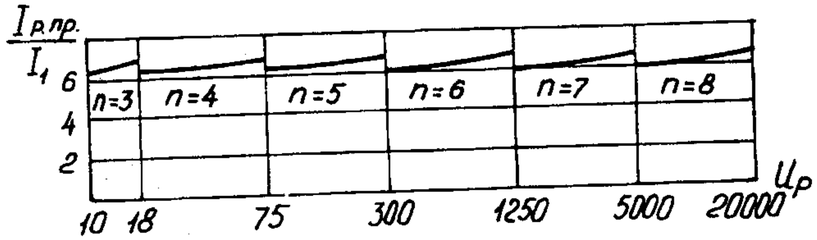
где I_1 – момент инерции шестерни на входном валу редуктора. Подставляя вместо I_1 его значение, получим

$$I_{\text{р.пр.}} \approx 7\ I_1 = 7\pi b r_1^4 \rho / 2 = 7\pi b \rho\ (m z_1)^4 / 32.$$

Подставив m (мм) с заменой b на $\psi_{bm} m$, запишем предыдущее выражение в виде

$$I_{\text{р.пр.}} / \rho = 0,\ 687 \cdot 10^{-8}\ \psi_{bm}\ m^5 z_1^4.$$

а



б

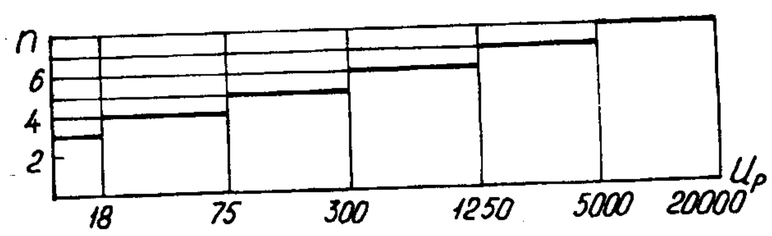


Рис. 4.29. К оптимизации передаточных отношений ступеней по заданному минимальному приведенному моменту инерции редуктора *а* – $I_{\text{р.пр}} / I_1 = f(u_{\text{р}})$; *б* – $n = f(u_{\text{р}})$

Принимая $\psi_{bm} = b/m = 6$, и $z_1 = 20$, получаем

$$I_{\text{р.пр.}} / \rho = 6{,}595 \cdot 10^{-3}\ m^5.$$

Зависимость $I_{\text{р.пр.}} / \rho$ от модуля при выбранных ψ_{bm} и z приведена на рис. 4.30.

Выбрав число ступеней редуктора, производят разбивку по ступеням согласно следующим рекомендациям [13]:

а) для трехступенчатого редуктора ($n = 3$) определяют среднее передаточное отношение по формуле

$$u_{\text{ср}} = \sqrt[n]{u_{\text{р}}} = \sqrt[3]{u_{\text{р}}}$$

и находят передаточное отношение первой ступени:

$$u_1 = \sqrt{\sqrt[3]{u_{\text{ср}}^2 + \sqrt{u_{\text{ср}}^4 - u_{\text{ср}}^6 / 27}} + \sqrt[3]{u_{\text{ср}}^2 + \sqrt{u_{\text{ср}}^4 - u_{\text{ср}}^6 / 27}}\ ;$$

передаточные отношения второй и третьей ступеней соответственно $u_2 = u_{\text{ср}}$; $u_3 = u_{\text{р}} / (u_1 u_2)$;

б) для четырехступенчатого редуктора ($n = 4$) рассчитывают среднее передаточное отношение $u_{\text{ср}} = \sqrt[n]{u_{\text{р}}} = \sqrt[4]{u_{\text{р}}}$, а затем передаточные отношения каждой ступени

$$u_1 = 1{,}175\ \sqrt[3]{u_{\text{ср}}}\ ;$$

$$u_2 = 1{,}13\ \sqrt[3]{u_{\text{ср}}^2}\ ;$$

$$u_3 = u_{\text{ср}}^2 / u_2;\ \ u_4 = u_{\text{ср}}^2 / u_1;$$

в) при числе ступеней редуктора пять или более ($n \geq 5$) передаточные отношения рассчитывают по формулам

$$u_{\text{ср}} = \sqrt[n]{u_{\text{р}}};\ \ u_1 = \sqrt[4]{2u_{\text{ср}}}\ ;$$

$$u_2 = \sqrt{u_{\text{ср}}}\ ;$$

$$u_3 = u_4 = ... = u_{n-2} = u_{\text{ср}};$$

$$u_n = u_{\text{ср}}^2 / u_1;$$

$$u_{n-1} = u_{\text{ср}}^2 / u_2;$$

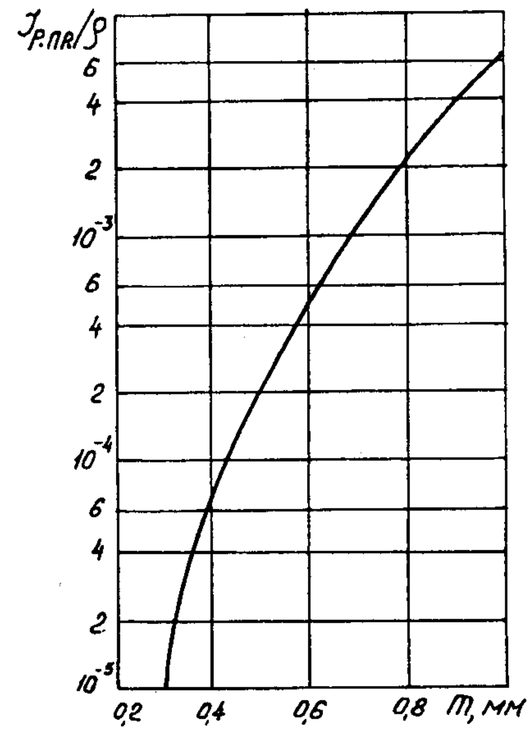


Рис. 4.30. Зависимость приведенного момента инерции редуктора $I_{\text{р.пр}} / \rho$ от модуля

4.6. ОПТИМИЗАЦИЯ ПО СУММАРНОЙ УГЛОВОЙ ПОГРЕШНОСТИ ПЕРЕДАЧИ

Угловая погрешность $\Delta\varphi_p$ на выходном валу редуктора является важной целевой функцией при расчете многоступенчатых зубчатых механизмов.

Суммарная угловая погрешность на выходном валу механизма зависит от угловых погрешностей в ступенях и распределения передаточного отношения i_p механизма по его n ступеням, а именно [84]:

$$\Delta\varphi_p = \Delta\varphi_1 \frac{u_1}{u_p} + \Delta\varphi_2 \frac{u_1 u_2}{u_p} + \ldots + \Delta\varphi_{n-1} \frac{u_1 u_2 \ldots u_{n-1}}{u_p} + \Delta\varphi_n, \quad (4.131)$$

где $\Delta\varphi_1$, $\Delta\varphi_2$ ... – угловые погрешности в ступенях механизма, которые определяются по формулам (в угловых минутах):

– для цилиндрической зубчатой передачи:

$$\Delta\varphi_j = 7{,}4\, j_n / m\, z_{1j}\, u_j; \quad (4.132)$$

– для червячной передачи:

$$\Delta\varphi_j = 7{,}4\, j_n \cos\lambda / m_t\, z_{1j}\, u_j, \quad (4.133)$$

где j_n – вероятный боковой зазор, выбираемый по табл. 9 ГОСТ 9178-81 в зависимости от межосевого расстояния a_w и вида сопряжения.

Как уже было показано неоднократно ранее, поскольку межосевое расстояние передачи является функцией передаточного отношения, то угловая погрешность $\Delta\varphi_p$ механизма является целевой функцией, зависящей от проектных параметров u_p и u_j.

После подстановки входящих в формулу (4.131) переменных выражение для целевой функции $\Delta\varphi_p$ от u_j и u_p становится достаточно сложным и трудоемким для практических расчетов. Угловую погрешность $\Delta\varphi_j$ в паре зубчатых колес можно рассчитать с помощью номограммы (рис. 4.31) [84].

Порядок пользования номограммой поясняется следующим примером. Двигаясь из левого нижнего угла против часовой стрелки (исходная точка $u_j = 5$) последовательно находим точки: А – на прямой $m = 0{,}8$ мм; Б – на шкале 1; $Б_1$ – точку пересечения прямой, проведенной через точки Б и $z = 18$ до пересечения со шкалой a_w; В – точку на ступенчатой линии, соответствующей сопряжению D; Г – точку пересечения ординаты, проведенной из точки В, с прямой $m = 0{,}8$ мм;

Д – точку на оси II; Ж – точку пересечения прямой, проведенной через точки Д и z = 18, со шкалой III; искомое значение $\Delta\varphi_j$ (точку К) на пересечении прямой, проведенной через точки Ж и точку $u_j = 5$, со шкалой III.

Концепция проектирования редуктора по условию минимизации угловой погрешность передачи состоит в следующем. Из расчета передач на точность следует, что погрешность привода зависит от числа ступеней в редукторе, поэтому в зависимости от принятого максимального передаточного числа одной ступени можно записать формулы для определения $n_{опт}$.

При $u_p = u_j^n = 8^n$;

$$n_{опт} = \lg u_p / \lg 8 = 1{,}11 \lg u_p. \quad (4.134)$$

При $u_p = u_j^n = 5^n$;

$$n_{опт} = \lg u_p / \lg 5 = 1{,}43 \lg u_p. \quad (4.135)$$

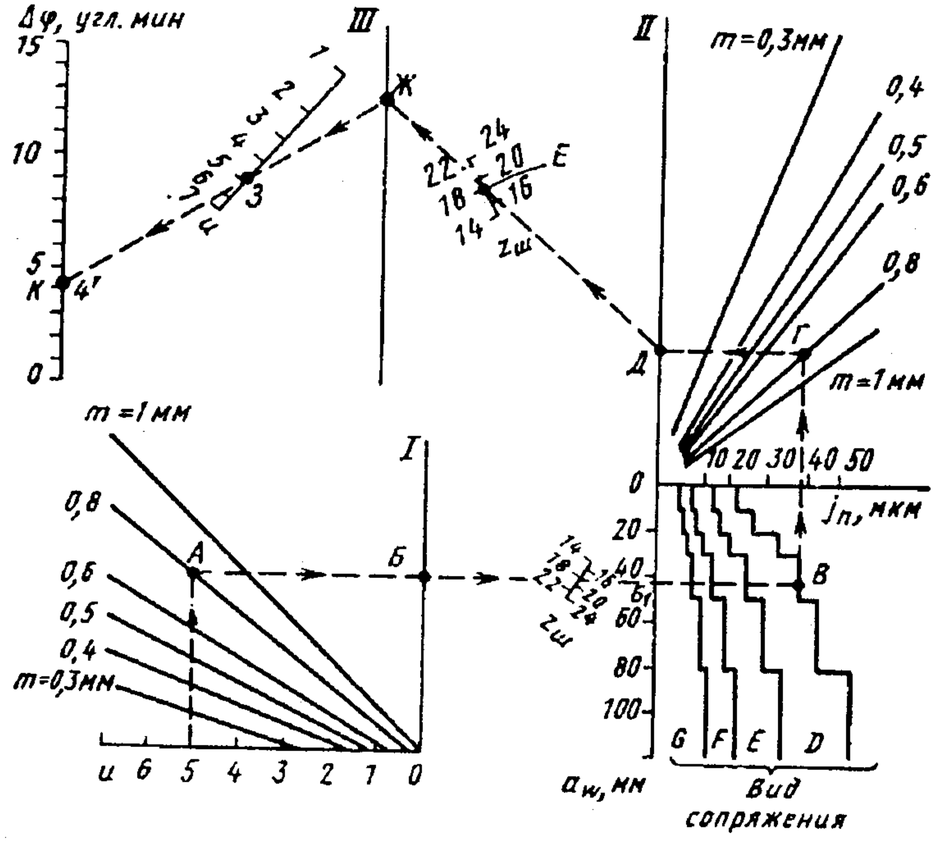


Рис. 4.31. Номограмма для расчета угловой погрешности в зубчатой паре [10]

Зависимости (4.134) и (4.135) приведены на рис. 4.18 в виде линий соответственно *1* и *2*, определяющих оптимальное число ступеней $n_{опт}$ редуктора при условии минимизации суммарной угловой погрешности. Эта погрешность тем меньше, чем больше передаточное число тихоходной ступени, т.к. большое u тихоходной ступени позволяет уменьшить влияние погрешностей предыдущих ступеней на выход. Необходимо также, по возможности, увеличивать точность колес тихоходной ступени.

В заключении отметим, что при необходимости спроектировать передачу с целью одновременного удовлетворения требованиям минимизации габаритов, массы, приведенного момента инерции и погрешностей следует, выбирая оптимальное число ступеней $n_{опт}$ из условия минимизации габаритов, произвести разбивку передаточного отношения по номограмме (см. рис. 1.25), принимая передаточное отношение тихоходной ступени максимально возможным и притом целым.

4.7. ОПТИМИЗАЦИЯ ПО КПД

Коэффициент полезного действия как целевая функция определяется в зависимости от типа передачи по формулам, приведенным в табл. 1.2.

Покажем, что после преобразования формулы (1.2)—(1.2, *г*) могут быть представлены в виде функций $\eta = f(u)$.

Для прямозубой пары подставляя в формулу (1.2) значение $F_n = 2T_2 / mz_1u$ (где $u = z_2 / z_1$), и соответственно значение C — в формулу (1.3), имеем

$$\eta = 1 - \pi f \frac{T_2 + 1{,}46mz_1u}{(T_2 + 0{,}087mz_1u)\, z_1} \left(\frac{u+1}{u}\right); \qquad (4.136)$$

для косозубой передачи аналогично:

$$\eta = 1 - \pi f \frac{T_2 + 1{,}55mz_1u}{(T_2 + 0{,}0925mz_1u)\, z_1} \left(\frac{u+1}{u}\right); \qquad (4.137)$$

для конической передачи:

$$\eta = 1 - 1{,}62\pi f \frac{T_2 + 1{,}46mz_1u}{(T_2 + 0{,}068mz_1u)z_1} \left(\cos\delta_1 + \frac{\sin\delta_1}{u}\right), \qquad (4.138)$$

где $\cos\delta_1 = \arcsin 1/u$.

КПД ортогональной винтовой зубчатой пары

$$\eta = \frac{(T_2 + 0{,}0525\, m\, z_1 u\, \cos\alpha\cos\beta_2)\, \mathrm{tg}\beta_2}{(T_2 + 0{,}120\, m\, z_1 u\, \cos\alpha\cos\beta_2)\, \mathrm{tg}(\beta_2 + \rho)}, \qquad (4.139)$$

где ρ — угол трения: $\rho = \mathrm{arctg}\, f$.

Коэффициент трения скольжения f рассчитывают по эмпирической формуле

$$f \approx (8{,}5v_{ск} + 11{,}7)^{-1}, \qquad (4.140)$$

где $v_{ск}$ — скорость скольжения:

$$v_{ск} = \frac{\pi\, m_n\, n_1\, z_1}{\cos\beta_1 60 \cdot 10^3} \left(\frac{u+1}{u}\right)^{1/2}, \qquad (4.141)$$

где n_1 — частота вращения шестерни; m_n — нормальный модуль зацепления, мм.

КПД червячных передач рассчитывают по формуле (1.2, *г*), которая с учетом выражения

$$\mathrm{tg}(\gamma + \rho) = \frac{\mathrm{tg}\gamma + \mathrm{tg}\rho}{1 - \mathrm{tg}\rho}$$

после замены $\mathrm{tg}\,\gamma = z_1/q$ запишется в виде:

$$\eta = \frac{(T_2 + 0{,}0525mz_1u)\, z_1\, (q + z_1 f)}{(T_2 + 0{,}12mz_1u)\, q\, (1 + qf)}, \qquad (4.142)$$

где z_1 — число заходов червяка; $q = d_1/m_t$ — коэффициент диаметра червяка.

Коэффициент трения определяют по формуле (4.140), подставляя в нее скорость скольжения, рассчитанную по формуле

$$v_{ск} = \frac{\pi\, m_t\, n_1}{60 \cdot 10^3} \left(z_1^2 + q^2\right)^{1/2}, \qquad (4.143)$$

где m_t — торцовый модуль зацепления, мм; n_1 — частота вращения червяка, мин$^{-1}$.

Таким образом, задача оптимизации по КПД сводится так же, как и предыдущие задачи, к распределению общего передаточного отношения механизма u_p по его ступеням.

Конкретные результаты оптимизации многоступенчатых механизмов по КПД будут приведены ниже применительно к конкретным типам механизмов.

4.8. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

Задано: Общее передаточное отношение передачи $u_р = 100$. Требуется произвести разбивку его по ступеням для следующих условий проектирования редуктора:

1. Силового привода;
2. Минимизации суммы межосевых расстояний;
3. Минимизации приведенного момента инерции;
4. Минимизации угловой погрешности передачи.

Сравнить значение $I_{р.пр.}$ для 1-го и 3-го случаев.

1. В случае силового привода принимаем по рекомендациям ГОСТа число ступеней $n = 3$.

Разбивку общего передаточного отношения производим, воспользовавшись графиком на рис. 1.15.

Определяем u_1 для $u_р = 100$ в зоне трехступенчатого редуктора. Среднее значение $u_1 = 7$. Значение u_2 для трехступенчатого редуктора определяется величиной $u_2 = 4{,}1$, и тогда передаточное число последней, третьей, ступени

$$u_3 = u_р / (u_1 u_2) = 100 / (7 \cdot 4{,}1) = 3{,}49.$$

2. Для маломощного силового привода при условии минимизации габаритов определяем необходимое число ступеней редуктора $n_{опт}$ по графику на рис. 4.17 (линия *3*). Для $u_р = 100$, $n_{опт} = 3{,}5$.

Число ступеней округляем до целого числа, таким образом получаем $n = 4$.

Зная, что для минимизации размеров редуктора должно быть выдержано условие (4.92), определяем передаточное отношение каждой пары по выражению (4.93):

$$u_1 = u_2 = u_3 = u_4 = \sqrt[4]{u_р} = \sqrt[4]{100} = 3{,}16.$$

3. Для редуктора следящего привода при условии минимизации приведенного момента инерции найдем $n_{опт}$ из графика на рис. 4.17 (линия *4*). Для этого случая $n_{опт} = 6$.

Для определения передаточного отношения каждой пары воспользуемся номограммой на рис. 1.25. Через деление на правой вертикальной шкале $u_р = 100$ проводим прямую через точку 6, соответствующую шести ступеням передачи. На левой вертикальной шкале прямая пройдет через деление $u_1 = 1{,}49$, соответствующее передаточному отношению первой пары.

Находим общее передаточное отношение остальных ступеней:

$$u_2 u_3 u_4 u_5 u_6 = u_р / u_1 = 67.$$

Проводим на номограмме рис. 1.25 прямую, соответствующую полученному значению 67 через точку 5, соответствующую числу оставшихся ступеней. На левой шкале номограммы получаем значение $u_2 = 1{,}56$. Находим $u_р / (u_1 u_2) = 100 / (1{,}49 \cdot 1{,}56) = 43$.

Проводим прямую от отметки 43 через точку 4, получаем $u_3 = 1{,}67$ и аналогично определяем передаточное отношение остальных ступеней: $u_4 = 2$, $u_5 = 2{,}65$, $u_6 = 4{,}88$.

Итак, в этом случае $n_{опт} = 6$, а передаточные отношения каждой ступени имеют значения : $u_1 = 1{,}49$; $u_2 = 1{,}56$; $u_3 = 1{,}67$; $u_4 = 2$; $u_5 = 2{,}65$; $u_6 = 4{,}88$.

4. При проектировании редуктора с условием минимизации погрешностей передачи найдем $n_{опт}$ из графика на рис. 4.17 (линия *1*) или по выражению (4.134):

$$n_{опт} = 1{,}11 \cdot \lg u_р = 1{,}11 \cdot \lg 100 = 2{,}22.$$

Так как передаточное отношение каждой пары не рекомендуется принимать больше 8, то, округлив полученное $n_{опт}$ до ближайшего большего значения, получим $n = 3$.

Для уменьшения погрешностей передачи принимаем передаточные отношения последней и предпоследней ступеней одинаковыми и максимальными по величине $u_2 = u$ тогда

$$u_1 = u_р / (u_2 u_3) = 100 / 8^2 = 1{,}56.$$

Следовательно, для этого случая $n_{опт} = 3$, $u_1 = 1{,}56$, $u_2 = 8{,}0$, $u_3 = 8{,}0$.

5. Сравним значение приведенного момента инерции редуктора для 1-го и 3-го случаев разбивки общего передаточного отношения.

Для трехступенчатого редуктора выражение приведенного момента инерции имеет вид

$$I_{р.пр.} = I_1 + I_2/u_1^2 + I_3/u_1^2 + I_4/(u_1^2 u_2^2) + I_5/(u_1^2 u_2^2) + I_6/u_p^2.$$

Примем $I_1 = I_3 = I_5 = \pi b \rho r_1^4/2$, $I_2 = \pi b \rho r_2^4/2$;

$I_4 = \pi b \rho\, r_4^4/2$; $I_6 = \pi b \rho r_6^4/2$.

Тогда отношение $I_{р.пр.}/I_1$ будет иметь вид

$$I_{р.пр.} / I_1 = 1 + 1 / u_1^2 + 1 / (u_1 u_2)^2 + u_1^2 + u_2^2 / u_1^2 + u_3^4 / u_р^2.$$

Подставляя значения u_1, u_2 и u_3, равные соответственно 7; 4,1 и 3,49, находим

$$I_{\text{р.пр.}}/I_1 = 1 + 1/7^2 + 1/(7 \cdot 4{,}1)^2 + 7^2 + 4{,}1^2/7^2 + 349^2/100^2 = 50{,}4.$$

Для шестиступенчатого редуктора отношение $I_{\text{р.пр.}}/I_1$ может быть записано в виде

$$I_{\text{р.пр.}}/I_1 = 1+1/u_1^2+1/(u_1\ u_2)^2+1/(u_1\ u_2\ u_3)^2+1/(u_1\ u_2\ u_3\ u_4)^2+ +1/(u_1\ u_2\ u_3\ u_4\ u_5)^2+u_1^2+u_2^2/u_1^2+u_3^2/(u_1\ u_2)^2+u_4^2/(u_1\ u_2\ u_3)^2 + u_5^2/(u_1\ u_2\ u_3\ u_4)^2 + u_6^2/(u_1\ u_2\ u_3\ u_4\ u_5)^2,$$

или, подставляя значения передаточных чисел отдельных ступеней, полученных в третьем случае, найдем

$$I_{\text{р.пр.}} = 1 + 1/2{,}2 + 1/3{,}34 + 1/14{,}7 + 1/58{,}8 + 1/411 + 2{,}2 + + 2{,}42/2{,}2 + 2{,}76/5{,}34 + 4/14{,}7 + 7/58{,}8 + 23{,}8/411 = 5{,}9.$$

Таким образом, при оптимальном выборе числа ступеней и передаточных отношений отдельных ступеней приведенный момент инерции снизился в 50,4/5,9 = 8,6 раза.

4.9. ОПТИМИЗАЦИОННЫЕ РАСЧЕТЫ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ЗУБЧАТОГО МЕХАНИЗМА С *ОРБИТАЛЬНОЙ* КОМПОНОВКОЙ

4.9.1. Оптимизация кинематической схемы редуктора с *орбитальной* компоновкой по габаритам

Оптимизация при равномерной разбивке $u_{\text{р}}$. При рассмотрении схемы механизма с *орбитальной* компоновкой (*часовой* схемы) (рис. 1.12) видно, что при условии равномерной разбивки общего передаточного отношения между ступенями при условии $z_{\text{ш}} = \text{const}$ все колеса, расположенные на "орбите", будут иметь одинаковые диаметры и поэтому радиус "орбиты" $R_{\text{о}}$, во избежание сцепления колес с входной шестерней, должен ограничиваться условием

$$R_{\text{о}} > a_{wj}, \tag{4.144}$$

а межосевое расстояние последней n-ой ступени, колесо которой расположено соосно с входным валом, будет равно

$$a_{wn} = R_{\text{о}} = \frac{mz_{\text{ш}}}{2}(1 + u_n). \tag{4.145}$$

Таким образом, по условию соосности входного и выходного валов передаточное отношение последней ступени

должно быть больше передаточных отношений в ступенях, расположенных на "орбите".

Диапазон передаточных чисел в ступенях на "орбите" и последней ступени ограничивается условием

$$u_j < u_n. \tag{4.146}$$

Передаточное отношение редуктора для данной схемы будет

$$u_{\text{р}} = u_j^{n-1} u_n, \tag{4.147}$$

откуда

$$u_j = \sqrt[n-1]{u_{\text{р}} / u_n}; \tag{4.148}$$

и

$$u_n = u_{\text{р}} / u_j^{n-1} \tag{4.149}$$

Для реализации данной схемы необходимо также выполнить дополнительное условие, обусловливающее "вывод" ступеней механизма на "орбиту":

$$a_{w1} = a_{w2} \geq R_{\text{о}}. \tag{4.150}$$

Так как $u_1 = u_2$, то с учетом (4.145) условие (4.150) запишется в виде

$$\frac{mz_{\text{ш}}}{2}\left[2(1 + u_j)\right] \geq \frac{mz_{\text{ш}}}{2}(1 + u_n), \tag{4.151}$$

откуда

$$2u_j \geq u_n - 1. \tag{4.152}$$

Оптимизация по габаритным размерам (минимизация объема конструкции) соответствует максимальному заполнению "орбиты" промежуточными ступенями механизма.

Принимая с некоторой погрешностью, что межосевое расстояние a_{w2} второй ступени, аналогично последующим a_{wj}, является хордой "орбиты", заполним "орбиту" хордами межосевых расстояний a_{wj} таким образом, чтобы колесо предпоследней ступени, находящееся на "орбите", не пересекало ведомый вал первой ступени.

При одинаковых шестернях и равномерной разбивке, учитывая, что диаметры шестерен мало отличаются от размера вала, получим условие заполнения "орбиты":

$$\sum_{j=1}^{j=n-1} a_{wj} \approx 2\ \pi\ \alpha\ R_{\text{о}}, \tag{4.153}$$

где α – коэффициент заполнения "орбиты".

С учетом условия (4.144) формула (4.153) может быть записана в виде

$$\alpha = \frac{\left(1+u_j\right)\left(n-1\right)}{2\pi\left(1+u_n\right)}. \qquad (4.154)$$

Объем V_o занимаемый редуктором, равен: $V_o = \pi R_к^2 B$, где значение радиуса $R_к$ окружности, касательной к окружностям колес на "орбите", рассчитывают как:

$$R_к = R_o + \frac{d_{кj}}{2}.$$

Подставляя значения R_o из (4.145) и $d_{кj}$, имеем

$$R_к = \frac{mz_ш}{2}\left(1+u_n\right) + \frac{mz_ш}{2}u_j = \frac{mz_ш}{2}\left(1+u_n+u_j\right). \qquad (4.155)$$

Размер B при наиболее рациональном расположении колес в три ряда будет равен $B = 3b + 4bK$, где коэффициент K характеризует торцовые зазоры между колесами и между колесами и стенками редуктора. Принимая $K = 0{,}1...0{,}2$ и подставляя $\psi_{bm}\, m = b$, имеем $B = K_o\, \psi_{bm}\, m$, где $K_o = 3{,}4...3{,}8$.

Тогда

$$V_o = \pi\frac{m^3 z_ш^2}{4}\psi_{bm}K_o\left(1+u_n+u_j\right)^2 \qquad (4.156)$$

или, переходя к безразмерному параметру, характеризующему объем , получим

$$V_o / \gamma_o = (1 + u_n + u_j)^2, \qquad (4.157)$$

где $\gamma_o = \pi m^3 z_ш^2 \Psi_{bm} K_o / 4$.

Таким образом, для определения экстремума функции $V_o/\gamma_o = f(u_j,n)$ при фиксированном $u_р$ должны быть использованы уравнения

$$f(u_j;\, n) = V_o / \gamma_o = (1 + u_j + u_р / u_j^{n-1})^2 ; \qquad (4.158)$$

$$\varphi(u_j;\, n) = 2\pi\alpha(1+u_р / u_j^{n-1}) - (n-1)(1+u_j) = 0. \qquad (4.159)$$

Уравнение (4.158) представляет собой случай функции нескольких переменных, связанных данным условием (4.159), в точках экстремумов которой, квалифицируемых как условные экстремумы, должны удовлетворяться три уравнения [85]:

$$\left.\begin{aligned} &\frac{\partial f}{\partial u_j} + \lambda_v \frac{\partial \varphi}{\partial u_j} = 0; \\ &\frac{\partial f}{\partial n} + \lambda_v \frac{\partial \varphi}{\partial n} = 0; \\ &\varphi\left(u_j; n\right) = 0, \end{aligned}\right\} \qquad (4.160)$$

где λ_v — некоторая неизвестная постоянная, играющая вспомогательную роль.

После вычисления частных производных в (4.160) первые два уравнения запишутся в виде:

$$\frac{u_t^n(u_j+1)}{n-1} - \frac{u_р}{u_j^{n-1}}\left[u_j^{n-2}\left(u_j + \frac{n}{n-1}\right) + u_р\right] + \lambda_v\left(\pi\alpha u_р + 2u_j^n\right) = 0; \qquad (4.161)$$

$$\frac{u_р \ln u_j}{u_j^{n-1}}\left[u_j^{n-1}(u_j+1) + u_р\right] + \lambda_v \times \left[\pi\alpha u_р \ln u_j + 2u_j^{n-1}(u_j+1)\right] = 0. \qquad (4.162)$$

Форма записи третьего уравнения (4.160) соответствует выражению (4.159).

Решение системы уравнений (4.161), (4.162) и (4.159) дает результаты, представленные в табл. 4.6.

Анализ показывает, что зависимости $n_{опт}=f(u_р)$ и $u_{n\ опт}=f(u_р)$ с высокой точностью (погрешность не выше 3%) аппроксимируются уравнениями прямой:

$$n_{опт} = 1{,}81+2{,}64\lg u_р;$$

$$u_{n\ опт} = -0{,}75+1{,}30\lg u_р.$$

Графики для выбора точных значений оптимальных параметров $u_{jопт}$, $u_{nопт}$ и $n_{опт}$ с минимальным объемом приведены на рис. 4.32. Из графиков функции $V_o/\gamma_o = f(n)$ (рис. 4.33) при заданных значениях $u_р$ видно, что она не имеет ярко выраженного экстремума и оптимальные значения $n_{опт}$ можно выбирать в достаточно широких пределах.

Для выбора оптимальных передаточных отношений u_j можно воспользоваться графиком на рис. 4.34, где имеется некоторая зона u_j, отвечающая оптимальному числу ступеней редуктора.

Таблица 4.6 **Основные результаты расчета u_j , u_n, α и V_0 / γ_0**

n	u_j	u_n	α	V_0 / γ_0	Примечание
$u_p = 1000$					
5	3,97	4,03	0,629	81,0	Ограничение $u_j < u_n$
6	3,15	3,22	0,783	54,4	
7	2,68	2,70	0,950	40,7	
8	2,32	2,76	0,984	37,0	Ограничение $\alpha \le 1$
9	2,07	2,97	0,985	36,5	
10	1,89	3,25	0,974	36,8	
11	1,63	3,41	0,99	38,1	
12	1,66	3,79	0,972	41,6	
$u_p = 10000$					
6	4,60	4,86	0,765	109,4	Ограничение $u_j < u_n$
7	3,70	3,90	0,921	74,0	
8	3,10	3,63	0,987	59,8	Ограничение $\alpha \le 1$
9	2,68	3,76	0,984	54,9	
10	2,39	3,93	0,985	53,6	
11	2,18	4,13	0,987	53,4	
12	2,02	4,38	0,983	54,7	
13	1,89	4,81	0,950	59,3	
$u_p = 100000$					
7	5,17	5,24	0,944	130,2	Ограничение $u_j < u_n$
8	4,14	4,80	0,987	98,8	
9	3,47	4,76	0,988	85,2	Ограничение $\alpha \le 1$
10	3,02	4,80	0,995	77,6	
11	2,695	4,95	0,988	74,7	
12	2,455	5,12	0,988	73,5	
13	2,27	5,34	0,985	74,1	
14	2,135	5,55	0,987	75,3	

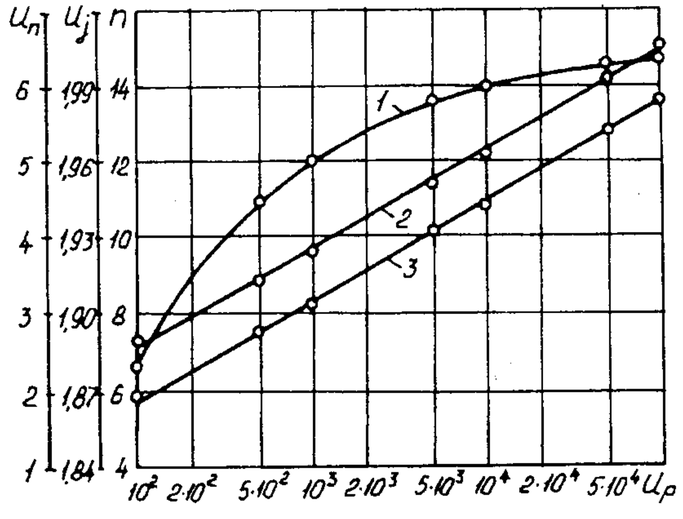


Рис. 4.32. Графики для определения параметров u_j (кривая *1*), n (*2*) и u_n (3) редуктора с *орбитальной* компоновкой при равномерной разбивке u_p по ступеням редуктора

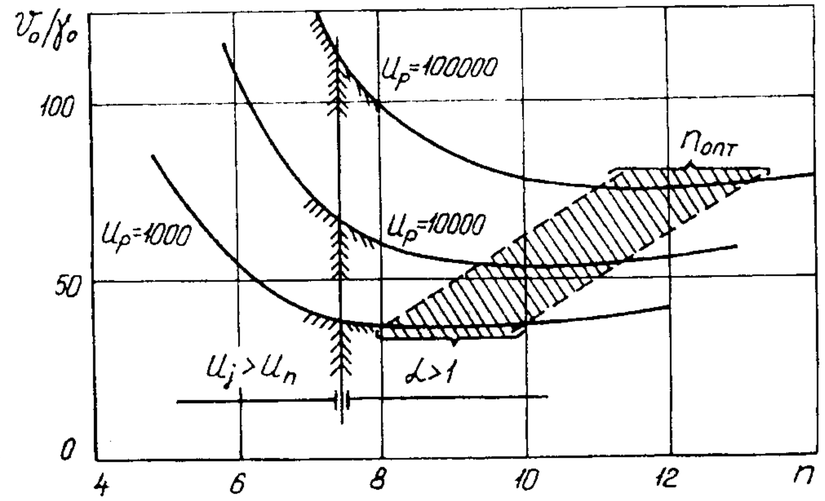


Рис. 4.33. К расчету оптимального по критерию минимального объема и числа ступеней редуктора с *орбитальной* компоновкой при равномерном распределении общего передаточного отношения между ступенями редуктора [графическое решение уравнения (4.157): $V_o/\ \gamma_o = (1 + u_n + u_j)^2$]

Оптимизация при разбивке u_p по закону геометрической прогрессии. Аналогично предыдущему случаю радиус "орбиты" R_o будет определяться величиной межосевого расстояния a_{wn} последней ступени. При этом необходимо также избежать сцепления колес на "орбите" с центральной входной шестерней.

Радиус R_o "орбиты" будет определяться наибольшим размером колеса на "орбите", то есть колесом предпоследней ступени:

$$R_o > a_{w(n-1)},$$

а с целью минимизации габаритов необходимо

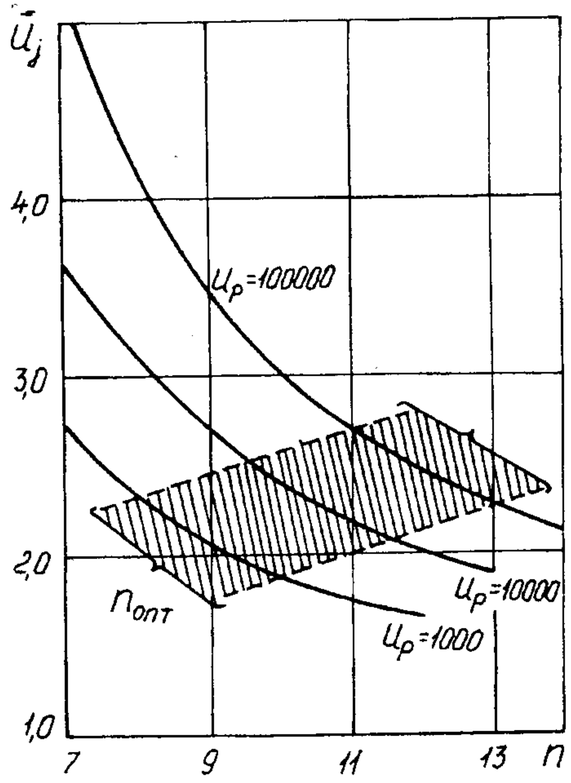


Рис. 4.34. К выбору оптимальных значений передаточных отношений ступени u_j редуктора с *орбитальной* компоновкой при равномерном распределении передаточного отношения между ступенями редуктора

обеспечить выход на "орбиту", начиная со второй ступени; это условие определяется неравенством

$$R_o < a_{w1} + a \tag{4.163}$$

или, с учетом (4.38)

$$R_o < \frac{mz_ш}{2}(1 + u + uk). \tag{4.164}$$

Общее условие для R_o, исходя из (4.163) и (4.164), запишется в виде

$$\frac{mz_ш}{2}\left(1 + uk^{n-2}\right) < R_o < \frac{mz_ш}{2}(1 + u + ku)$$

Радиус расточки корпуса редуктора

$$R_к = a_{wn} + \frac{d_{к(n-1)}}{2}, \tag{4.165}$$

где

$$a_{wn} = \frac{m\, z_ш}{2}(1 + u_n); \tag{4.166}$$

$$d_{к(n-1)} = \frac{m\, z_ш\, u_{n-1}}{2}. \tag{4.167}$$

Тогда

$$R_к = \frac{mz_ш}{2}\left(1 + uk^{n-1} + uk^{n-2}\right). \tag{4.168}$$

Коэффициент заполнения "орбиты" определяется, принимая во внимание сумму межосевых расстояний ступеней механизма со 2-ой по $(n-1)$:

$$\sum_{j=2}^{j=(n-1)} a_{wj}, \tag{4.169}$$

причем, по условию избежания касания колеса предпоследней ступени с ведомым валом 1-ой ступени, появляется дополнительное слагаемое

$$a_{w(n-1)} = \frac{d_{к(n-1)}}{2} + \frac{d_ш}{2} = \frac{mz_ш}{2}\left(1 + uk^{n-2}\right). \tag{4.170}$$

Таким образом, коэффициент заполнения "орбиты" будет

$$\alpha = \frac{a_{w(n-1)} + \sum_{j=2}^{j=n-1} a_{wj}}{2\pi R_o}. \tag{4.171}$$

Для решения задачи оптимизации по габаритам при ограничении, например, $u_n \le 6{,}5$ необходимо этим значением u_n задаться, тогда при заданном n и передаточном числе первой ступени $u_1 = u$ коэффициент нарастания передаточного отношения k определится из системы уравнений

$$\left.\begin{aligned} u_n &= u\, k^{n-1}; \\ u_p &= u^n k^{n(n-1)/2}. \end{aligned}\right\} \tag{4.172}$$

Подставляя значение u первой ступени из первого уравнения системы (4.172) во второе и логарифмируя второе уравнение (4.172)

$$\ln u_p = \ln u_n + \frac{n(n-1)}{2}\ln k, \tag{4.173}$$

после потенцирования находим

$$k = \exp\left[\frac{2\left(n \ln u_n - \ln u_p\right)}{n(n-1)}\right]. \tag{4.174}$$

Подставив значение k в выражение для u:

$$u = u_n / k^{n-1}, \tag{4.175}$$

после соответствующих преобразований получим

$$u_1 = u = \exp\left(\frac{2\ln u_p - n \ln u_n}{n}\right) \tag{4.176}$$

Имея значения k и u_1, по уравнениям (4.38) находим u_j в промежуточных ступенях и соответствующие им межосевые расстояния a_{wj}.

В данном случае проектными параметрами являются n, u_1 и u_n = const. При этом радиус "орбиты":

$$R_o = \frac{mz_ш}{2}\left(1 + u_n\right) = \text{const}. \tag{4.177}$$

Радиус расточки корпуса с учетом (4.177)

$$R_к = \frac{mz_ш}{2}\left(1 + u_n + u_{n-1}\right). \qquad (4.178)$$

Условие (4.163) выхода на "орбиту" для данного случая запишется в виде

$$\frac{mz_ш}{2}\left(2 - u_1 - u_2\right) \geq \frac{mz_ш}{2}\left(1 + u_n\right), \qquad (4.179)$$

откуда

$$u_1 + u_2 > u_n - 1. \qquad (4.180)$$

Таким образом, из (4.180) следует, что с учетом $u_2 = u_1 k$ передаточное отношение в 1-ой ступени должно быть

$$u_1 \geq \frac{u_n}{1+k} = A. \qquad (4.181)$$

Объем, занимаемый механизмом с *орбитальной* компоновкой при неравномерной разбивке передаточного отношения, будет

$$V_{он} = \pi R_к^2 B. \qquad (4.182)$$

Принимая, аналогично случаю равномерной разбивки, B=(3,4−3,8)$\psi_{bm}\, m$, имеем

$$V_{он} / \gamma_{он} = (1 + uk^{n-1} + uk^{n-2})^2, \qquad (4.183)$$

где

$$\gamma_{он} = (3{,}4 \div 3{,}8)\pi\, m^3\, z_ш^2\, \psi_{bm} / 4.$$

Перед тем как окончательно записать уравнения, по которым минимизируется функционал (4.183), преобразуем выражение (4.171) для α к виду $\alpha = f(u_1, n)$.

С учетом соотношения (4.167) выразим сумму межосевых расстояний ступеней механизма со 2-ой по $(n-1)$-ю, определяемую формулой (4.169), через передаточные числа ступеней:

$$\sum_{j=2}^{j=(n-1)} a_{wj} = \frac{mz_ш}{2} \sum_{j=2}^{j=(n-1)} \left(1 + u_j\right), \qquad (4.184)$$

или, после некоторых преобразований с учетом (4.38), получим

$$\left[\sum_{j=2}^{j=(n-1)}\left(1 + u_j\right)\right] \Big/ \frac{mz_ш}{2} = \left(n - 2\right) + u_1 \sum_{j=2}^{j=(n-1)} \left(k + k^2 + \ldots + k^{n-2}\right). \qquad (4.185)$$

Запишем (4.185) в общем виде с учетом некоторых различий в форме записи для четного и нечетного значений n:

$$\left[\sum_{j=2}^{j=(n-1)}\left(1 + u_j\right)\right] \Big/ \frac{mz_ш}{2} = \left(n - 2\right) + u_1 f(k). \qquad (4.186)$$

где

$$f(k) = (k+1) \sum_{m=1}^{m=n/2-1} k^{2m-1} \quad \text{– при четном } n;$$

$$f(k) = (k+1) \sum_{m=1}^{m=(n-3)/2} k^{2m-1} + k^{n-2} \quad \text{– при нечетном } n.$$

Тогда коэффициент заполнения "орбиты" α с учетом значений $a_{w(n-1)}$ из (4.170), R_o – из (4.177) и суммы $\sum_{j=2}^{j=n-1}\left(1 + u_j\right)$ из (4.186) запишется в виде

$$\alpha = \frac{\left(1 + uk^{n-2}\right) + \left(n - 2\right) + uf(k)}{2\pi\left(1 + uk^{n-1}\right)}. \qquad (4.187)$$

Минимизацию функционала (4.183) можно провести аналогично (4.157), однако анализ функций

$$f(u_1, n) = V_{он}/\gamma_{он} = (1+u_1k^{n-1}+u_1k^{n-2})^2; \qquad (4.188)$$

$$\varphi(u_1, n)=(1+uk^{n-2})+(n-2)+uf(k)-2\pi\alpha(1+uk^{n-1}) = 0. \qquad (4.189)$$

показывает, что, во-первых, следует учитывать ограничения, наступающие при $u_1 = 1$ и $k = 1$ (рис. 4.35), во вторых, минимум функции (1.188) соответствует условию u_1=1 (рис. 4.35).

При этом максимальное n_{max} и минимальное n_{min} значения числа ступеней механизма рассчитываются по формулам соответственно

$$n_{max} = \frac{2\ln u_p}{\ln u_n}; \qquad (4.190)$$

$$n_{min} = \frac{\ln u_p}{\ln u_n}; \qquad (4.191)$$

Пример сравнения параметров редукторов с *орбитальной* компоновкой, имеющих равномерное и неравномерное распределение передаточного отношения, дан на рис. 4.36, из которого следует, что для оптимизации по объему предпочтительной является равномерная разбивка передаточного отношения.

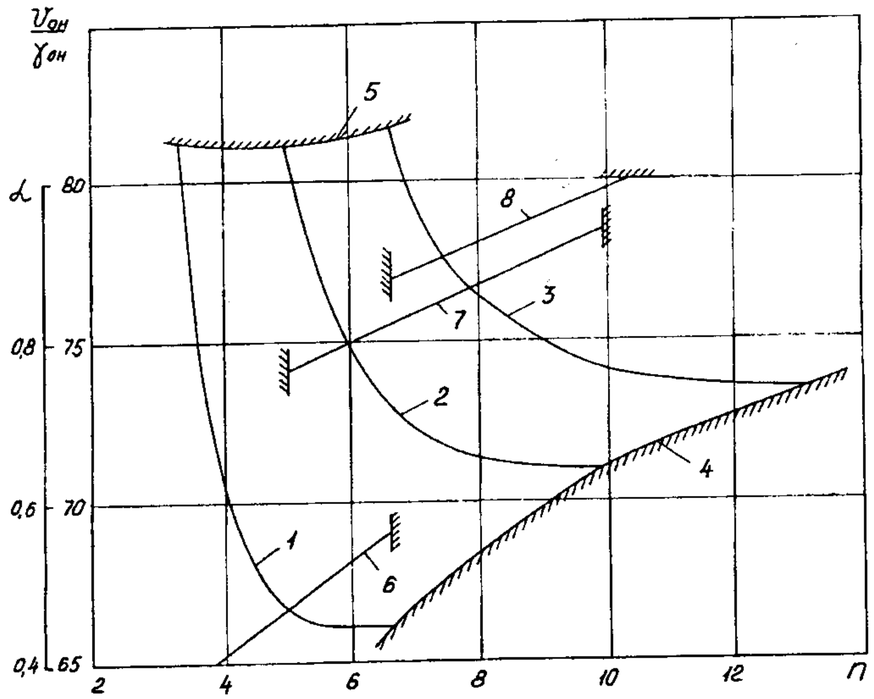


Рис. 4.35. Зависимости $V_{он} / \gamma_{он} = f(n)$ (кривые *1-3*) и $\alpha = f(n)$ (кривые *6-8*) для механизмов с неравномерной разбивкой $u_р$ по ступеням: *1, 6* – $u_р = 100$; *2,7* – $u_р = 1000$; *3,8* – $u_р = 10000$; *4* – $n = n_{max}$ ($u_1 = 1$); *5* – $n = n_{min}$ ($k = 1$);

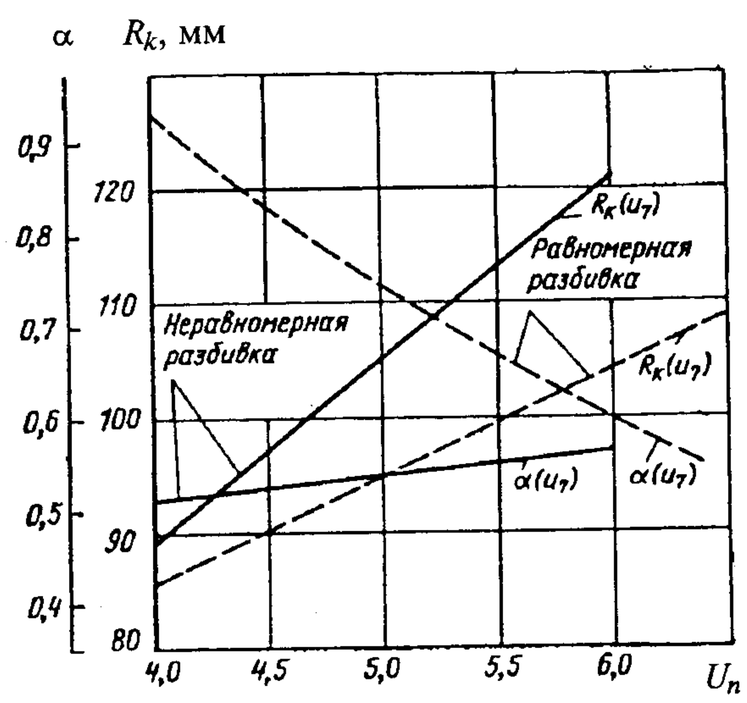


Рис. 4.36. Графики зависимостей $\alpha(u_n)$ и $R_k(u_n)$ для *7*-ступенчатого зубчатого механизма с *орбитальной* компоновкой ($u_р = 10000$)

4.9.2. Оптимизация кинематической схемы механизма по КПД

Для сопоставления результатов расчетов для схем с *орбитальной* компоновкой по КПД и габаритам необходимо знать значение момента на выходном валике механизма и тип электродвигателя. По этим параметрам определяют значения КПД в ступенях и общий КПД механизма. Должны быть также известны геометрические параметры электродвигателя, по которым из конструктивных соображений можно задаться значением модуля зацепления m.

Из решения оптимизационного кинематического расчета по габаритам возможное число ступеней n в механизме уже известно. Тогда в соответствии с формулой (1.6) выходной момент

$$T_{вых} = T_н u_р \eta_р , \qquad (4.192)$$

где общий КПД механизма

$$\eta_р = \eta_{зп}^{n} \eta_{пс\,(пк)}^{2n} . \qquad (4.193)$$

Максимально допускаемый момент $[T_{вых}]$ на выходном валу после преобразования формулы (3.1) для определения модуля при проектировочном расчете (для прямозубых колес):

$$[T_{вых}] = \pi m^2 u z_1 \psi_{bm} C/2. \qquad (4.194)$$

Соответственно окружное усилие:

$$F_{вых} = \pi m^2 \psi_{bm} C. \qquad (4.195)$$

Из формулы (4.193) следует, что при увеличении числа ступеней n в механизме его общий КПД уменьшается; при этом уменьшается момент на выходном валу $T_{вых}$.

Анализ показывает, что лучший результат по габаритам получается при меньшем передаточном отношении u_n в последней ступени, и на основании формулы (4.194) выходной момент может быть найден путем варьирования числа ступеней n, модуля зацепления m, материала зубчатого колеса и типа электродвигателя.

Таким образом, оптимизационный кинематический расчет многоступенчатого механизма по габаритам и КПД становится многовариантной задачей.

Рассмотрим решение оптимизационного кинематического расчета по КПД для двух вариантов разбивки n по ступеням общего передаточного отношения $u_р$ механизма.

Равномерная разбивка $u_р$ по ступеням. КПД в ступенях и, следовательно, общий КПД $\eta_р$ механизма определяют следующим образом.

Определив момент $T_{вых}$ и окружное усилие $F_{вых}$ на колесе, сидящем на вы ходном валике механизма по формулам (4.194) и (4.195), по формулам (1.2) находят значение КПД η_n на выходной ступени.

Передаточное отношение u_n выходной ступени несколько больше равных по величине передаточных отношений на всех предшествующих ступенях $u_j[j = 1, 2, \ldots, (n-1)]$. Поэтому момент и окружное усилие на предпоследней ступени при найденном КПД на выходной степени находят по формулам

$$T_{n-1} = T_{вых} / u_n \eta_n; \qquad (4.196)$$

$$F_{n-1} = 2T_{n-1} / d_{к\,(n-1)}. \qquad (4.197)$$

Получив, таким образом, значение окружного усилия F_{n-1}, по формуле (1.2), можно найти КПД η_{n-1} на предпоследней ступени.

Заменив в формуле (4.196) момент $T_{вых}$ на T_{n-1}, а значение η_n на полученное на втором этапе расчета η_{n-1}, получим момент на $(n-2)$-й ступени, т.е.

$$T_{n-2} = T_{n-1} / u_{n-1})_{n-1}.$$

Так как $u_{n-1} = u_{n-2} = \ldots = u_n$, то формула для момента будет рекуррентной, т.е. для произвольной j-й ступени момент

$$T_{j-1} = T_j / u_j)_j.$$

Окружное усилие будет также определяться по рекуррентной зависимости

$$F_{j-1} = 2T_{j-1} / d_{кj}.$$

Следовательно, КПД в ступенях, кроме выходной, на основании формулы (1.2) можно найти как

$$\eta_{n-1} = 1 - C_{j-1} f \pi \left(\frac{1}{z_{1j}} + \frac{1}{z_{2j}}\right).$$

Получив все значения КПД в ступенях, на заключительном этапе расчета определяют общий КПД механизма.

При одном и том же числе n ступеней в механизме может быть несколько, например l вариантов разбивки передаточного отношения $u_р$ механизма, что зависит от принятого значения передаточного отношения u_n в последней ступени. Поэтому расчет ведут для всех l вариантов u_n и u_j. Число ступеней n принимают заданным. Исходные данные расчета: коэффициент трения f, модуль зацепления m, числа зубьев на шестернях $z_ш$ и т.д.

4.9.3. Сравнительный анализ оптимизации по габаритам и КПД

Проанализируем результаты, которые получаются для всех рассмотренных ранее случаев равномерной и неравномерной разбивки в 7-ступенчатом механизме с $u_р = 10000$ по трем критериям: габаритам, коэффициенту заполнения "орбиты" и КПД.

По данным графиков целевых функций $R_к(u_7)$, $\alpha(u_7)$ и $\eta_р(u_7)$, показанных на рис. 4.36 и 4.37, получены зависимости этих функций от передаточного отношения на выходной (7-й) ступени в нормированной форме, представленные на рис. 4.38 и 4.39. Из графиков рис. 4.38. и 4.39 следует, что при одном и том же числе ступеней $n = 7$ в механизме, имеющем передаточное отношение $u_р = 10000$, оптимальные значения передаточного отношения на выходной ступени $u_{7опт}$ равны 5,2 и 6,0 соответственно при равномерной и неравномерной разбивках $u_р$ по ступеням механизма.

Нормированным значениям 1, 2 и 3 целевых функций при $u_{7опт}$ соответствуют реальные величины $R_к$, α и $\eta_р$, приведенные в табл. 4.7.

Из сравнения данных табл. 4.7 следует, что по габаритам конструкции 7-ступенчатого зубчатого механизма лучшие результаты дает равномерная разбивка $u_р$, а по КПД – неравномерная.

Полученные результаты анализа справедливы для рассмотренного частного случая при числе ступеней n=7. Аналогичную задачу можно рассмотреть и для другого числа ступеней.

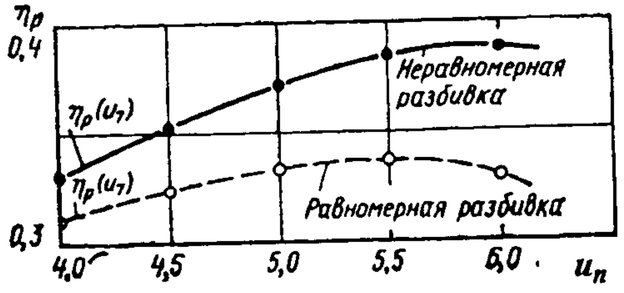
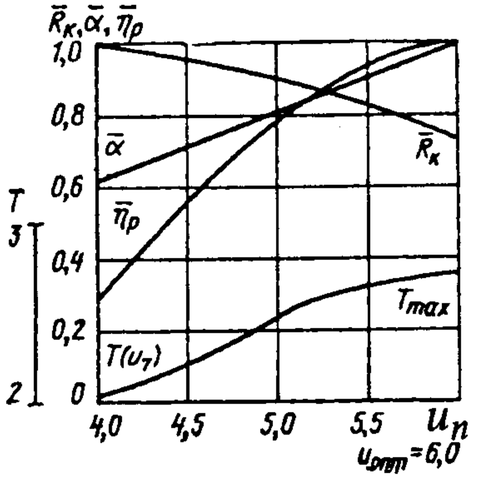


Рис. 4.37. К сравнительному анализу по КПД 7-ступенчатого механизма с u_p = 10000 при равномерной и неравномерной разбивках



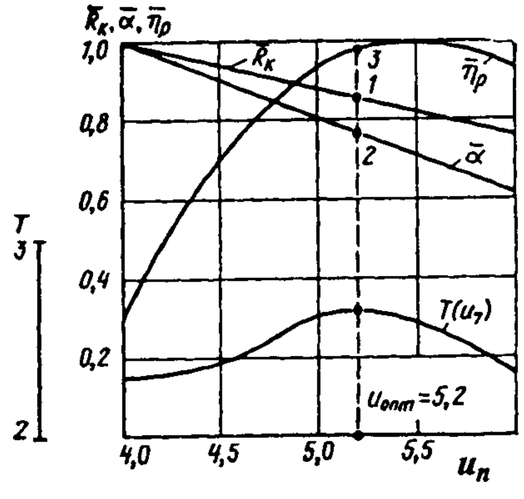


Рис. 4.38. Определение оптимального по КПД и габаритам передаточного отношения на выходной ступени для 7 ступенчатого зубчатого механизма с u_p = 10000 при равномерной разбивке

Рис. 4.39. Определение оптимального по КПД и габаритам передаточного отношения на выходной ступени для 7 ступенчатого зубчатого механизма с u_p = 10000 при неравномерной разбивке

Таблица 4.7. **Сравнительные данные R_k, α и η_p при $u_{7\,опт}$**

Разбивка u_p	R_k, мм	α	η_p
Равномерная	98	0,71	0,330
Неравномерная	123	0,56	0,388

4.10. СРАВНЕНИЕ РАЗМЕРОВ ОПТИМИЗИРОВАННЫХ ПО ГАБАРИТАМ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

Для определения наиболее рациональной схемы компоновки многоступенчатого редуктора сравним варианты размещения ступеней механизма по схемам: развернутой *уступом*, *уступом* с расположением ступеней под углом φ_K, *орбитальной* и *соосной* при заданных общем передаточном отношении редуктора

(например, u_p = 1000; 10000; 100000), одинаковых геометрических параметрах (m, z, Ψ_{bm}) и оптимальном числе ступеней $n_{опт}$ для каждого из рассматриваемых вариантов [86].

Для редуктора по схеме *уступом* параметр, характеризующий относительный объем

$$\frac{V_y}{\gamma_y} = \left(1 + n_{опт}\right)\left(1 + \sqrt[n_{опт}]{u_p}\right)\sqrt[n_{опт}]{u_p}, \qquad (4.198)$$

где $\gamma_y = m^3 z_1^2 \Psi_{bm} K_y / 2$; $K_y = 3{,}4 \div 3{,}8$.

Оптимальное число ступеней: $n_{опт} = 4{,}55 \lg u_p$.

Для редуктора по схеме *уступом* при расположении ступеней под углом φ_K к плоскости, проходящей через оси входного и выходного валов

$$\frac{V_\varphi}{\gamma_\varphi} = \left[\left(1 + \sqrt[n_{опт}]{u_p}\right)\left(1 + n_{опт}\cos\varphi_k\right)\right]\left[2\sqrt[n_{опт}]{u_p} + \left(1 + \sqrt[n_{опт}]{u_p}\right)\sin\varphi_K\right]; \qquad (4.199)$$

где $\gamma_\varphi = m^3 z_1^2 \Psi_{bm} K_\varphi / 2$; $K_\varphi = K_y$.

Оптимальное число ступеней $n_{опт} = 4 \lg u_p$.

Для редуктора по *соосной* схеме параметр, характеризующий относительный объем

$$\frac{V_c}{\gamma_c} = n_{опт}\left(1 + 3\sqrt[n_{опт}]{u_p}\right)\sqrt[n_{опт}]{u_p}, \qquad (4.200)$$

где $\gamma_c = m^3 z_1^2 \psi_{bm} K_c / 2$; $K_c = 1{,}1 \div 1{,}2$.

Оптимальное число ступеней $n_{опт} = 3{,}915 \lg u_p$.

Для *орбитальной* компоновки относительный объем:

$$\frac{V_o}{\gamma_o} = \left(1 + u_n + \sqrt[(n_{опт}-1)]{u_p / u_n}\right)^2, \qquad (4.201)$$

где $\gamma_o = \pi m^3 z_1^2 \Psi_{bm} K_o / 4$; $K_o = 3{,}4 \div 3{,}8$.

Результаты расчетов по формулам (4.198), (4.199), (4.200), (4.201) с учетом оптимальных значений числа ступеней редуктора представлены в табл. 4.8. Сравнение показывает, что наиболее компактным является соосный редуктор, объем которого при соответствующих значениях u_p меньше, чем объем редукторов по развернутой схеме *уступом*, *уступом* с углом наклона φ_K и с *орбитальной* компоновкой соответственно в 1,45 ÷ 1,49, 1,29 ÷ 1,45 и 1,33 ÷ 1,62 раз.

Как уже упоминалось, соосная компоновка может быть реализована преимущественно при использовании вращающихся на осях блоков пластмассовых зубчатых колес.

Таблица 4.8. **Сравнение параметров различных типов многоступенчатых редукторов с оптимизированным по габаритам (объему) числом ступеней**

Тип редуктора	Значения параметров при $u_р$			
	$n_{опт}$	V/γ	$V{\cdot}10^5$	$K_{ср}$
1000				
Уступом	13–14	64,3–64,8	2,78–2,80	1,49
Уступом при расположении ступеней под углом $\varphi_к$ = 77,5°	12	62,6	2,71	1,45
Соосный	11–12	135,2–136,5	1,87–1,88	1,0
С *орбитальной* компоновкой	8–10	36,5–37,0	2,48–2,51	1,33
10000				
Уступом	18	84,6	3,65	1,46
Уступом при расположении ступеней под углом $\varphi_к$ = 77,5°	16	77,1	3,33	1,33
Соосный	15–16	180,2–181,4	2,49–2,50	1,0
С *орбитальной* компоновкой	10–12	53,4–55,0	3,62–3,73	1,47
100000				
Уступом	22–23	104,3–104,9	4,51–4,53	1,45
Уступом при расположении ступеней под углом $\varphi_к$ = 77,5°	20	92,79	4,01	1,29
Соосный	19–20	225,3–226,3	3,11–3,12	1,0
С *орбитальной* компоновкой	11–13	73,5–74,7	5,0–5,07	1,62

Примечания: 1. При расчете коэффициента γ принято m = 1 мм; z = 20; $\psi_{вт}$ = 6; $K_y = K_0$ = 3,6; K_c = 1,15. 2. Объем V – в мм^3. 3. Коэффициент $K_{ср}$ рассчитан по формулам $K_{ср\,y} = V_y / V_c$; $K_{ср\,\varphi} = V_\varphi / V_c$; $K_{ср0} = V_0 / V_c$.

4.11. ОПТИМИЗАЦИОННЫЕ РАСЧЕТЫ РАЗЛИЧНЫХ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ МЕХАНИЗМОВ ПРИБОРОВ

4.11.1. Двухпоточные механизмы

При проектировании приводов приборов в ряде случаев возникает необходимость создания зубчатых механизмов с двумя и более выходными валами с целью создания компактной конструкции, скомпонованной в едином корпусе.

Ниже рассмотрены схемы с различной компоновкой, оптимизируемые по габаритам, КПД, угловой погрешности и инерционности. На примерах этих схем показан единый методологический подход к решению задачи, который можно применить к любой другой компоновочной схеме двухпоточного механизма.

Общими исходными данными для любой схемы двухпоточного зубчатого механизма являются частоты вращения и моменты на выходных валах, а также моменты инерции деталей исполнительных звеньев приборного устройства, если критерием оптимизации является инерционность.

Предварительной подготовкой к кинематическому расчету является выбор электродвигателя и определение общих передаточных чисел u_1 и u_2 в потоках по формулам и рекомендациям, приведенным в гл. 1. Для схемы, показанной на рис. 4.40, найдем оптимальные кинематические параметры по габаритам и КПД. Особенностью компоновки схемы является то, что выходные валы располагаются на одном уровне H_1. Это может быть вызвано, например, необходимость создания разъемной конструкции корпуса по осям выходных валов. В каждом потоке механизм имеет по две ступени. За поток 1 будем принимать тот, в котором передаточное число будет меньше, т.е. $u_1 < u_2$. Для количественной оценки получающихся результатов в качестве исходных данных примем: T_1 =200 Н·мм, T_2=500 Н·мм, n_1= 200 мин$^{-1}$, n_2=150 мин$^{-1}$.

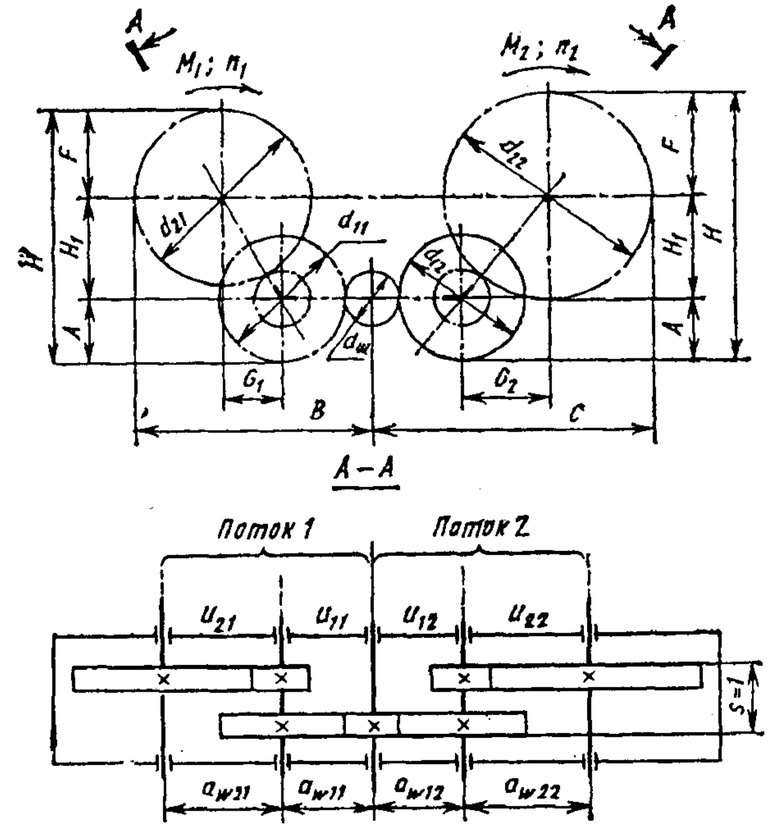


Рис. 4.40. Схема двухпоточного зубчатого механизма

Для этих данных в результате расчетов по формулам гл. 1 целесообразно использовать электродвигатель СЛ-372, мощность которого $P_{ном}$=19 Вт, частота вращения $n_{ном}$=2900 мин$^{-1}$ и диаметр вала d = 6 мм (см. прил. 1). Тогда передаточные числа в потоках механизма будут соответственно равны

$$u_1 = \frac{n_{ном}}{n_1} = \frac{2900}{200} = 14{,}5; \quad u_2 = \frac{n_{ном}}{n_2} = \frac{2900}{150} = 19{,}4.$$

На основании рекомендаций гл. 1 спроектируем механизм с модулем зацепления m = 0,6 мм, приняв на шестернях число зубьев $z_ш$ = 20. Расчетная схема приведена на рис. 4.40. В качестве исходных данных принимаются моменты на выходных валах T_1 и T_2, их частоты вращения n_1 и n_2, а также предварительно рассчитанные передаточные отношения в потоках u_1 и u_2, модуль m, число зубьев шестерни $z_ш$. Коэффициентом трения f задаются. Проверяется условие-неравенство размещения колеса 11 в пределах межосевого расстояния a_{w21} с некоторым запасом

$$d_{11} / 2 \le 0{,}9\, a_{w21}. \qquad (4.202)$$

Рассчитываются размеры a_{w21}, H_1 и G_1. Затем при варьировании передаточными числами u_{12} и u_{22} в ступенях потоков 2 выполняются расчеты параметров передачи с проверкой условия-неравенства

$$d_{12} / 2 \le a_{w22}. \qquad (4.203)$$

Определяется объем V конструкции, который в задаче является целевой функцией. Необходимо также проверить условие-неравенство

$$a_{w22} < H_1 \qquad (4.204)$$

для того, чтобы задача не теряла физического смысла, так как в варианте, когда $H_1 = a_{w21} = H_{1max}$, при несоблюдении условия (4.204) размер G_2 становится мнимой величиной, так как

$$G_1 = \sqrt{a_{w22}^2 - H_1^2}.$$

Необходимо учитывать возможные варианты расчета, когда при $d_{21} > d_{11}$

$$B = a_{w11} + G_1 + d_{21} / 2,$$

а при $d_{21} \le d_{11}$

$$B = a_{w11} + d_{11} / 2.$$

Размер C определяется как

$$C = a_{w12} + G_2 + d_{22} / 2 \qquad \text{при } d_{12} \le d_{22},$$

$$C = a_{22} + d_{12} / 2 \qquad \text{при } d_{12} > d_{22}.$$

Размер H зависит от размеров колес. Анализ решения при принятых исходных данных показывает, что наименьшее значение объема (КПД во всех вариантах решений изменяется незначительно) получается при разбивке передаточного числа в потоке 1 на u_{11} = 3,50 и u_{21}= 4,14 и при размере H_1=a_{w21}=30,86 мм. При этих данных искомые целевые функции V=$f_1(u_{12})$ и η_p=$f_2(u_{12})$ имеют вид графиков, показанных на рис. 4.41. Из графиков следует, что минимум объема и максимум КПД проектируемого механизма соответствует правой границе пространства проектирования, т.е. $u_{12опт}$ = 4,6, тогда $u_{22опт}$ = 4,22.

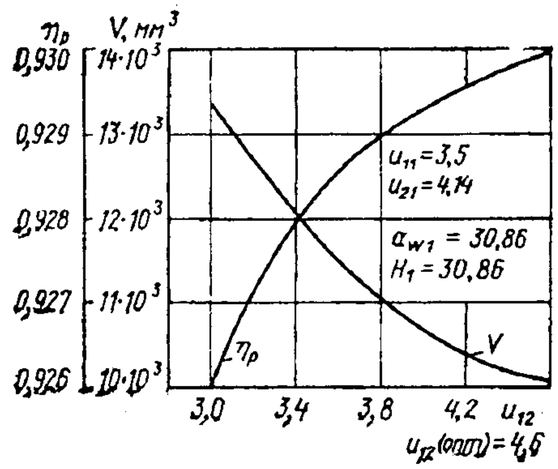


Рис. 4.41. Графики целевых функций $\eta_p(u_{12})$ и $V(u_{12})$

С точки зрения кинематической схемы механизма получается не часто встречающийся вариант: в потоке 2 u_{12} = 4,6 и u_{22} = 4,22, т.е. $u_{12} > u_{22}$, что по условию (4.202) дает физически реализуемый вариант конструкции. На рис. 4.42 приведены два варианта компоновки двухпоточного механизма, состоящего из одной ступени в потоке 1 и двух ступеней в потоке 2. Выполним сравнительный анализ этих схем при оптимизации по трем целевым функциям: габаритам, угловой погрешности и инерционности. Различие в компоновке кинематических схем будет, очевидно, сказываться на габаритных параметрах конструкций. Что же касается угловой погрешности и приведенного момента инерции, то для потока 1 при известном в нем передаточном числе u_1 их значения будут неизвестными. В потоке 2 эти параметры будут меняться лишь в пределах возможных комбинаций передаточных отношений u_{12} и u_{22} в ступенях при известном общем передаточном отношении u_2 в потоке.

Часть G_1 общего габаритного размера A (см. рис. 4.42) рассчитывается как

$$G_1 = \sqrt{a_{w1}^2 - H_1^2} \quad \text{при } H < a_{w1}.$$

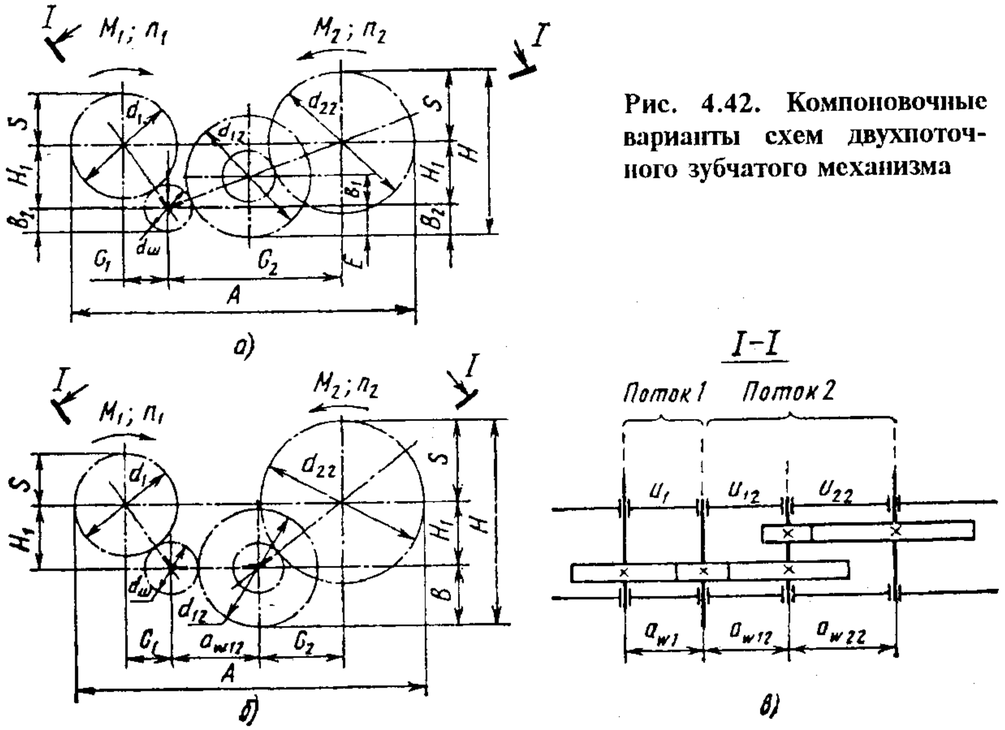


Рис. 4.42. Компоновочные варианты схем двухпоточного зубчатого механизма

При решении по схеме рис. 4.42,*а* необходимо вычислить составляющие B_1 и E радиуса колеса d_{12} / 2 с целью определения размера B, входящего в общий высотный размер H_1.Размер B_1 определяется из подобия треугольников

$$B_1 = \frac{H_1 a_{w12}}{a_{w12} + a_{w22}};$$

размеры E и G_2 равны соответственно:

$$E = d_{12} / 2 - B_1;$$

$$G_2 = \sqrt{\left(a_{w12} + a_{w22}\right)^2 - H_1^2}.$$

Далее, на основании обозначений на рис. 4.42,*б* определяются размеры A и H.

При расчетах по схеме, показанной на рис. 4.42, вычисляется размер

$$G_2 = \sqrt{a_{w22}^2 - H_1^2} \qquad \text{при } H < a_{w22}.$$

При расчете для схем, показанных на рис. 4.42, приняты следующие общие исходные данные: моменты на выходных валах в потоках 1 и 2 соответственно T_1 = 80 Н·мм, T_2=150 Н·мм, частоты вращения n_1 = 1000 мин$^{-1}$; n_2 = 220 мин$^{-1}$, модуль зацепления m = 0,4 мм; передаточные числа в потоках u_1 = 4,2, u_2 = 19,4. Анализ результатов решения дает лучшие показатели по габаритам при H = 5,2 мм (см. рис. 4.42).

На рис. 4.43,*а* приведены графики, построенные по данным оптимизационного расчета $u_{12опт}$ для схемы, приведенной на рис. 4.42, *а*. Анализ показал, что для варианта, показанного на рис. 4.42,*а* лучший результат по габаритам соответствует случаю, когда выходной вал потока *2* расположен над входным валом механизма, т.е. при $H_1 = a_{w1}$ = 20,8 мм. Определение оптимального значения $u_{12опт}$ для этого варианта приведено на рис. 4.43,*а*.

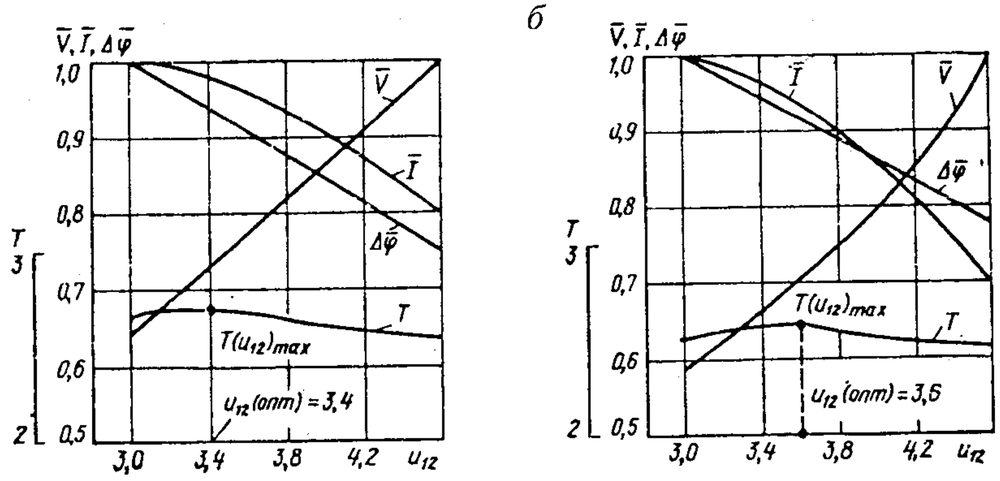


Рис. 4.43. Оптимизационные расчеты для схем механизмов, показанных на рис. 4.42, *а* – (*а*) и 4.42, *б* – (*б*)

Из сравнения результатов расчетов по оптимизации передаточного числа $u_{12опт}$ следует, что варианты рассмотренных схем почти равноценны: для схемы, показанной на рис. 4.42, а, $u_{12опт}$=3,4, а для схемы, приведенной на рис. 4.42,*б*, $u_{12опт}$=3,6. При сравнении схем конструкций по габаритам более предпочтительна схема по варианту, приведенному на рис. 4.42,*а*. Однако в этом случае габаритный размер A будет больше, чем в схеме, показанной на рис. 4.42,*б*, так как в первом случае размер H_1 меньше, чем во втором. Иначе говоря, схема б на рис. 4.42 при одинаковых исходных данных будет компактней.

4.11.2. Трехступенчатые механизмы

Трехступенчатые зубчатые механизмы могут иметь передаточное отношение в пределах 30—200, что позволяет использовать их в самых разнообразных конструкциях в целях получения частоты вращения на выходном валу от нескольких единиц до 200—300 мин$^{-1}$. Поэтому анализ некоторых компоновочных схем трехступенчатых механизмов представляет определенный интерес.

При рассмотрении примеров поставим общую задачу одномерного поиска оптимума по минимуму объема конструкции механизма, т.е. целевой функцией будет $V = f(u_1)$, где u_1 – передаточное отношение в первой ступени.

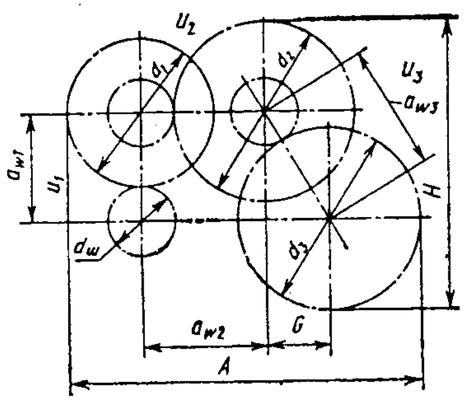


Рис. 4.44. Схема трехступенчатого зубчатого механизма

За общее условие компоновки схем механизмов примем расположение осей входного и выходного валов по одной линии. Для более полной картины анализа примем в различных схемах разбивку общего передаточного числа $u_р$ механизма по разным законам. Особенностью компоновки схемы, показанной на рис. 4.44 является расположение первой ступени по вертикали, второй – по горизонтали, а третьей – с выходом центра последнего колеса на одну горизонталь с входной шестерней.

В схеме примем разбивку общего передаточного отношения по закону арифметической прогрессии, т.е.

$$u_1 = u;$$

$$u_2 = u_1 + \Delta u = u + \Delta u; \qquad (4.205)$$

$$u_3 = u_2 + \Delta u = u + 2\Delta u,$$

где Δu – приращение передаточного числа. Так как общее передаточное отношение механизма $u_р = u_1\, u_2\, u_3$, то на основании выражений (4.205) получаем

$$u^3 + 3\, u^2\, \Delta u + 2\, u\, (\Delta u)^2 = u_р. \qquad (4.206)$$

Если принять значение передаточного числа в первой ступени $u_1 = u$ за известную, но варьируемую величину, например, в пределах от 2,5 до 6, то из уравнения (4.206) найдем значение приращения Δu передаточного числа в ступенях как положительный корень квадратного уравнения, т.е.

$$\Delta u = \frac{3u^2 + \sqrt{u^4 + 8uu_р}}{4u}. \qquad (4.207)$$

Таким образом, получив значение Δu при заданном передаточном числе u_1, определим передаточные отношения в остальных двух ступенях по уравнениям (4.205), что позволяет при известном числе зубьев на шестернях и модуле зацепления по схеме рис. 4.44 решить простую геометрическую задачу по определению габаритных размеров A и H и, следовательно, объема конструкции (при условном третьем размере, не влияющем на итог задачи, равном единице).

Приведем для примера расчет механизма с общим передаточным числом $u_р$=100 и модулем зацепления m=1 мм; числа зубьев шестерен приняты на всех ступенях одинаковыми и равными $z_ш$=20.

По результатам расчета на рис. 4.45 приведен график зависимости объема конструкции V от приращения Δu передаточного числа. Из графика видно, что минимальный объем конструкции будет при Δu=0. Таким образом, из рассмотрения приведенного в данном параграфе примера хорошо прослеживается закономерность: при оптимизации кинематической схемы зубчатых механизмов по габаритам целесообразно использовать закон равномерной разбивки $u_р$. Это же подтверждают и выводы, приведенные в работе [13].

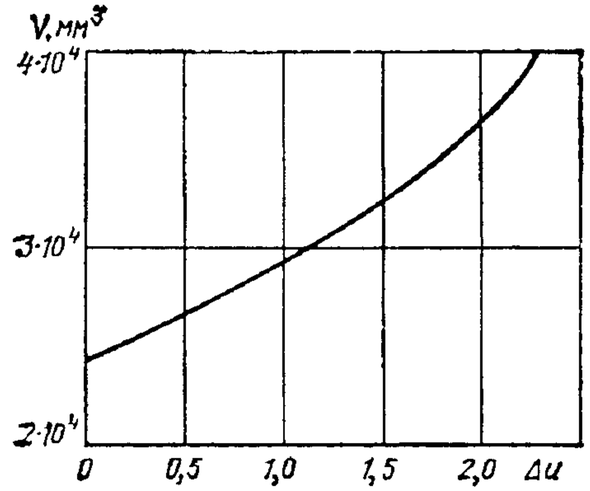


Рис. 4.45. График зависимости $V(\Delta u)$

На рис. 4.46 приведены две компоновочные схемы трехступенчатых механизмов с равномерной разбивкой передаточного числа $u_р$, одинакового по величине в обеих схемах.

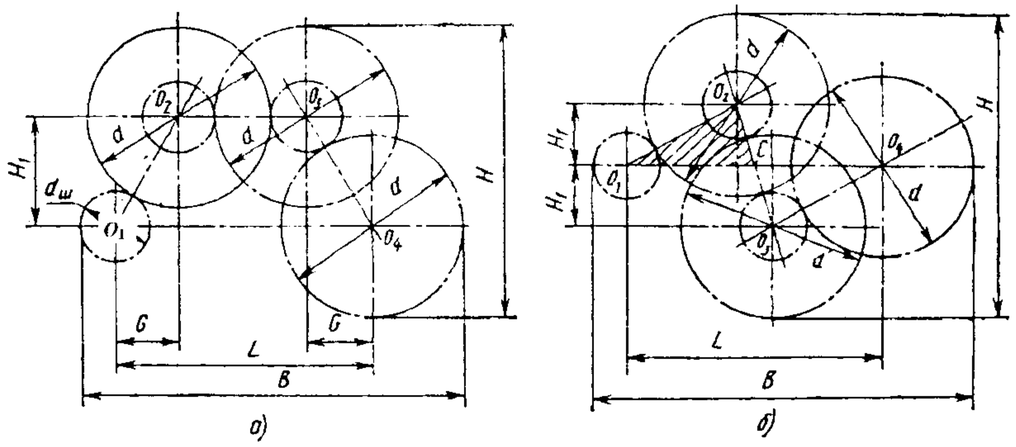


Рис. 4.46. Варианты компоновки схем трехступенчатых зубчатых механизмов

Оси входного и выходного валов расположены, как в предыдущем примере, на одной линии O_1O_4. Отличие условия задачи состоит в том, что расстояние L между входным и выходным валами задается и может меняться в некоторых пределах.

Так как передаточное число механизма $u_р$ разбивается по условию задачи по трем ступеням равномерно, т.е. передаточное число в ступени

$$u = \sqrt[3]{u_р}, \qquad (4.208)$$

то максимальное расстояние между осями входного и выходного валов будет равно утроенному межосевому расстоянию, т.е.

$$L_{max} = 3\frac{mz_ш}{2}(1+u). \qquad (4.209)$$

В этом случае все оси валов располагаются на общей прямой.

Когда же расстояние между входным и выходным валами находится по условию-неравенству $L_{min} \le L \le L_{max}$, которое лучше представить в виде

$$L = x\,L_{max}, \qquad (4.210)$$

где $x_{min} \le x \le 1$, то относительно линии центров O_1O_4 промежуточные ступени могут располагаться либо по одну сторону от линии O_1O_4 (рис. 4.46,*а*) либо по обе стороны кососимметрично, как показано на рис. 4.46,*б*, где точка C делит отрезок O_1O_4 пополам.

Очевидно, что при одинаковых размерах L габаритные размеры в схеме рис. 4.46,*б*, будут получаться меньше. Однако поставим вопрос несколько иначе: в каких случаях компоновки схемы, приведенные на рис. 4.46, будут равноценны по объему.

Для этого решим простую планиметрическую задачу по определению габаритных размеров B и H для обеих схем конструкции при заданном размере L по условию (4.210) с учетом формул (4.208) и (4.209) при одинаковом передаточном числе механизма $u_р$.

В табл. 4.9 представлены результаты расчета для случая $u_р = 100$ соответственно для схем, показанных на рис. 4.46,*а* и 4.46,*б*, а на рис. 4.47 – графики зависимости объема конструкций от относительного расстояния согласно выражению (4.210). В заштрихованных областях оба варианта компоновочных схем конструкции механизма по объему будут равноценны.

Таблица 4.9. **Результаты расчета трехступенчатого редуктора с равномерной разбивкой по габаритам при $u_р = 100$**

Значение X	Значение V при расчете по схеме	
	Рис. 4.46, *а*	Рис. 4.46, *б*
0,5	5199,3	4134,6
0,6	5708,0	4854,3
0,7	6118,9	5442,9
0,8	6383,6	5871,9
0,9	6395,3	6056,4
1,0	5237,2	5237,2

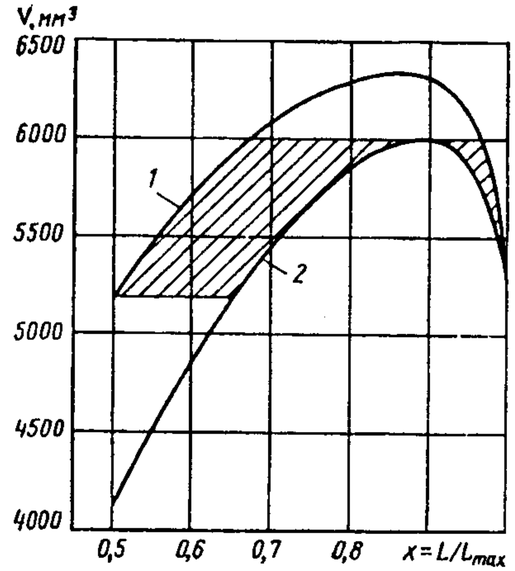


Рис. 4.47. К сравнительному анализу схем, приведенных на рис. 4.46, *а* – 1 и 4.46, *б* – 2

4.11.3. Механизмы с червячными передачами

В приборных механизмах наряду с зубчатыми передачами широко применяют кинематические схемы, в которых червячную передачу используют как самостоятельную пару или в сочетании с цилиндрическими зубчатыми колесами.

Рассмотрим часто встречающуюся схему цилиндро-червячного механизма, состоящего из одной (реже двух) зуб-

чатой и одной червячной пары (рис. 4.48). Следует отметить, что компоновка такой кинематической схемы с червячной передачей на первой ступени нерациональна, так как КПД ступени с червячной парой меньше, чем цилиндрической.

Проанализируем возможность двух вариантов схем с оптимизацией по габаритам и КПД: с нижним (рис. 4.48,*а*) и верхним (рис. 4.48,*б*) расположением червяка.

В соответствии с обозначениями, принятыми на рисунке, определим габаритные размеры и КПД механизма при заданных значениях момента T и частоты вращения n на выходном валу, модулях зацепления m в зубчатой и m_t в червячной парах, а также будем считать известными число зубьев на шестерне $z_ш$ и коэффициент диаметра червяка q.

Поскольку формула (1.2) предполагает, что при вычислении КПД зубчатой пары коэффициент трения f является неизменной справочной величиной, предположим, что материал зубчатой пары и, следовательно, коэффициент трения f известен.

Кроме того, при вычислении габаритного размера B входящий в него размер C будем учитывать, как и ранее, коэффициентом Ψ_{bm}:

$$C = K\,\psi_{bm}\,m, \qquad (4.224)$$

где K – коэффициент, определяющий число рядов зубчатых пар; Ψ_{bm} – коэффициент ширины зубьев колеса.

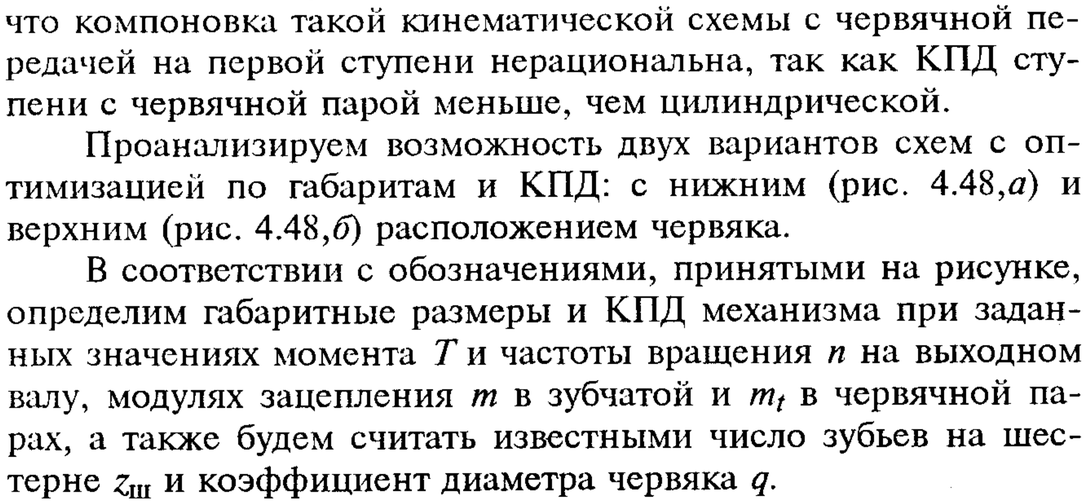


Рис. 4.48. Кинематические схемы зубчато-червячного механизма

Рассчитываем значения целевых функций $\eta(u_1)$ и $V(u_1)$ при варьировании передаточным отношением u_1 в зубчатой паре с некоторым шагом, например $\Delta u = 0{,}2$. Рассматриваем два варианта компоновки кинематической схемы: расположение червяка снизу (рис. 4.48,*а*) и сверху (рис. 4.48,*б*).

В соответствии с общепринятыми рекомендациями (см. например, [91]) выбирают число заходов червяка $z_ч$ по текущему значению передаточного отношения u_2, вычисляют значения чисел зубьев $z_к$ и $z_{чк}$ на зубчатом и червячном колесах механизма; их диаметры $d_к$ и $d_{чк}$ и межосевые расстояния в ступенях a_{w1} и a_{w2} , а также тангенс угла наклона витков $\mathrm{tg}\lambda = z_ч / q$.

Далее выполняются расчеты КПД в червячной и зубчатой парах с использованием следующих формул.

При расчете в направлении от выходного вала механизма к входному предварительно вычисляют частоту вращения червяка n_4, что позволяет определить по формуле (4.143) скорость скольжения $V_{ск}$ и коэффициент трения f по формуле (4.140).

Затем определяются окружные усилия в зубчатой и червячной парах $F_{пк}$ и $F_{п\,чк}$ через моменты и диаметры колес.

После вычисления значений коэффициентов нагрузки C_2 и C_1 в ступенях передачи по формулам (1.3,г) и (1.3) по формулам (1.2,*г*) и (1.2) определяются КПД η_2 и η_1 и общий КПД $\eta_р$ механизма.

При расположении червяка снизу проверяется условие-неравенство $d_к / 2 < a_{w2} + d_{чк} / 2$, по которому при $d_к$ большем правой части размер H_1 равен $H_1 = d_к / 2$; при $d_к$ меньшем правой части $H_1 = a_{w2} + d_{чк} / 2$.

Размер механизма по высоте $H = a_{w1} + H_1 + d_ш / 2$.

При верхнем расположении червяка проверяется условие-неравенство

$$a_{w1} + \frac{d_ш}{2} < a_{w2} + d_{чк} / 2.$$

Если левая часть больше правой, то размер

$$H_1 = a_{w1} + d_ш / 2;$$

если нет, то

$$H_1 = a_{w2} + d_{чк} / 2,$$

после чего высотный габарит определяется по формуле

$$H = H_1 + d_к / 2.$$

Затем вычисляется габаритный размер B и объем механизма $V = BHd_к$.

В табл. 4.10 приведены результаты решения задачи на примере механизма по схеме (рис. 4.48) с исходными данными: T = 200 Н·мм, n = 100 мин$^{-1}$, m = 0,4 мм, m_t = 0,5 мм, $z_ш$ = 20, q = 16 и $u_р$ = 90.

На рис. 4.49 приведены графики целевых нормированных функций $\overline{\eta}(u_1)$, $\overline{V}_1(u_1)$ и $\overline{V}_2(u_1)$, построенные по данным табл.4.10 и составные функции $T_1(u_1)=\overline{\eta}(u_1)+\overline{V}_1(u_1)$ и $T_2(u_1)=\overline{\eta}(u_1)+\overline{V}_2(u_1)$, максимумы которых соответствуют левой границе пространства проектирования, т.е. $u_{1опт}$ = 2,0.

Из решения следует, что варианты схем рис. 4.48 при принятых исходных данных и оптимизации по КПД и объему оказываются равноценными. Однако при анализе данных табл. 4.10 обращает на себя внимание то, что в пределах всего пространства проектирования 5,5 ≥ u_1 ≥ 2 КПД механизма изменяется от 0,8259 до 0,8545, т.е. разница составляет не более 4% (см. график $\overline{\eta}(u_1)$ на рис. 4.49).

Таблица 4.10. **Результаты расчета $\eta_р$ и V по схеме рис. 4.48**

u_1	u_2	z_1	η_1	η_2	$\eta_р$	V, мм^3
Червяк снизу						
2,00	45,00	1,0	0,8891	0,9289	0,8259	21828,0
2,50	36,00	1,0	0,8965	0,9404	0,8431	22080,0
3,00	30,00	1,0	0,9014	0,9482	0,8548	23025,6
3,50	25,71	2,0	0,9050	0,9138	0,8270	51135,0
4,00	22,50	2,0	0,9076	0,9214	0,8362	51873,5
4,50	20,00	2,0	0,9097	0,9274	0,8436	53279,9
5,00	18,00	2,0	0,9113	0,9322	0,8496	55199,9
5,50	16,36	2,0	0,9126	0,9363	0,8545	59404,7
Червяк сверху						
2,00	45,00	1,0	0,8891	0,9289	0,8259	17719,2
2,50	36,00	1,0	0,8965	0,9404	0,8431	17664,0
3,00	30,00	1,0	0,9014	0,9482	0,8548	18892,8
3,50	25,71	2,0	0,9050	0,9138	0,8270	43224,6
4,00	22,50	2,0	0,9076	0,9214	0,8362	43656,0
4,50	20,00	2,0	0,9097	0,9274	0,8436	46886,3
5,00	18,00	2,0	0,9113	0,9322	0,8496	52991,9
5,50	16,36	2,0	0,9126	0,9363	0,8545	59404,7

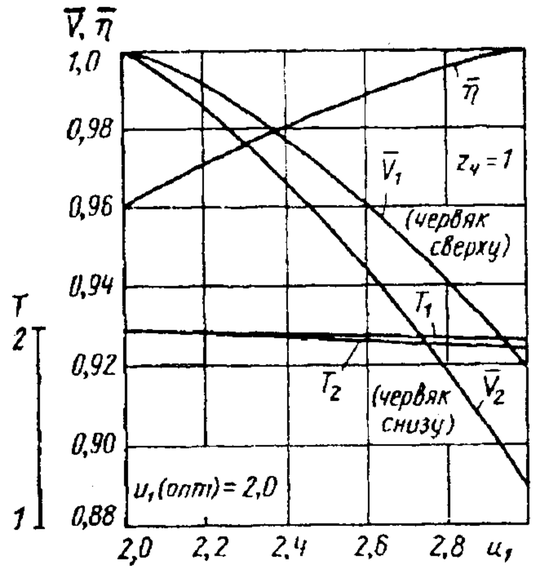


Рис. 4.49. Оптимизационный расчет для схемы механизма на рис. 4.48

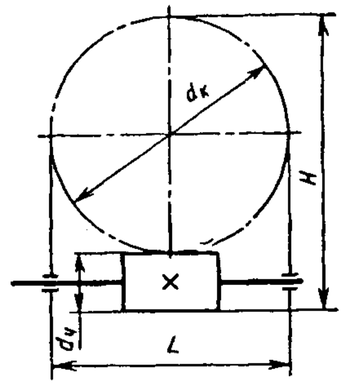


Рис. 4.50. Расчетная схема червячного механизма

Поэтому КПД как критерий оптимизации в данной конкретной задаче не является существенным. Таким образом, если считать определяющим критерием оптимизации объем конструкции $V(u_1)$, то следует отдать предпочтение варианту схемы с верхним расположением червяка. Рассмотрим другой пример – червячную передачу (рис. 4.50), для которой определим оптимальное значение коэффициента диаметр червяка q по трем целевым функциям: КПД, угловой погрешности и габаритам. В червячных передачах коэффициент диаметра червяка по ГОСТ 2144-76 изменяется от 12 до 24 при одном и том же значении модуля зацепления m_t. Поэтому оптимизация значения q для конкретных данных проектирования является важной задачей при создании точных механизмов. Кроме того, представляется возможным сравнить рекомендации стандарта по выбору коэффициента q и результатов решения оптимизационной задачи. В качестве исходных данных считаем заданными: момент $T_{вых}$ на валу червячного колеса, модуль зацепления m_t , частоту вращения червяка $n_{вх}$ и общее передаточное число $u_р$. Задача по определению КПД и габаритов передачи в этом примере аналогична той части расчета, выполненного в предыдущем примере, которая относилась к червячной паре. Добавим лишь одно условие: габаритный размер L условно примем равным диаметру червячного колеса, этой же величине считаем равным пролет между опорами червяка.

При оценке угловой погрешности механизма будем исходить из следующих соображений. Известно [3, 13], что угловая погрешность любого вида пары передаточного механизма зависит от нескольких составляющих: технологических погрешностей, которые при расчете учитываются величиной вероятного бокового зазора; люфтов в опорах передачи; прогибов и углов закручивания валов передачи. При известной степени точности изготовления червячного зацепления и принятых конструктивных мерах при проектировании подшипниковых узлов механизма переменной составляющей остается величина угловой погрешности, зависящей от жесткостных характеристик валов.

Если считать, что выходной вал передачи удовлетворяет требованиям прочности и крутильной жесткости, то составляющая угловой погрешности, зависящая от его прогиба, будет также неизменной величиной. По условию изгибной жесткости червяка прогиб под действием радиальных (распорных) сил в зацеплении определяют по формуле

$$f_ч \approx \frac{RL^3}{48EI_z}, \qquad (4.211)$$

где R – радиальное усилие в зацеплении; E – модуль упругости материала червяка; I_z – момент инерции сечения червяка:

$$I_z \approx \pi\, d_ч^4 / 64; \qquad (4.212)$$

составляющая угловой погрешности передачи будет зависеть, как следует из формул (4.211) и (4.212), в итоге от коэффициента диаметра червяка, так как $d_ч = qm_t$.

Составляющая бокового зазора в зацеплении и, следовательно, составляющая угловой погрешности, зависящая от прогиба червяка, равна $\Delta\varphi = \alpha f$, где α – коэффициент пропорциональности, который условно можно принять при решении оптимизационной задачи равным единице, так как при переходе от реальной целевой функции $\Delta\varphi(q)$ к нормированной форме $\Delta\bar{\varphi}(q)$ он будет сокращаться.

Последовательно выбирают значение числа заходов червяка $z_ч$= 1, 2 или 4 в зависимости от величины передаточного отношения $u_р$. Затем вычисляют число зубьев и диаметр червячного колеса $z_к = z_ч u_р$; $d_к = m_t z_к$, а также окружное усилие $F_n = 2T_2 / mz_ч u$. Определяют значение коэффициента нагрузки C, необходимо для определения величины КПД передачи; вычисляют параметр $T = z_ч / q$, входящий в формулу (4.142) при

определении КПД передачи; коэффициент трения скольжения f определяется по формуле (4.140), скорость скольжения $v_{ск}$ – по формуле (4.141).

Габаритный размер H при этом определяется как

$$H = d_ч + d_к.$$

В табл. 4.11 приведены результаты решения примера для червячной передачи с $u_р$=25 при $T_{вых}$=500 Н·мм, $n_{вых}$= 500 мин$^{-1}$ и m_t = 0,63 мм.

На рис. 4.51 приведены графики нормированных целевых функций $\Delta\bar{\varphi}(q)$, $\bar{\eta}_р(q)$, $\bar{V}(q)$, которым соответствует составная функция $T(q)$, имеющая максимум при $q_{опт}$ = 18,7. Полученное решение близко к q = 20, рекомендуемому по 1-му ряду ГОСТ 2144-76.

Таблица 4.11. **Значения $\eta_р$, $\Delta\varphi$ и H для редуктора по схеме рис. 4.50**

q	$\Delta\varphi$	$\eta_р$	H
13	17,03	0,818	39,7
14	12,66	0,815	40,3
15	9,61	0,811	40,9
16	7,42	0,808	41,6
17	5,82	0,805	42,2
18	4,63	0,802	42,8
19	3,73	0,800	43,5
20	3,04	0,797	44,1
21	2,50	0,795	44,7
22	2,08	0,793	45,4
23	1,74	0,791	46,0
24	1,47	0,790	46,6
25	1,25	0,788	47,2

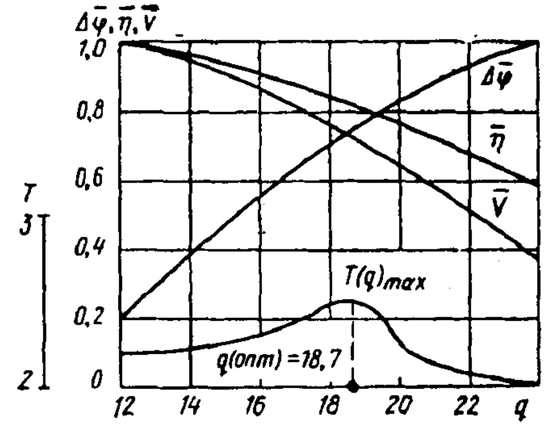


Рис. 4.51. Определение оптимального значения коэффициента диаметра червяка

Глава 5

РАСЧЕТ ТОЧНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ И ЦЕПЕЙ

5.1. ОПРЕДЕЛЕНИЯ И ТЕРМИНОЛОГИЯ

5.1.1. Параметры точности передачи

Основными расчетными параметрами точности любых передач являются кинематическая погрешность (КП) и мертвый ход (МХ).

В идеальной передаче

$$\varphi_2 = \varphi_1 / u \,, \tag{5.1}$$

В реальной передаче, особенно с применением пластмасс в качестве конструкционных материалов, имеет место нарушение зависимости (5.1), вызываемое погрешностями изготовления отдельно взятых колес, опор вращения, других элементов кинематической цепи, погрешностями ее сборки, а также упругими деформациями деталей, составляющих кинематическую цепь, которые возникают под действием передаваемой нагрузки. Угол поворота ведомого колеса в реальной передаче:

$$\varphi_{2r} = \varphi_2 + \Delta\varphi_2, \tag{5.2}$$

где $\Delta\varphi_2$ — погрешность, характеризующая степень нарушения теоретической кинематической связи колес в передаче.

Оценку точности передач и кинематических цепей обычно проводят в следующих режимах работы:

1) при плавном движении ведущего звена в одном направлении;

2) при перемене направления движения ведущего звена;

3) при трогании ведущего звена, когда ведомое звено остается неподвижным до тех пор, пока не будут выбраны зазоры между зубьями колес и в опорах и не произойдут упругие деформации в элементах передачи (кинематической цепи); после этого ведомое звено начинает движение, скачком преодолевая трение.

Влияние динамических воздействий на точность работы передач и кинематических цепей исследуется специальными методами [175] и в данной работе не рассматривается.

Характеристикой точности работы передачи в первом режиме будет КП, во втором — МХ, в третьем — порог реагирования (ПР). Из трех названных характеристик нормируют первые две. Наибольшее значение ПР определяется МХ [96].

КП передачи трактуется как разность между действительным и номинальным (расчетным) углами поворота ведомого звена передачи. В этом смысле $\Delta\varphi_2$ в (5.2), причем

$$\Delta\varphi_2 = f(\varphi_2) \tag{5.3}$$

в некотором интервале $0 \le \varphi_2 \le \varphi_{2r}$.

Наибольшей кинематической погрешностью передачи F_{i0}' называют наибольшую алгебраическую разность значений КП передачи за полный цикл изменения относительного положения зубчатых колес (т. е. в пределах числа оборотов большего зубчатого колеса, равного частному от деления числа зубьев меньшего зубчатого колеса на общий наибольший делитель чисел зубьев обоих зубчатых колес передачи). Отметим, что в приборостроении, особенно точном, числа зубьев колес в передаче представляют собой взаимнопростые числа, и при, например, $z_1 = 100$ и $z_2 = 101$ полный цикл изменения относительного положения зубчатых колес составит 10100 оборотов колеса z_2. Следовательно, измерение F_{i0}' представляет собой довольно сложную задачу.

Кинематической погрешностью зубчатого колеса называют разность между действительным и номинальным (расчетным) углами поворота зубчатого колеса на его рабочей оси, ведомого измерительным зубчатым колесом при номинальном взаимном положении осей вращения этих колес. В стандартах под измерительным зубчатым колесом понимают зубчатое колесо повышенной точности, применяемое в качестве измерительного элемента для одно- и двухпрофильного контроля изготовляемых колес.

Наибольшей кинематической погрешностью зубчатого колеса F_{i0}' называют наибольшую алгебраическую разность значений КП зубчатого колеса в пределах его полного оборота.

Из вышеизложенного следует:

— параметры геометрии измерительного колеса должны быть идентичны параметрам (за исключением точности) парного;

— ось измерительного колеса при контроле должна совпадать с рабочей осью парного колеса.

Однако, как убедительно показано в [174], данные условия не выполняются. Эти обстоятельства создают трудности при реше-

нии задач отыскания наибольшей КП передачи по известным наибольшим КП входящих в нее зубчатых колес. Реальной задачей конструктора является, однако, обратная задача — определить наибольшие КП колес по заданной наибольшей КП передачи. Сложность ее решения усугубляется тем, что шестерня и колесо передачи существенно различаются главным образом по диаметру начальных поверхностей. Изготовить оба колеса передачи по одним и тем же степеням точности сложно, а зачастую и технологически невозможно, не говоря уже о том, что это экономически нецелесообразно [109, 110]. В подавляющем большинстве случаев степень точности обоих колес передачи назначают одинаковой, поскольку допуск на КП передачи $F_{i0}^{'}$ равен сумме допусков на КП ее зубчатых колес.

Обратимся к понятию мертвый ход. Ведущее и ведомое звенья зубчатой передачи имеют прямой и обратный ход. Пусть ведомое колесо при прямом ходе повернулось на угол φ_2. Затем изменим направление вращения и соответственно направление действия нагрузки. Ведущее звено будет вращаться, а ведомое останется неподвижным до тех пор, пока не будут выбраны боковые зазоры между зубьями, люфты в опорах и не произойдут упругие деформации в звеньях. Последние являются функциями нагрузки.

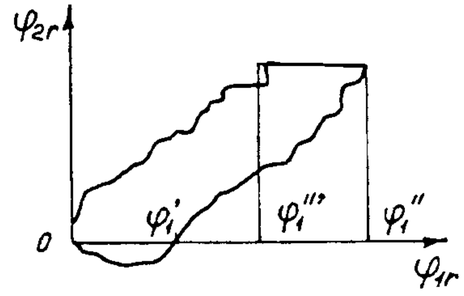


Рис. 5.1. График функции положения

Рассмотрим графики КП при прямом и обратном ходах, а также МХ передачи, изображенные на рис. 5.1.

При вращении ведущего колеса до $\varphi_1 = \varphi_1^{'}$ ведомое остается неподвижным, пока не будут выбраны зазоры в зацеплении и в подшипниках и не произойдут упругие деформации в элементах зубчатой передачи. Участок $0—\varphi_1^{'}$ графика функции положения $\varphi_{2r} = f(\varphi_{1r})$ соответствует МХ "прямого" хода, а МХ выражается углом $\Delta\varphi = \varphi_1^{'}$. На некотором произвольном угле поворота $\varphi_1 = \varphi_1^{''}$ изменим направление вращения ведущего колеса. Ведомое колесо на некоторое время остановится. Период покоя будет продолжаться до выборки зазоров в кинематических парах в направлении реверса, до полного изменения направления упругих деформаций. За указанное время ведущее колесо успеет повернуться на угол, характеризующий МХ при реверсировании передачи и определится как:

$$\Delta\varphi = \varphi_1^{''} - \varphi_1^{'''}, \qquad (5.4)$$

где $\varphi_1^{'''}$ — угол поворота ведущего колеса, при котором возобновляется вращение ведомого колеса, т.е. закончился процесс реверса обоих колес.

Применяя принцип обратимости вращения, заложенный в определении, МХ можно выразить углом поворота ведомого колеса, который оно совершает при застопоренном ведущем:

$$\Delta\varphi_2 = \Delta\varphi_1 / u\ . \qquad (5.5)$$

Таким образом МХ может быть приведен как к ведущему, так и к ведомому колесу. Однако последний метод контроля нельзя признать корректным, так как при передаче движения от большего колеса к меньшему изменится величина сил трения, а при большом передаточном числе возможно возникновение самоторможения [89].

МХ является причиной появления нежелательных автоколебательных процессов в зубчатых передачах следящих систем, в которых реверсирование происходит постоянно.

В зависимости от источников МХ разделяется на:

— кинематический МХ, определяемый зазорами в кинематических парах зубчатой передачи, то есть зазорами в зацеплении и в опорах. В полимерных или металлополимерных передачах, вследствии гигроскопичности материала колес, возможно их набухание и как следствие — изменение размеров, в частности зазоров в зацеплении. Происходит также изменение зазоров в зацеплении и опорах вследствии температурных деформаций.

— упругий МХ, определяемый упругими деформациями элементов зубчатой передачи, то есть кручением и изгибом валов, деформацией штифтов и шпонок, изгибными и контактными деформациями зубьев, деформациями подшипников, обода и ступицы колес. В полимерных и металлополимерных передачах особенно необходим учет изгибных и контактных деформаций зубьев, которыми в передачах из металлических колес обычно пренебрегают.

Обобщая вышеизложенное, можно сказать, что МХ передачи определяют зазоры в ее кинематических парах и упругие деформации ее элементов.

Мертвым ходом будем считать не передаваемый на ведомое звено ход ведущего звена, возникающий при реверсе последнего.

5.1.2. Взаимосвязь параметров точности зубчатых передач и общей теории точности механизмов

Основы общей теории точности кинематических цепей и механизмов были заложены серией публикаций Н.Г. Бруевича [91—94] и развиты его последователями Н.Е. Кобринским, В.И. Сергеевым, И.А. Греймом и др. Большой вклад в теорию точности внесли С.Т. Цуккерман [97], И.Г. Фридлендер [90, 96] и др.

Основными понятиями общей теории точности механизмов являются понятия о первичных и конечных погрешностях, о погрешностях положения, перемещения и передаточного отношения.

Нормирование точности зубчатых колес и передач базируется на теоретических положениях работ Н.А. Калашникова [88, 95], развитых и дополненных работами Б.А. Тайца и А.А. Архангельского [124]. В этих работах термины общей теории точности не используются, вводятся некоторые специальные термины, характеризующие точность зубчатых колес и передач, в том числе и столь важный термин, как кинематическая погрешность колес и передач. В явном виде состношение терминов общей теории точности и точности зубчатых передач не приводится. Отсюда и неоднозначно толкование этой связи в технической литературе [6, 98—104].

В работе [6] отмечается, что обычно мертвый ход в ошибку перемещения механизма не входит, а в работе [101] вводят понятие суммарной погрешности, в которую наряду с ошибками считывания и ввода угла поворота входят и ошибки перемещения — КП и МХ. В работе [102] КП и МХ относят к погрешностям положения (рис. 5.2).

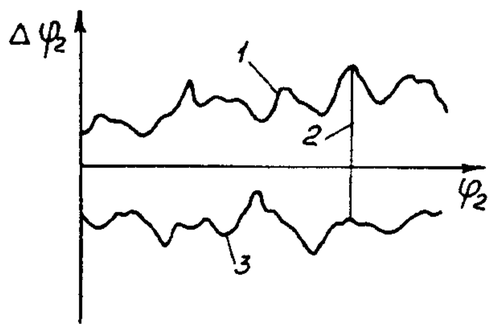


Рис. 5.2. Погрешность положения: *1* — кинематическая погрешность прямого хода; *2* — погрешность положения; *3* — кинематическая погрешность обратного хода

Погрешность положения ведомого звена механизма — разность положений ведомых звеньев реального и идеального механизма при одном и том же положении ведущего звена [91—94]. Погрешность положения механизма недостаточно полно характеризует точность механизма, так как она связана с дискретными его положениями [6]. Погрешность положения понимается как функция — разность функций положений реального и идеального механизмов — и наиболее полно характеризует точность исследуемого механизма.

Погрешность перемещения механизма — разница в перемещениях ведомых звеньев реального и идеального механизмов при одном и том же перемещении их ведущих звеньев [91—94]. Ее можно охарактеризовать как разность погрешностей положения механизма при текущем и начальном положениях его ведущего звена. Погрешность положения механизма часто не монотонна и в этом случае знание погрешности перемещения не может полно характеризовать точность механизма. Необходимо знание максимального значения ошибки в заданном диапазоне перемещений [104].

Погрешность передаточного отношения — разность передаточных отношений реального и идеального механизмов.

Реальные условия контроля не позволяют фиксировать с необходимой точностью начальные и конечные положения колес. В дальнейшем будем трактовать и КН, и МХ как погрешность перемещения.

Кинематическая погрешность — погрешность углового перемещения [89], а *кинематический мертвый ход* — разность кинематических погрешностей прямого и обратного хода [89], т.е. также погрешность перемещения [105].

5.2. СИСТЕМА НОРМИРОВАНИЯ ТОЧНОСТИ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

5.2.1. Нормирование кинематической точности

Стандарты зубчатых передач (ГОСТ 9178—81, ГОСТ 1643—81, ГОСТ 9774—81, ГОСТ 3675—81, ГОСТ 9368—81, ГОСТ 1758—81, ГОСТ 12506—81, ГОСТ 10242—81) разделяют показатели точности и бокового зазора, определяющие эксплуатационные характеристики зубчатых передач, на четыре группы: кинематическую точность, плавность работы, контакт зубьев и боковой зазор. По нормам первых трех групп зубчатые колеса и передачи разделяются на 12 степеней точности, обозначаемых в порядке убывания точности от 3 до 12 (первые две степени предназначены для перспективы).

Кинематическая погрешность передачи, колебания бокового зазора и погрешности, определяющие контакт зубьев, носят функциональный характер. Их значения меняются в зависимости от положения колес и направления вращения колес в передаче. В табл. 5.1 приведен перечень стандартов на допуски мелкомодульных зубчатых передач и диапазоны изменения основных параметров.

Таблица 5.1. **Перечень стандартов на допуски мелкомодульных зубчатых передач**

Вид передачи	Номер стандарта	m, мм	d^*_{max}, мм
Цилиндрическая	9178—81	от 0,1 до 0,5 св. 0,5 до <1	200 400
Реечная	13506—81	от 0,1 до <1	40
Коническая	9368—81	от 0,1 до <1	200
Червячная цилиндрическая	9774—81	от 0,1 до 0,5 св. 0,5 до <1	200 400

Примечание: 1. Указанные стандарты распространяются на передачи с исходным контуром по ГОСТ 9587—81.

* Наибольший делительный диаметр (для реечной передачи — рабочая ширина зубчатой рейки).

Зубчатой передачей в указанных стандартах называются: пара зубчатых колес, зубчатое колесо и рейка, червяк и червячное колесо, установленные на их рабочих осях (для рейки — рабочая базовая поверхность) и находящиеся в зацеплении.

Нормы кинематической точности регламентируют наибольшую погрешность функции перемещения, т.е. погрешность угла поворота, для зубчатого колеса — в пределах его оборота, для передачи — за полный цикл изменения относительного положения зубчатых колес (для реечных передач — при перемещении рейки на заданную длину). Значение и характер кинематических погрешностей являются определяющими для зубчатых передач точных кинематических цепей, отсчетных и делительных механизмов и планетарных передач.

Нормы плавности работы регламентируют циклические погрешности, составляющие полной погрешности угла поворота зубчатого колеса, многократно повторяющиеся за один оборот колеса. Такие погрешности наиболее важны для точных отсчетных и делительных устройств, высокоскоростных передач, механизмов, обеспечивающих высокую плавность перемещения.

Нормы контакта определяют полноту прилегания рабочих поверхностей зубьев сопряженных колес в передаче, что наиболее существенно для тяжелонагруженных передач, но не характерно для полимерных и металлополимерных передач. Для передач точных приборов, как правило малонагруженных, полнота прилегания не является существенной. Ввиду малой ширины венцов зубчатых колес такой показатель контакта зубьев, как суммарное пятно контакта, в точном приборостроении практически применяется редко.

Нормы кинематической точности, плавности работы и контакта в зависимости от условий работы передачи допускается назначать по правым и левым профилям из разных степеней точности, при этом снижение требований точности к менее ответственным либо нерабочим боковым поверхностей зубьев не должно превышать двух степеней точности. Это положение стандартов естественно не распространяется на те нормы, которые относятся к обоим профилям зуба, — на радиальное биение, колебание измерительного межосевого расстояния и т.д.

5.2.2. Нормирование бокового зазора

Боковой зазор передачи регламентируется видом сопряжения и видом допуска на боковой зазор. Для мелкомодульных передач установлено пять видов сопряжения: H, G, F, E, D — и четыре вида допуска на боковой зазор: h, g, f, e (последний соответствует видам сопряжения E и D) (рис. 5.3). Для передач с модулем $m = 1$ мм и $m > 1$ мм установлены шесть видов сопряжения: H, E, D, C, B, A — и восемь видов допуска на боковой зазор: h, d, c, b, a, x, y, z (первый соответствует видам сопряжения H и E, три последние — не связаны с определенным видом сопряжения) (рис. 5.4).

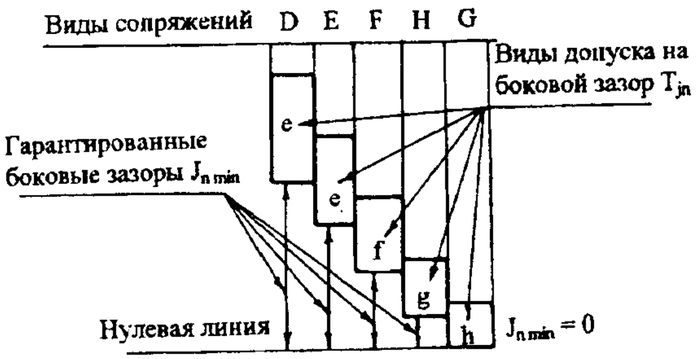


Рис. 5.3. Виды сопряжений и виды допуска на боковой зазор для мелкомодульных передач

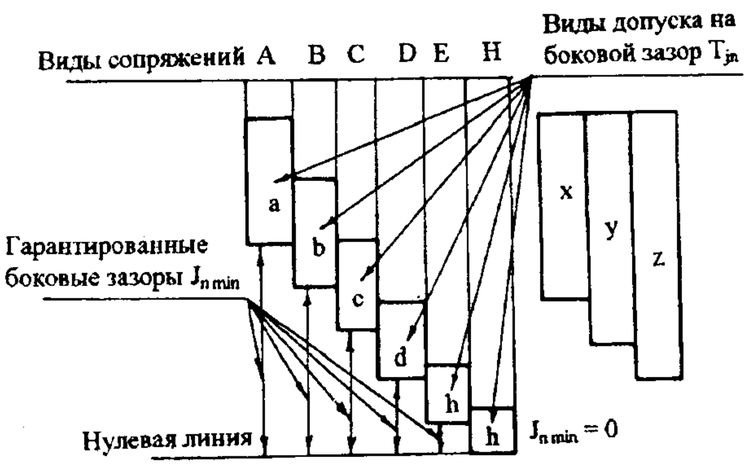


Рис. 5.4. Виды сопряжений и виды допуска на боковой зазор для передач с модулем $m > 1$

Нормы бокового зазора регламентируют гарантиро-

ванный минимальный боковой зазор и возможные пределы колебания его значения. Гарантированный боковой зазор исключает возможность заклинивания передачи при нагреве, обеспечивает условия смазки зубьев.

Для полимерных и металлополимерных передач, обладающих высокими антифрикционными свойствами, величина этого параметра может быть снижена, что приводит к уменьшению бокового зазора, а следовательно, к повышению точности при реверсе. С другой стороны указанные передачи имеют больший коэффициент линейного расширения, чем металлические, и как следствие появляется требование к увеличению гарантированного бокового зазора, что может отрицательно сказаться на точности реверсивных передач. Отсюда необходим расчет итоговой величины необходимого гарантированного бокового зазора (см. главу 2).

Для нерегулируемых передач установлены пять классов отклонений межосевого расстояния, обозначаемых в порядке убывания точности римскими цифрами от II до VI. Гарантированный боковой зазор в каждом сопряжении обеспечивается при соблюдении предусмотренных классов отклонений межосевого расстояния. При этом II класс отклонений межосевого расстояния обеспечивает сопряжение H, III — G, IV — F, V — E, VI — D соответственно. Допускается изменять соответствие между видом сопряжения и классом отклонений межосевого расстояния.

Принципиально виды сопряжений зубчатых колес в передаче не зависят от точности изготовления, однако стандарты дают рекомедации в этой связи, которые приведены в табл. 5.2 для цилиндрических передач и в табл. 5.3 — для реечных.

Таблица 5.2. **Рекомендуемое соотношение видов сопряжения цилиндрических колес в передаче и степеней точности по нормам плавности**

m, мм	Степень точности по норме плавности	Вид сопряжения колес в передаче
от 0,1 до 0,5	3—10	D, E
св. 0,5 до <1	3—12	
от 0,1 до <1	3—10	F
	3—8	G
	3—7	H

Таблица 5.3. **Рекомендуемое соотношение видов сопряжения реечных передач и степеней точности**

m, мм	Степень точности передачи	Вид сопряжения реечных передач
от 0,1 до 0,5 св. 0,5 до <1	4—10 4—12	D
св. 0,5 до <1	4—12	E
св. 0,5 до <1	4—10	F
св. 0,5 до <1	4—8	G
св. 0,5 до <1	4—7	H

5.2.3. Замечания по использованию норм точности

В стандартах ЕСКД принято правило, согласно которому на рабочих чертежах изделий указываются допуски и предельные отклонения, которым изделия должны соответствовать перед сборкой (ГОСТ 2.109—73). Стандарты на допуски зубчатых передач устанавливают требования к точности зубчатых колес относительно их рабочих осей, т.е. нормы, которым изделия должны соответствовать после сборки передачи, хотя и допускают установление требований к точности зубчатых колес относительно другой оси (поверхности для случая рейки), не совпадающей с рабочей.

Рассматриваемые стандарты вследствии двойственности назначения (нормируется одними и теми же документами как точность элементов передач, так и самих передач в целом) допускают два варианта нормирования точности зубчатых колес, что влечет за собой два возможных варианта оформления чертежей и организации производства в целом [106].

В первом варианте нормы точности и бокового зазора устанавливаются по стандартам относительно измерительных баз зубчатого колеса, а точность и боковой зазор передачи определяются с учетом погрешностей, вносимых изменением баз.

Во втором варианте изготовление зубчатых колес осуществляется по уменьшенным по сравнению с нормируемыми стандартами для передач производственным допускам.

Использование обоих вариантов затрудняется отсутствием стандартных методик учета погрешностей монтажа при переходе от колеса к передаче [87, 106, 107].

На практике в подавляющем большинстве случаев приведенные в стандартах параметры точности относительно рабочих осей

без малейших изменений переносятся на рабочие чертежи зубчатых и червячных колес, червяков, реек и др. и в соответствии с ЕСКД эти параметры относятся уже к базовой оси. Все дальнейшие переходы к технологическим осям и осям, используемым при контроле, никоим образом не учитываются какими-либо изменениями параметров точности. Именно эта практика лежит в основе расчетов КП и МХ кинематических цепей в ГОСТ 21098—82, где минимальные значения КП и МХ определяют по параметрам точности взятым из стандартов и приведенным в рабочих чертежах деталей, а при расчете максимальных значений КП и МХ учитывают монтажные погрешности. Таким образом, существенное противоречие между, к примеру, ГОСТ 9178—81 и ГОСТ 21098—82 не приводит к каким-то серьезным затруднениям в практике изготовления зубчатых колес и передач, однако степень точности передач получается значительно более низкой, чем степень точности составляющих их колес. Точность передач как правило не контролируется, а имеющиеся методики расчета параметров точности передач по заданным параметрам точности их элементов (включая неподвижное звено, подшипники и т. д.) используются редко.

Указанные здесь особенности использования стандартов связаны с принципиальным их недостатком — отсутствием четкого указания обьекта взаимозаменяемости. Таким обьектом может быть передача в целом или ее отдельные элементы — колеса, подшипниковые втулки, валы и т. п. Это обстоятельство особенно важно для точного приборостроения: замена одних подшипников другими, хотя и того же типоразмера, но другого класса точности, изменит степень точности передачи по всем нормам точности.

Указанные выше неудобства в использовании действующих стандартов потребовали создания отраслевых стандартов, нормирующих погрешности изготовления отдельно взятых колес — ОСТ 1.41667—77, ОСТ 1.41671—77 (для авиационного приборостроения), ОСТ 5.8686—84 (для судового приборостроения).

Ведутся работы по созданию методик расчета монтажных погрешностей [107], некоторые из которых будут рассмотрены в данной главе.

Следующий важнейший недостаток стандартов связан с тем, что нормируется лишь верхняя граница допуска. Неизвестны ни нижняя граница, ни закон (характеристика) распределения параметров точности внутри поля допуска. Поэтому важны результаты исследований [175] по экспериментальному (статистическому) определению границ и законов либо характеристик распределения параметров точности как зубчатых колес, так и других элементов передач, без чего невозможно прогнозирование точности передач, кинематических цепей и редукторов. Существующие стандарты не дают возможности осуществлять вероятное суммирование погрешностей элементов передач для определения погрешности передачи, погрешностей передач — для определения погрешности кинематической цепи.

Стандарты регламентируют нормы точности и бокового зазора для основных видов зубчатых передач, классифицируя их по взаимному расположению осей. Однако для многих широко распространенных передач, различающихся по виду главной поверхности зуба, нормы точности не регламентированы (цилиндрические передачи с зацеплением Новикова, глобоидные, червячные передачи типа ZT [108] и т. п.).

При установлении вида сопряжения изготовленной передачи проявляется неопределенность существующей системы стандартов. Так, действительное значение бокового зазора представляет собой некоторую зону разброса параметров, и по результатам измерений передачу можно отнести не только к одному виду сопряжений с несколькими видами допуска на боковой зазор, но и нескольким сопряжениям, каждое из которых имеет несколько видов допуска на боковой зазор (рис. 5.5). Для определенности необходимо ввести дополнительный критерий. Например, наибольшее приближение середины зоны разброса к середине величины допуска на боковой зазор [109].

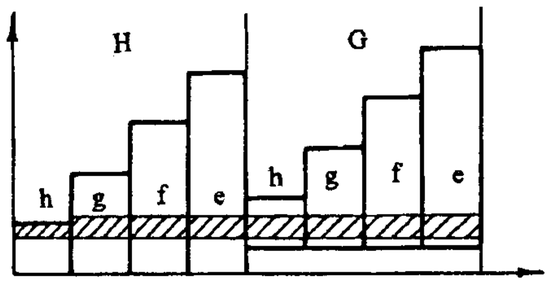


Рис. 5.5. К выбору вида сопряжения и вида допуска на боковой зазор

На практике в авиастроении применяют лишь вид сопряжения B, в приборостроении наиболее часто используют вид сопряжения F (в стандартах есть указание, что виды сопряжения H и G в нерегулируемых передачах могут привести к заклиниванию).

Технологически обосновано объединение в передачу колес разной степени точности, что подтверждается и некоторыми расчетами [110].

5.2.4. Примеры условного обозначения передач

Пример условного обозначения точности цилиндрической передачи со степенью точности 7 по всем трем нормам с видом сопряже-

ния колес G и соответствием между видом сопряжения и видом допуска на боковой зазор, а также между видом сопряжения и классом отклонений межосевого расстояния имеет следующий вид:

7-G ГОСТ 9178—81.

При комбинировании норм разных степеней точности и изменении соответствия между видом сопряжения и видом допуска на боковой зазор, но при сохранении соответствия между видом сопряжения и классом отклонений межосевого расстояния, точность зубчатых передач обозначается последовательным написанием трех цифр и двух букв, где первая цифра обозначает степень точности по норме кинематической точности, вторая — по норме плавности и третья — по нормам контакта зубьев; первая из букв — вид сопряжения, вторая — вид допуска на боковой зазор. Цифры между собой и от слитно пишущихся букв разделяются тире. В случае, когда на одну из норм не задается степень точности, вместо соответствующей цифры указывается буква N. При выборе более грубого класса точности отклонений межосевого расстояния, чем предусмотрено для данного вида сопряжения, в условном обозначении точности передачи указывается принятый класс и рассчитанный по формуле уменьшенный гарантированный боковой зазор:

$$j'_{n\min} = j_{n\min} - 0{,}68([f'_a] - [f_a]), \qquad (5.6)$$

где $j_{n\min}$, f_a — табличные значения гарантированного бокового зазора и предельного отклонения межосевого расстояния для данного вида сопряжения согласно ГОСТ 9178—81; f'_a — отклонение межосевого расстояния для более грубого класса; $j'_{n\min}$ — рассчитанный гарантированный боковой зазор.

Пример условного обозначения точности передачи со степенью точности 7 по всем нормам, видом сопряжения зубчатых колес F, видом допуска на боковой зазор *e* и классом отклонений межосевого расстояния V (при a_w = 45 мм, $j'_{n\min}$ = 4 мкм):

7 - Fe / V - 4 ГОСТ 9178—81.

При принятии более точного класса отклонений межосевого расстояния наименьший боковой зазор в передаче будет больше

j_n, указанного в стандарте. Его значение может не указываться в условном обозначении.

Пример условного обозначения точности реечной передачи, состоящей из зубчатого колеса с 8-й степенью точности по нормам кинематической точности, 7-й — по нормам плавности и контакта зубьев, с видом сопряжения G, видом допуска на боковой зазор *f*, и рейки со степенями точности 9-8-8, видом сопряжения G и видом допуска на боковой зазор *f* при соответствии между видом сопряжения и классом отклонения межосевого расстояния:

$$\frac{\text{8–7–7–Gf ГОСТ 9178—81}}{\text{9–8–8–Gf ГОСТ 13506—81}}.$$

Пример условного обозначения точности червячной передачи, в которой червяк выполнен по 7-й степени точности по всем нормам, цилиндрическое колесо — по 6-й степени, вид сопряжения элементов передачи G при соответствии между видом сопряжения и видом допуска на боковой зазор:

$$\frac{\text{7–G ГОСТ 9774—81}}{\text{6–G ГОСТ 9178—81}}.$$

Для червячных передач с углом профиля исходного червяка α, не равным 20°, допуск на радиальное биение витка червяка f_r, допуск на колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе f''_i, а также предельные значения межосевого расстояния f_a должны быть умножены на коэффициент, равный отношению sin 20°/sin α.

Виды сопряжений передач с нерегулируемым расположением осей, состоящих из цилиндрического червяка и цилиндрического прямо- или косозубого колеса, даны в табл. 5.4.

Таблица 5.4. **Виды сопряжений передач с нерегулируемым расположением осей, состоящих из цилиндрического червяка и цилиндрического колеса**

Элемент передачи	Вид сопряжения				
Червяк по ГОСТ 9774—81	D	E	F	G	H
Колесо по ГОСТ 9178—81	H				
Передача из червяка и колеса	D		E	F	

Примечания: 1. Гарантированные боковые зазоры увеличиваются примерно на 15% по отношению к установленным для червячной опоры.
2. Таблица составлена по данным справочника [106].

5.3. РАСЧЕТ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПОГРЕШНОСТИ

5.3.1. Общие положения

Кинематическую погрешность колеса определяют по следующим формулам стандартов на допуски зубчатых, червячных и реечных передач:

$$F_i' = F_p + f_f , \tag{5.7}$$

$$F_i' = F_r + F_{vw} , \tag{5.8}$$

$$F_i' = F_i'' - f_i'' + F_{vw} , \tag{5.9}$$

где F_p — накопленная погрешность шага; f_f — погрешность профиля зуба; F_r — радиальное биение зубчатого венца; F_{vw} — колебание длины общей нормали; F_i'' — колебание измерительного межосевого расстояния за один оборот колеса; f_i'' — местная КП.

Необходимо отметить, что результаты расчетов по формулам (5.7)—(5.9) не являются тождественными, что и отражено на рис. 5.6.

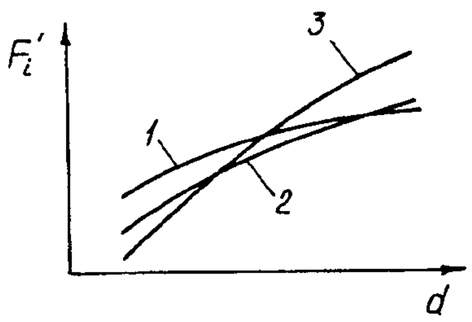


Рис. 5.6. К расчету кинематической погрешности по формулам (5.7) — линия *1*; (5.8) — линия *2*; (5.9) — линия *3*

КП оценивает точность зубчатых передач отсчетных и делительных устройств, работающих с ограниченным углом поворота колес при одностороннем вращении. Согласно ГОСТ 21098—82 ее рассчитывают вероятностным методом или методом максимума-минимума. Необходимо отметить, что все вышеизложенное относится к металлическим колесам, изготовляемым зубофрезерованием методом обката [111, 112].

При изготовлении колес для металлополимерных и полимерных передач необходимо вынужденно использовать неадекватные формулы, выведенные для металлических колес и их технологических методов обработки, что приводит к определенной недостоверности получаемого результата.

Между тем при изготовлении зубчатых колес по новым высокопроизводительным технологиям, исключающим механическую обработку (пластическое деформирование, прессование, литье

под давлением и др.), структура источников погрешностей будет полностью или частично отличаться от таковой при зубонарезании. Большое влияние будет оказывать метод образования зубьев у матриц. Если последние изготовляют зубодолблением, то они переносят погрешности метода зубообработки на литые колеса. При получении матриц методом электроэрозионной обработки традиционные погрешности полностью исключаются [17].

Методы расчета, изложенные в ГОСТ 21098—82, могут быть использованы лишь для нерегулируемых передач. Однако, как указано в работе [87], в приборостроении редко применяют такого рода конические и червячные передачи. Широко применяют в точных приборах регулируемые цилиндрические зубчатые передачи. Эти передачи не могут быть адекватно рассчитаны по имеющимся стандартам, что требует разработки специальных методик.

5.3.2. Расчет КП по методу максимума-минимума

Предельные значения КП вычисляют по формулам ГОСТ 21098—82:
для цилиндрических и конических передач

$$\delta\varphi_{\min} = K_1 K_s (F_{i1}' + F_{i2}') ; \tag{5.10}$$

$$\delta\varphi_{\max} = K \left[\sqrt{(F_{i1}')^2 + E_{\Sigma M1}^2} + \sqrt{(F_{i2}')^2 + E_{\Sigma M2}^2} \right] ; \tag{5.11}$$

для червячных цилиндрических передач

$$\delta\varphi_{\min} = K_1 \left[0{,}7 \, (f_{hk} + f_{f1}) + F_{i2}' \right] ; \tag{5.12}$$

$$\delta\varphi_{\max} = 0{,}8 \left[\sqrt{(f_{hk} + f_{f1})^2 + E_{\Sigma M1}^2} + \sqrt{(F_{i2}')^2 + E_{\Sigma M2}^2} \right] ; \tag{5.13}$$

для реечных передач

$$\delta\varphi_{\min} = K_1 K_s (F_{i1}' + F_{i2}') ; \tag{5.14}$$

$$\delta\varphi_{\max} = K \left[\sqrt{(F_{i1}')^2 + E_{\Sigma M1}^2} + F_{i2}' \right] , \tag{5.15}$$

где K_s и K — коэффициенты фазовой компенсации (табл. 5.5), K_1 — коэффициент, зависящий от вида и степени точности передачи (табл. 5.6). Если выходное колесо передачи совершает менее одного оборота, КП умножается на коэффициент K_φ [113]:

5.3. РАСЧЕТ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПОГРЕШНОСТИ

5.3.1. Общие положения

Кинематическую погрешность колеса определяют по следующим формулам стандартов на допуски зубчатых, червячных и реечных передач:

$$F_i' = F_p + f_f , \tag{5.7}$$

$$F_i' = F_r + F_{vw} , \tag{5.8}$$

$$F_i' = F_i'' - f_i'' + F_{vw} , \tag{5.9}$$

где F_p — накопленная погрешность шага; f_f — погрешность профиля зуба; F_r — радиальное биение зубчатого венца; F_{vw} — колебание длины общей нормали; F_i'' — колебание измерительного межосевого расстояния за один оборот колеса; f_i'' — местная КП.

Необходимо отметить, что результаты расчетов по формулам (5.7)—(5.9) не являются тождественными, что и отражено на рис. 5.6.

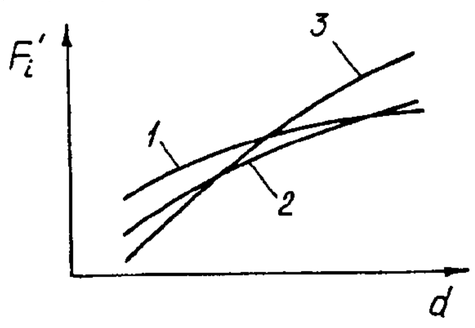


Рис. 5.6. К расчету кинематической погрешности по формулам (5.7) — линия *1*; (5.8) — линия *2*; (5.9) — линия *3*

КП оценивает точность зубчатых передач отсчетных и делительных устройств, работающих с ограниченным углом поворота колес при одностороннем вращении. Согласно ГОСТ 21098—82 ее рассчитывают вероятностным методом или методом максимума-минимума. Необходимо отметить, что все вышеизложенное относится к металлическим колесам, изготовляемым зубофрезерованием методом обката [111, 112].

При изготовлении колес для металлополимерных и полимерных передач необходимо вынужденно использовать неадекватные формулы, выведенные для металлических колес и их технологических методов обработки, что приводит к определенной недостоверности получаемого результата.

Между тем при изготовлении зубчатых колес по новым высокопроизводительным технологиям, исключающим механическую обработку (пластическое деформирование, прессование, литье под давлением и др.), структура источников погрешностей будет полностью или частично отличаться от таковой при зубонарезании. Большое влияние будет оказывать метод образования зубьев у матриц. Если последние изготовляют зубодолблением, то они переносят погрешности метода зубообработки на литые колеса. При получении матриц методом электроэрозионной обработки традиционные погрешности полностью исключаются [17].

Методы расчета, изложенные в ГОСТ 21098—82, могут быть использованы лишь для нерегулируемых передач. Однако, как указано в работе [87], в приборостроении редко применяют такого рода конические и червячные передачи. Широко применяют в точных приборах регулируемые цилиндрические зубчатые передачи. Эти передачи не могут быть адекватно рассчитаны по имеющимся стандартам, что требует разработки специальных методик.

5.3.2. Расчет КП по методу максимума-минимума

Предельные значения КП вычисляют по формулам ГОСТ 21098—82:
для цилиндрических и конических передач

$$\delta\varphi_{\min} = K_1 K_s (F_{i1}' + F_{i2}') ; \tag{5.10}$$

$$\delta\varphi_{\max} = K\left[\sqrt{(F_{i1}')^2 + E_{\Sigma M1}^2} + \sqrt{(F_{i2}')^2 + E_{\Sigma M2}^2}\right] ; \tag{5.11}$$

для червячных цилиндрических передач

$$\delta\varphi_{\min} = K_1 \left[0{,}7\ (f_{hk} + f_{f1}) + F_{i2}'\right] ; \tag{5.12}$$

$$\delta\varphi_{\max} = 0{,}8\left[\sqrt{(f_{hk} + f_{f1})^2 + E_{\Sigma M1}^2} + \sqrt{(F_{i2}')^2 + E_{\Sigma M2}^2}\right] ; \tag{5.13}$$

для реечных передач

$$\delta\varphi_{\min} = K_1 K_s (F_{i1}' + F_{i2}') ; \tag{5.14}$$

$$\delta\varphi_{\max} = K\left[\sqrt{(F_{i1}')^2 + E_{\Sigma M1}^2} + F_{i2}'\right] , \tag{5.15}$$

где K_s и K — коэффициенты фазовой компенсации (табл. 5.5), K_1 — коэффициент, зависящий от вида и степени точности передачи (табл. 5.6). Если выходное колесо передачи совершает менее одного оборота, КП умножается на коэффициент K_φ [113]:

Таблица 5.5. **Коэффициенты фазовой компенсации**

Коэффициенты	Передаточные числа u (свыше и до номинала включительно)											
	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5
	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	
K	0,98	0,85	0,83	0,93	0,97	0,96	0,96	0,96	0,98	0,96	0,97	0,98
K_s	0,30	0,76	0,75	0,74	0,75	0,80	0,90	0,87	0,75	0,88	0,94	0,99

Таблица 5.6. **Значение коэффициента K_1**

Степень точности	Передача	
	цилиндрическая	коническая
7—8	0,71	0,72
остальные	0,62	0,67

$$K_\varphi = 0{,}5\,[\sin(0{,}5\varphi - 90°) + 1], \qquad (5.16)$$

где φ — угол поворота выходного колеса передачи; при любом числе полных оборотов $K_\varphi = 1$; F_{i1}', F_{i2}' — допуски на наибольшие КП ведущего и ведомого колес; $E_{\Sigma M1}'$, $E_{\Sigma M2}'$ — суммарные приведенные погрешности монтажа шестерни и колеса в передаче (расчет их приведен в 5.3.5 и 5.3.6); f_{f1}, f_{f2} — допуски на погрешность профиля колес (витка червяка); f_{hk} — допуск на погрешность винтовой линии на длине нарезанной части червяка, 1, 2 — индексы, относящиеся к шестерне (к червяку) и к колесу.

Допуски определяют из соответствующих стандартов в мкм.

Значение КП в угловых единицах определяют по формуле:

$$\delta\varphi = \frac{2F_{i0}'}{d}\ \text{рад} = 6{,}88\,\frac{F_{i0}'}{d}\ \text{угл. мин.}, \qquad (5.17)$$

где d — диаметр делительной окружности ведомого колеса; F_{i0}' — максимальное значение КП передачи.

Значение КП для цепи имеет следующий вид [114]:

$$\delta\varphi_\Sigma = \sum_{j=1}^{n} \xi_j\,\delta\varphi_{\max j}, \qquad (5.18)$$

где $\delta\varphi_{\max j}$ — максимальная КП j-той передачи; ξ_j — передаточный коэффициент, приводящий КП от j-той до выходной n-й передачи, определяемый по формуле:

$$\xi_j = \prod_i z_i \Big/ \prod_j z_j\,. \qquad (5.19)$$

Здесь z_i, z_j — число зубьев соответственно ведущих и ведомых колес в передачах (для червяка — число заходов), i, j — индексы, относящиеся к ведущим и ведомым колесам передач.

5.3.3. Нестандартная методика расчета КП

В работе [32] приведена нестандартная методика расчета КП по методу максимума. Минимальная КП колес и механизма принята равной 0.

Максимальную КП зубчатого механизма, приведенную к его выходному валу, определяют по формуле

$$F_{i\varphi\Sigma}' = \sum \frac{F_{i\varphi(p)}'}{i_{n,p}}\,,\ \text{угл. ед.} \qquad (5.20)$$

Минимальную КП передачи, приведенную к выходному колесу, определяют по формуле (5.10).

Максимальная КП передачи на делительной окружности колес (мкм)

$$F_{i0}' = F_{i1}' + F_{i2}'\,. \qquad (5.21)$$

Допуск на КП цилиндрических, конических и червячных колес

$$F_i' = F_p + f_f\,, \qquad (5.22)$$

где F_p — накопленная погрешность шага, мкм, f_f — погрешность профиля зуба, мкм.

Допуск на КП червяка численно равен допуску на местную КП червячной передачи (ГОСТ 9774—81). Допуск на КП конического колеса определяют, прибавляя к табличным значениям поправку (табл. 5.7, ограничение ГОСТ 9368—81).

Таблица 5.7. **Значения поправок к табличным значениям допуска на КП конического колеса**

Степень точности	$m \le 0{,}5$	0,5мм $< m <$ 1,0 мм
6-я	4 мкм	5 мкм
7-я	5 мкм	6 мкм
8-я	6 мкм	9 мкм

5.3.4. Расчет КП по вероятностному методу

КП кинематической цепи определяют по формуле [114]:

$$\delta_{\varphi\Sigma p} = \sum_{j=1}^{n} \xi_j E_{Vj} + t_1 \sqrt{\sum_{j=1}^{n} (\xi_j,\ V_j)^2} \ . \qquad (5.23)$$

Здесь E_{Vj} — координата середины поля рассеяния КП j-й передачи, которую определяют по формуле:

$$E_{Vj} = 0{,}5\ (\delta\varphi_{\max j} + \delta\varphi_{\min j})\ ; \qquad (5.24)$$

ξ_j — передаточный коэффициент, определяемый по формуле (5.19),
t_1 — коэффициент, зависящий от процента риска (табл. 5.8—5.10),
V_j — поле рассеяния КП j-й передачи, определяемой как

$$V_j = \delta\varphi_{\max j} - \delta\varphi_{\min j}\ . \qquad (5.25)$$

Значения предельных величин КП передач в угловых единицах, фигурирующие в формулах (5.24), (5.25), определяют из зависимости (5.17).

Вероятностное значение КП кинематической цепи, состоящей из одной передачи, стандарт определяет как

$$\delta\varphi_{\max p} = K_p \delta\varphi_{\max}\ . \qquad (5.26)$$

Здесь K_p — вероятностный коэффициент, зависящий от процента риска, выбранного для расчета; его определяют для червячной

Таблица 5.8. **Вероятностные коэффициенты K_p, t_1 для червячной передачи**

Процент риска p, %	10	4,5	1,0	0,27
Коэффициент t_1	0,26	0,35	0,48	0,57
Коэффициент K_p	0,87	0,89	0,92	0,93

Таблица 5.9. **Вероятностный коэффициент риска K_p для реечной передачи**

Процент риска p, %	Приведенное передаточное число (свыше и до номинала включительно)												
	0,25	0,50	0,75	1,00	1,25	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50	2,75	3,00	3,25
	0,50	0,75	1,00	1,25	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50	2,75	3,00	3,25	
	K_p												
10	0,81	0,83	0,75	0,70	0,86	0,86	0,86	0,81	0,84	0,91	0,82	0,86	0,91
4,5	0,85	0,87	0,77	0,76	0,88	0,88	0,84	0,84	0,90	0,93	0,86	0,90	0,94
1,0	0,88	0,89	0,78	0,78	0,89	0,89	0,86	0,86	0,93	0,95	0,88	0,99	0,96
0,27	0,90	0,95	0,80	0,80	0,95	0,95	0,88	0,87	0,98	0,92	0,90	0,95	0,95

Таблица 5.10. **Вероятностный коэффициент риска K_p для зубчатых передач**

Процент риска p, %	Приведенное передаточное число (свыше и до номинала включительно)											
	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5
	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	
	K_p											
10	0,92	0,78	0,73	0,88	0,82	0,82	0,80	0,82	0,90	0,88	0,91	0,94
4,5	0,95	0,83	0,81	0,91	0,92	0,91	0,88	0,92	0,94	0,94	0,94	0,96
1,0	0,96	0,84	0,82	0,92	0,95	0,95	0,94	0,95	0,97	0,95	0,96	0,96
0,27	0,98	0,85	0,83	0,93	0,97	0,96	0,96	0,96	0,98	0,96	0,97	0,98

передачи из табл. 5.8, для реечной — из табл. 5.9, а для остальных передач — из табл. 5.10.

5.3.5. Расчет суммарной приведенной погрешности монтажа

Суммарную приведенную погрешность монтажа цилиндрических, конических и червячных колес рассчитывают по формуле [114]:

$$E_{\Sigma M} = \left\{ \left[\frac{e_r}{\cos \alpha_t} \right]^2 + (e_a \operatorname{tg} \beta)^2 \right\}^{1/2}\ , \qquad (5.27)$$

где e_r — монтажное радиальное биение

$$e_r = 0{,}85 \sqrt{\sum_{i=1}^{n} e_i^2} \ ; \qquad (5.28)$$

e_a — монтажное осевое биение

$$e_a = 0{,}85 \sqrt{\sum_{j=1}^{m} e_j^2} \ . \qquad (5.29)$$

Здесь $\alpha = 20°$ — угол профиля колеса; β — делительный угол наклона линии зуба (для конических колес — к образующей начального конуса, для прямозубого колеса $\beta = 0°$); e_i и e_j — допуски на погрешности, создающие первичные биения колеса, соответственно радиальные и осевые; n и m — число погрешностей, создающих биения колеса, соответственно радиальные и осевые.

Для цилиндрических червяков приведенная монтажная погрешность определяется по формуле:

$$E_{\Sigma M} = 1{,}2 \sqrt{e_a^2 + \left[\frac{e_r \operatorname{tg} \lambda}{\cos \alpha_t}\right]^2} \ , \qquad (5.30)$$

где e_r и e_a — биение витков, соответственно радиальное и осевое; α_s — торцовый угол профиля; λ — делительный угол подъема линии витка червяка.

Параметры e_r и e_a рассчитывают, исходя из данных рабочих чертежей деталей, по методикам, которые не стандартизованы и применяются в соответствующих отраслях.

При определении e_r не учитывается коэффициент, приводящий e_i в плоскость колеса, что приводит к завышению искомых значений [115].

5.3.6. Уточненный расчет суммарной приведенной погрешности монтажа передачи

Ниже излагается инженерная методика расчета монтажного радиального биения зубчатого колеса, которая создана на основе работ [110, 115—117].

Монтажное радиальное биение зубчатого венца (РБЗВ) колеса равна

$$e_r = F_{rs} + F_{rst} + F_{rRi} \ , \qquad (5.31)$$

где F_{rs} — РБЗВ, вызванное максимальным посадочным зазором в соединении колесо-вал, мкм; F_{rst} — РБЗВ, вызванное относительным биением посадочных мест колеса и подшипника на валу, мкм, (табл. 5.12 ГОСТ 24643—81); F_{rRi} — РБЗВ, вызванное биением дорожки качения внутреннего кольца шарикоподшипника R_i, мкм.

Последнее слагаемое в формуле (5.31) определяют как

$$F_{rRi} = R_{i1} (1 + l/L) + R_{i2} (l/L) \ , \text{ мкм}, \qquad (5.32)$$

где R_i — радиальное биение дорожки качения внутреннего кольца шарикоподшипника (индекс 1 относится к ближайшему от колеса подшипнику при консольном их расположении), мкм (ГОСТ 520—89); l — расстояние между средними плоскостями зубчатого венца и ближайшей к нему опоры, мм; L — расстояние между средними плоскостями опор, мм (рис. 5.7).

При одинаковом типоразмере и точности шарикоподшипников формула (5.32) преобразуется к виду

$$F_{rRi} = R_i (1 + 2l/L), \text{ мкм}. \qquad (5.33)$$

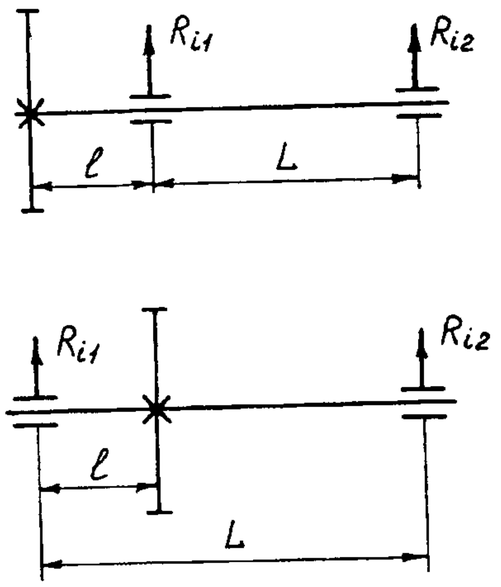


Рис. 5.7. Варианты взаимного расположения зубчатого колеса и опор вала: *а* — между опорами; *б* — консольное

5.4. РАСЧЕТ МЕРТВОГО ХОДА

Существующие стандарты не предусматривают учета упругого МХ и не распространяются на регулируемые передачи [114]. Ниже предлагаются методики, позволяющие устранить этот пробел.

5.4.1. Расчет КМХ по методу максимума-минимума

Стандарт по расчету КМХ предполагает наличие зазоров в кинематических парах каждой передачи.

Максимальные значения КМХ цилиндрической или реечной передач

$$j_{\varphi max} = 0{,}7\ (E_{HS1} + E_{HS2}) + \sqrt{0{,}5\ (T_{H1}^2 + T_{H2}^2) + 2f_a^2 + G_{r1}^2 + G_{r2}^2}. \quad (5.34)$$

Минимальное значение боковых зазоров для всех видов передач определяется из таблиц соответствующих ГОСТов ($j_{n\min}$) и зависит от вида сопряжения и межосевого расстояния.

Для цилиндрических червячных передач:

$$j_{\varphi max} = 0{,}94E_{SS} + \sqrt{0{,}9\ (T_S^2 + G_{a1}^2) + 2\ (f_a^2 + f_{ac}^2) + G_{r1}^2 + G_{r2}^2}. \quad (5.35)$$

В формулах (5.34) и (5.35) E_{HS} и T_H — соответственно наименьшее смещение и допуск на смещение исходного контура шестерни (индекс 1) и колеса (индекс 2); E_{SS} и T_S — соответственно наименьшее отклонение и допуск на отклонение делительной толщины зубьев по хорде; f_a — предельное отклонение межосевого расстояния; f_{ac} — предельное отклонение межосевого расстояния в обработке; G_r — радиальные люфты в опорах шестерни (червяка) (индекс 1) и колеса (червячного колеса (2)), G_a — осевой люфт в опорах червяка.

Значение КМХ передачи в угловых единицах

$$j_\varphi = \frac{j_n}{d} \text{ рад} = 6{,}88\,\frac{j_n}{d} \text{ угл. мин.}, \quad (5.36)$$

где j_n — боковой зазор, мм; d — диаметр делительной окружности ведомого колеса, мм.

Предельное значение КМХ цепи:

$$j_{\varphi\Sigma} = \sum_{j=1}^{n} \xi_j j_{\varphi max j}\ . \quad (5.37)$$

5.4.2. Расчет КМХ по вероятностному методу

Предельное значение КМХ цепи [114]:

$$j_{\varphi\Sigma} = \sum_{j=1}^{n} \xi_j E_{Wj} + t_1 \sqrt{\sum_{j=1}^{n} \left(\xi_j\ W_j\right)^2}, \text{ рад.} \quad (5.38)$$

Здесь E_{Wj} — координата середины поля рассеяния КМХ передачи

$$E_{Wj} = 0{,}5\ (j_{\varphi max j} + j_{\varphi min j})\ ; \quad (5.39)$$

W_j — поле рассеяния КМХ передачи

$$W_j = j_{\varphi max j} - j_{\varphi min j}\ , \quad (5.40)$$

ξ_j — передаточное отношение, определяемое по формуле (5.19).

5.4.3. Определение КМХ от зазоров в опорах передачи

При определении КМХ цепи по ГОСТ 21098—82 предлагается учитывать зазоры в опорах. При этом они суммируются с другими составляющими КМХ передачи, что допустимо только при расположении всех колес в одной плоскости, например, для простейших зубчатых механизмов — обычной передачи или передачи с промежуточным колесом, в противном случае необходимо вводить коэффициент приведения в плоскость зацепления.

В связи с этим происходит завышение значения рассчитываемого параметра, а следовательно, и необоснованное повышение требований к точности, если не самих опор, то собственно колес.

В некоторых источниках [90, 106] радиальные и осевые зазоры в подшипниках при расчетах КМХ не учитываются, в других [?] авторы утверждают, что зазоры шарикоподшипниковых опор не влияют на мертвый ход.

Радиальный зазор в опорах g_r, приведенный в плоскость колеса, можно записать в виде:

$$j_{n0} = g_{r1} l/L + g_{r2}(L - l)/L\ , \quad (5.41)$$

либо

$$j_{n0} = g_{r1}(L + l)/L + g_{r2}\ l/L\ . \quad (5.42)$$

В случае одинаковых опор $g_{r1} = g_{r2} = g_r$ уравнения (5.41) и (5.42) можно представить в виде:

$$j_{n0} = g_r\,(1 + 2kl/L),$$

где $k = 0$ и 1 (соответственно для межопорного и консольного расположений колеса).

При расчетах по ГОСТ оперируют допусками, т.е. необходимо использовать либо максимальное значение g_r из указанного в

табл. 5.11 интервала, либо как основу для определения вероятностных характеристик.

Таблица 5.11. **Предельные радиальные зазоры радиальных однорядных шарикоподшипников**

Группы радиальных зазоров g_r, мкм				
6	Норм.	7	8	9
0...7	2...13	8...23	14...29	20...37

Примечания: 1. Таблица является ограничением ГОСТ 3189—89 для радиальных однорядных шарикоподшипников с интервалом внутреннего диаметра 2,5...10 мм. 2. 6-я группа — с уменьшенными радиальными зазорами; 7-я, 8-я, 9-я группы — с увеличенными зазорами.
3. Примеры обозначения однорядных радиальных шарикоподшипников диаметром 3 мм: 7-6-1000093 — сверхлегкая серия диаметров 9, серия шин 1, класс точности 6-й, группа радиальных зазоров 7-я; 6-23 — легкая серия диаметров 2, серия шин 0, класс точности 6-й, группа радиальных зазоров "нормальная"; 1000083 — сверхлегкая серия диаметров 8, серия шин 0, класс точности 0-й, группа радиальных зазоров "нормальная".

Группа радиального зазора выбирается исходя из следующих соображений. Для нормальных условий работы радиальный зазор должен соответствовать основному ряду. Область применения подшипников с увеличенными g_r (группы зазоров — 7, 8, 9) — опоры со значительными колебаниями рабочих температур. Радиальные однорядные шарикоподшипники, предназначенные для восприятия лишь осевых нагрузок, должны иметь увеличенный радиальный зазор, что позволяет увеличить грузоподъемность (за счет увеличения угла контакта). Подшипники с уменьшенным g_r устанавливаются в опорах, допускающих ограниченное биение вала, работающие с умеренной частотой вращения при эффективном охлаждении [118]. Необходимо заметить, что зазоры в подшипниках влияют на динамические нагрузки в передачах [119].

Предполагая, что значение радиального зазора подчиняется нормальному закону распределению и закон рассеивания зазора в обоих подшипниках одинаков, формула для расчета предельного бокового зазора в передаче от g_r может быть записана в следующем виде [5, 17, 77, 120, 121]:

$$\bar{j}_{n0} = \bar{j}_n \pm \Delta j_{n0}, \qquad (5.43)$$

где $\bar{j}_{n0}$ — среднее значение бокового зазора в зацеплении; Δj_{n0} — предельное отклонение бокового зазора от среднего значения;

$$\bar{j}_{n0} = 0{,}5\,(g_{r\min} + g_{r\max})(l_1 + l_2)/L\,; \qquad (5.44)$$

$$\Delta j_{n0} = 0{,}5\,(g_{r\min} - g_{r\max})\sqrt{(l_1/L)^2 + (l_2/L)^2}\,. \qquad (5.45)$$

Рассмотренные зазоры являются начальными, в состоянии поставки подшипников при температуре 20 °С.

Зазор в подшипнике после установки последнего на рабочее место отличается от начального и называется посадочным зазором g_r'. Посадочный зазор может принимать отрицательное значение, т.е. превращаться в натяг:

$$g_r' = g_r - (\Delta D_2 + \Delta d_1)\,, \qquad (5.46)$$

где ΔD_2 — уменьшение внутреннего диаметра наружного кольца подшипника при посадке в корпус; Δd_1 — увеличение наружного диаметра внутреннего кольца подшипника при посадке на вал.

В приборостроении принято осуществлять посадку подшипника на вал переходного типа с минимальным натягом (т.е. применяя селективную сборку), что необходимо для недопущения проворачиваемости внутреннего кольца относительно вала (предотвращение износа шейки вала). Наружное кольцо подшипника сопрягается с корпусом по скользящей посадке (допускается проворачивание кольца, что способствует равномерности износа дорожка качения и предотвращает проявление радиального биения из-за возможной эллипсности жолоба наружного кольца), т.е. $\Delta D_2 = 0$.

Расчет изменения радиальных зазоров при посадке подшипников на вал с натягом излагается по справочнику [118]. В расчетах используется эффективный посадочный натяг:

$$N = N_m - (\Delta N_r - \Delta N_t)\,, \qquad (5.47)$$

где $N_m = 0{,}5\,(N_{\max} + N_{\min})$ — средний посадочный натяг, мкм; ΔN_r — уменьшение посадочного натяга вследствие обмятия микронеровностей на посадочной поверхности вала (табл. 5.12), мкм; ΔN_t — уменьшение посадочного натяга при нагреве элементов подшипникового узла, (в случае одинакового материала вала и кольца подшипника $\Delta N_t = 0$).

Расширение стального внутреннего кольца подшипника по наружному диаметру для случая сплошного стального вала:

Таблица 5.12. **Зависимость уменьшения натяга ΔN_r от параметра шероховатости**

Параметр шероховатости R_a, мкм	Уменьшение натяга ΔN_r, мкм
2,5...1,25	12
1,25...0,63	8
0,63...0,32	4

$$\Delta d_1 = N_d (d_1 / d) \ . \qquad (5.48)$$

Величина наружного диаметра внутреннего кольца подшипника может быть ориентировочно определена как

$$d_1 = d + 0{,}25\ (D + d) \ , \qquad (5.49)$$

где D — наружный посадочный диаметр шарикоподшипника, мм. В процессе работы передачи в подшипнике образуется эксплуатационный зазор:

$$g_r'' = g_r' \pm \Delta g_r + \Delta r \ , \qquad (5.50)$$

где Δg_r — изменение зазора вследствии перепада температур Δt вала и корпуса; Δr — радиальное смещение от упругой деформации в контакте наиболее нагруженного тела качения с дорожками качения внутреннего и наружного кольца.

Взаимосвязь между начальным, посадочным и эксплуатационным (рабочим) зазорами справедлива лишь для нерегулируемых подшипников и не относится к подшипникам. у которых зазоры регулируются при сборке узла.

В приборостроении на чертежах подшипниковых узлов обычно указываются требования к осевому перемещению валов (имеется в виду двухстороннее перемещение, обозначаемое термином "осевая игра вала" — $2S$) в пределах 0,03...0,05 мм. При этом необходимо понимать, что в подшипниковом узле реализуется минимальная "осевая игра":

$$2S = \min \{2S_1; 2S_2\} \ . \qquad (5.51)$$

Зависимость между осевым и радиальным зазорами в шарикоподшипниках в большинстве справочников [106, 118, 122, 123] отсутствует. В других источниках [124, 125] отношение $g/2S$ принимают равным 1/6...1/8 и даже 1/10 [126], в работах [127, 128] искомая зависимость имеет вид:

$$2S = \sqrt{(2r - D_w)\, g_r} \ , \qquad (5.52)$$

где r — радиус жолоба наружного (внутреннего) кольца подшипника, мм; D_w — диаметр тела качения, мм; g_r — радиальный зазор, мм.

Однако приведенная выше формула базируется на ряде частных предположений, что снижает достоверность результатов при ее использовании. Для точных расчетов необходимо воспользоваться зависимостью [129]:

$$2S = \sqrt{0{,}5(r_1 - 0{,}5D_w)\, g_r} + \sqrt{0{,}5(r_2 - 0{,}5D_w)\, g_r} \ , \qquad (5.53)$$

где r_1 и r_2 — радиусы жолобов дорожек качения наружного и внутреннего колец шарикоподшипников, мм.

Изменение максимального мертвого хода j_φ в одноступенчатой зубчатой передаче при $u = 1$ в зависимости от взаимного положения опор и колеса показано на рис. 5.8.

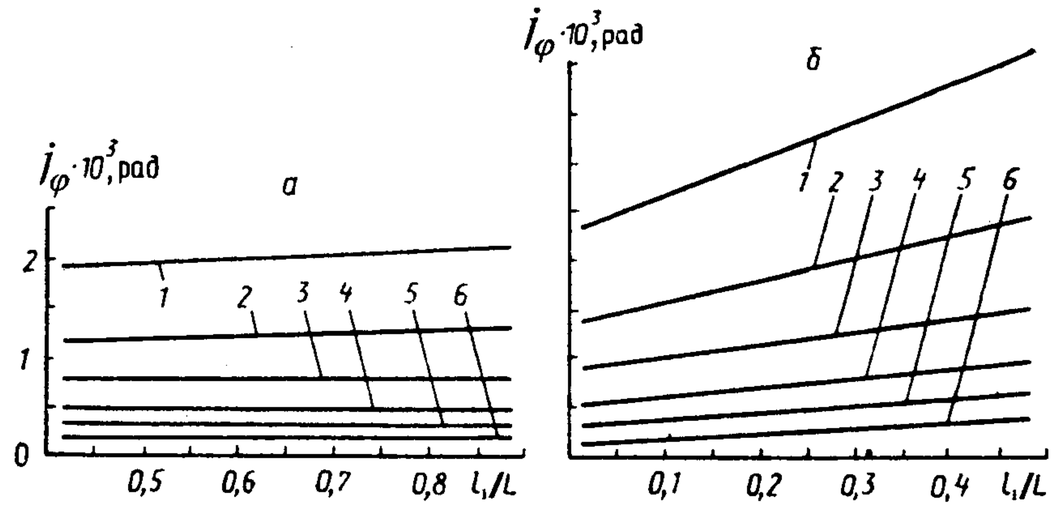


Рис. 5.8. Влияние размеров, определяющих взаимное расположение зубчатого колеса и опор вала, на мертвый ход передачи: *а* — при расположении колеса между опорами; *б* — при консольном расположении колеса (*1* — d = 12 мм; *2* — 20; *3* — 32; *4* — 50; *5* — 80; *6* — d = 125 мм)

5.4.4. Минимизация КМХ, вызванного зазорами в опорах, выбором оптимального взаимного расположения валов редуктора

Зазоры в опорах вращения вызывают смещение валов в подшипниках редуктора и тем самым увеличивают КМХ как передачи, так и зубчатого механизма в целом. Указанное смещение зависит от направления действия сил в зубчатых зацеплениях, то есть от взаимного расположения валов в редукторе.

Влияние радиальных зазоров в опорах вращения на КМХ механизма можно существенно уменьшить путем выбора оптимального расположения валов относительно друг друга [5, 130].

Углы γ_1, γ_2, γ_3, определяющие положение валов 1, 2, 3, 4 (см. рис. 1.16) можно рассчитать по формуле

$$\cos\left[\gamma_j - \gamma_{j-1} \pm (-1)^j 2\alpha\right] = \frac{i_j\, d_{j+1}}{\eta_j\, d_j}, \qquad (5.54)$$

где d_j, d_{j+1} — делительные диаметры ведомых колес, установленные на валах j и $j + 1$; i_j, η_j — передаточное число и КПД при передаче вращения от j-го вала к $(j + 1)$-му валу; $j = 1, 2, 3, 4$ — номера валов. Знак "+" в формуле (5.54) выбирается при вращении двигателя влево, а знак "–" — при вращении вправо.

Так как $\cos(180 \pm \beta) = -\cos\beta$, то при выборе углов γ_j и γ_{j+1} следует определить все четыре значения этих углов (кроме угла γ_1, который при расчете можно принять равным нулю) и затем при компоновке конструкции редуктора нанести зоны расположения углов γ, при которых радиальные зазоры в опорах будут минимально влиять на КМХ.

Пример. Определить оптимальное расположение валов трехступенчатого редуктора, составленного из цилиндрических прямозубых передач с передаточными числами $u_1 = 2$, $u_2 = 3$, $u_3 = 5$. Число зубьев шестерен $z_1 = 20$, модуль всех колес $m = 0{,}5$ мм. КПД всех передач $\eta = 0{,}94$. Угол $\alpha = 20°$.

По формуле (5.54) вычисляем косинусы соответствующих углов:

$$\cos(\gamma_2 - \gamma_1 \pm 2\alpha) = \frac{30}{3 \cdot 0{,}94 \cdot 20} = 0{,}5319 \text{ рад.}$$

$$\cos(\gamma_3 - \gamma_2 \pm 2\alpha) = -\frac{50}{5 \cdot 0{,}94 \cdot 30} = 0{,}3546.$$

Затем определяем угол расположения вала 2 при вращении двигателя влево $\gamma_2 - \gamma_1 = 198\ (82)°$ и вправо $\gamma_2 - \gamma_1 = 162\ (278)°$. Принимая $\gamma_1 = 0°$, получаем $\gamma_2 = 162...198°$ или $\gamma_{2ср} = 180°$. Далее определяем угол расположения вала 3 при вращении двигателя влево $\gamma_3 - \gamma_2 = 151\ (289)°$ и вправо $\gamma_3 - \gamma_2 = 71\ (209)°$. Подставляя $\gamma_2 = 180°$, получаем $\gamma_3 = 251...331°$ или $\gamma_3 = 29...109°$, т.е. $\gamma_{3ср} = \pm 69°$. Схематическое расположение осей редуктора в соответствии с полученными значениями углов γ_2 и γ_3 показано на рис. 1.16. Расчетное расположение валов не всегда удобно при конструировании, но знать значения оптимальных углов и стараться их придерживаться — вполне рациональная позиция для конструктора.

5.4.5. Определение КМХ передачи по методу Ф.Л. Литвина

При определении КМХ передачи необходимо учитывать наличие 3-х кинематических пар [89, 134]. Учет влияния зазоров в подшипниках совместно с зазорами в зацеплении более сложный случай, чем простое вскатывание [96]. При решении поставленной задачи целесообразно начальную стадию движения разделить на три этапа:

— вскатывание вала ведущего колеса до устранения бокового зазора в зацеплении (кинематическая связь между профилями зубьев отсутствует);

— вскатывание вала ведущего колеса при неподвижном ведомом колесе (кинематическая связь в зубчатом зацеплении восстановлена);

— вскатывание обоих валов, сопровождающееся вращением обоих зубчатых колес. Базируясь на методике определения погрешностей трехзвенного механизма с промежуточной высшей кинематической парой [89], можно записать значение суммарного КМХ, приведенного к ведущему колесу, в следующем упрощенном и откорректированном виде:

$$\Delta_{1кмх} = \Delta_{кмх1} + \Delta_{кмх2} + \Delta_{кмх3}, \qquad (5.55)$$

где $\Delta_{кмх1} = 4{,}26\,\dfrac{j_n}{d_1}$ рад $= 242\,\dfrac{j_n}{d_1}$ град $= 14634\,\dfrac{j_n}{d_1}$ угл.мин;

$\Delta_{кмх2} = 2{,}88\,\dfrac{g_1}{d_1}$ рад $= 165\,\dfrac{g_1}{d_1}$ град $= 9900\,\dfrac{g_1}{d_1}$ угл.мин;

$\Delta_{кмх3} = 4{,}48\,\dfrac{g_2}{d_1}$ рад $= 257\,\dfrac{g_2}{d_1}$ град $= 15400\,\dfrac{g_2}{d_1}$ угл.мин.

Здесь j_n — боковой зазор в зацеплении в направлении к нормали к боковым поверхностям зубьев, мм; d_1 — делительный диаметр шестерни, мм; g_1, g_2 — радиальный зазор в подшипниках соответственно для валов шестерни и колеса, мм.

Погрешность КМХ, приведенная к выходному колесу, имеет вид:

$$\Delta_{2кмх} = \Delta_{1кмх}/u. \qquad (5.56)$$

При расчетах по методу максимума необходимо использовать допуски на параметры j_n, g_1, g_2. В реальных механизмах боковой зазор в зацеплении может быть устранен силовым замыканием (конструкция с пружинным люфтовыбирателем), т.е. $\Delta_{кмх1} = 0$.

Среднеквадратичное значение КМХ передачи будет иметь вид:

$$\Delta_{кмх} = 2\sqrt{(\Delta_{кмх1})^2 + (\Delta_{кмх2})^2 + (\Delta_{кмх3})^2}\ . \qquad (5.57)$$

Пример. Определить суммарный КМХ, возникший при реверсе зубчатой передачи с числами зубьев $z_1 = 20$, $z_2 = 60$, модулем $m = 0{,}8$ мм, с максимальными радиальными зазорами $g_{1max} = g_{2max} = 7$ мкм, с максимальным боковым зазором в зацеплении $j_{nmax} = 39$ мкм (степень точности 7-Н ГОСТ 9178—81, $j_{nmin} = 0$ мкм, $T_{jn} = 39$ мкм).

$$\Delta_{кмх1} = 4{,}26\,\frac{0{,}039}{16}\ \text{рад} = 23'58{,}6'';$$

$$\Delta_{кмх2} = 2{,}88\,\frac{0{,}007}{16}\ \text{рад} = 4'12{,}5'';$$

$$\Delta_{кмх3} = 4{,}48\,\frac{0{,}007}{16}\ \text{рад} = 47{,}5''.$$

Полученные данные показывают, что зазоры в опорах составляют 17,2% КМХ и их необходимо учитывать. Естественно, что с

применением других видов сопряжения (с увеличенными значениями зазоров в зацеплении) доля влияния зазоров в опорах будет уменьшаться.

5.4.6. Выбор вида сопряжения зубчатых колес в передаче

Вид сопряжения как норма бокового зазора передачи обусловлена предельными значениями j_n.

Выбор вида сопряжения осуществляется по величине гарантированного минимального зазора в передаче, который должен компенсировать погрешности монтажа j_{nk}, температурную деформацию j_{nt}, деформацию от поглащения воды $j_{n\kappa}$ и обеспечивать нормальные условия работы, включая смазку, j_{n0}:

$$j_{n\min} = j_{nk} + j_{nt} + j_{n\kappa} + j_{n0}\ . \qquad (5.58)$$

Зависимость (5.58) является принципиально важным критерием работоспособности механизма, поэтому учет j_{nk} должен быть произведен именно здесь. Данное положение существенно уточняет картину, принятую в работе [17], где при расчете бокового зазора в передаче учитывается только изменение температуры и влажности окружающей среды:

$$j_{nt} = \alpha_p\,\Delta t\,(\rho_a - K_h\rho_a + r_b \sin 2\gamma). \qquad (5.59)$$

где $K_h = r_b/r_a$; ρ_a — радиус кривизны эвольвенты в точке профиля на вершине зуба; γ — угол давления;

$$j_{n\kappa} = 1{,}5\Delta\kappa\cdot 10^{-3}\,(\rho_a - K_k\,\rho_a + r_b \sin 2\gamma)\ . \qquad (5.60)$$

Для нормализованных колес из полиамида

$$\Delta\kappa = \kappa - 3\ ,$$

где κ — содержание влаги;

$$j_{n0} = (0{,}03...0{,}05)m. \qquad (5.61)$$

Для случая полимерной передачи термическая деформация и деформация от водопоглащения суммируются [17]:

$$j_{nt} = j_{nt1} + j_{nt2}\ ;\quad j_{n\kappa} = j_{n\kappa1} + j_{n\kappa2}\ .$$

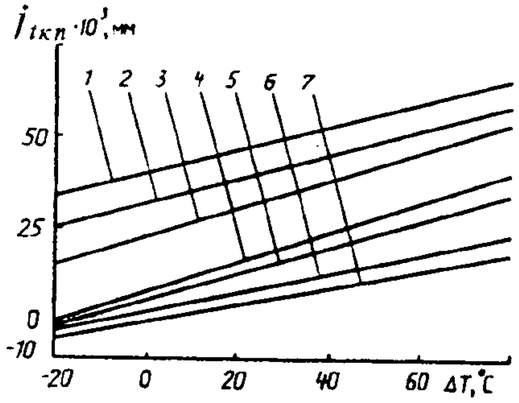


Рис. 5.9. Влияние изменения температуры на минимально необходимый боковой зазор $j_{tкп}$: *1* — Капролон; *2—5* — литьевые полиамиды (*2* — ПА 6 "Капрон"; *3* — АК 7; *4* — ПА 610; *5* — ПА 6 "Видлон"); *6* — полиформальдегид; *7*— поликарбонат

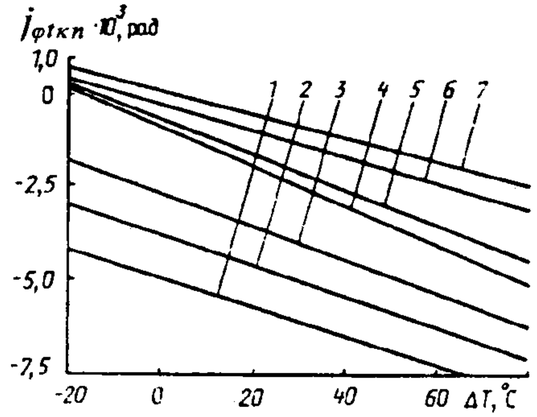


Рис. 5.10. Влияние изменения температуры на величину мертвого хода $j_{φtкп}$ при максимальном водопоглощении (обозначения те же, что на рис. 5.10)

Для случая металлополимерной передачи

$$j_{nt} = j_{nt1} + j_{nt2}\ ;\quad j_{nк} = j_{nt2}\ .$$

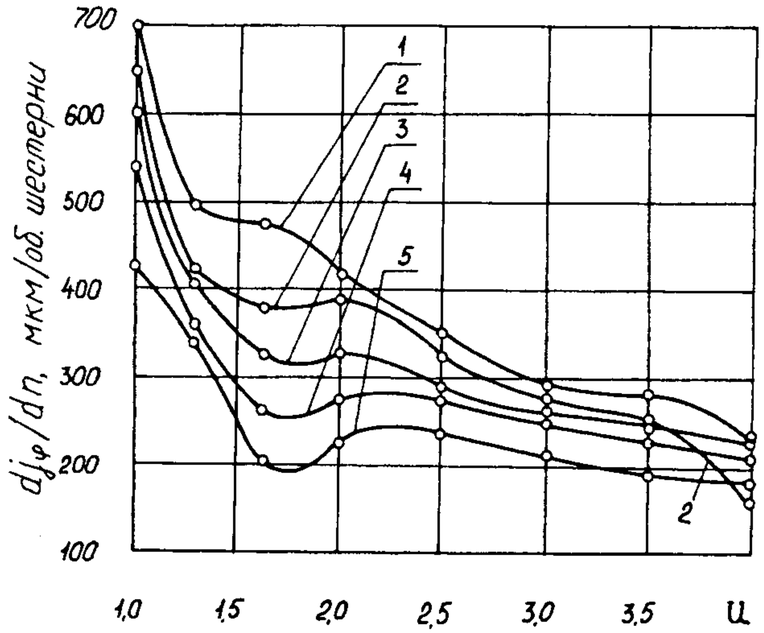


Рис. 5.11. Влияние z_1 и *u* на скорость увеличения МХ: 1 — z_1 = 18; 2 — 20; 3 — 22; 4 — 25; 5 — z_1 = 30

Влияние изменения температуры на минимально необходимый боковой зазор $j_{tкп}$ и мертвый ход $j_{φtкп}$ для различных материалов показано на рис. 5.9 и 5.10.

В заключение покажем влияние *u* и *z* на скорость увеличения мертвого хода передачи (рис. 5.11). С ростом передаточного числа *u* и числа зубьев шестерни z_1 скорость увеличения МХ $dj_φ/dn$ падает. Наибольшие значения этих величин наблюдаются в интервале $1 < u < 1{,}5$, уменьшаясь при изменении от $u = 1$ до $u = 1{,}5$ почти в два раза. При $1{,}5 < u < 2{,}2$ скорость увеличения МХ зависит в основном от z_1. Увеличение z_1 от 18 до 30 сопровождается уменьшением исследуемого параметра в 1,5...2 раза. При $u > 2{,}5$ скорость увеличения МХ практически не зависит от *u* и z_1.

5.4.7. Расчет упругого мертвого хода

Упругие деформации элементов передачи определяют как составляющую МХ, так и жесткость передачи.

Расчет МХ по ГОСТ 21098—82 не предусматривает учета упругих деформаций, поэтому при расчете МХ передач с силовым замыканием, отсчетных механизмов, кинематических передач требуется прибегнуть к различным нестандартным методикам.

Отметим, что в [89, 90, 103, 131] есть отдельные расчеты упругих деформаций валов (по кручению [89, 90], по изгибу [89]), штифтов и шпонок [131], контактной и изгибной деформации зубьев [132].

Необходимо подчеркнуть отличительные особенности упругих деформаций, такие как:

— направление деформаций совпадает с направлением нагрузки;

— деформации накапливаются с увеличением числа элементов;

— деформации проявляются при любом угле поворота;

— невозможна взаимная компенсация деформаций.

Упругую деформацию можно подразделить на объемную и контактную. К первой относятся деформации, которые распределены по всему объему материала и линейно зависят от усилий (изгиб и кручение валов редуктора), ко второй — деформации штифтового соединения, тел качения подшипников, зубьев колес, валов в местах их соединения с опорами.

Доля контактных деформаций колеблется в пределах от 70 до 90% суммарной. На долю объемных деформаций приходится 10—30% [120, 131].

Примерное распределение упругих деформаций между элементами типовой приборной передачи показано в табл. 5.13 [17, 131]. Из указанной таблицы видно, что необходимо стандартизовать измерительные усилия, при которых проводят контроль колес в передаче [133].

Таблица 5.13. **Распределение упругих деформаций между элементами типовой приборной передачи**

Вид деформации в передаче	Элемент передачи	Усилие на зубе выходного колеса	
		p = 0,05 Н	p = 5 Н
Объемная	Вал	7	15
	Корпус	3	6
	Зубчатые колеса	3	6
	Штифтовые соединения	65	60
Контактная	Шарикоподшиники (ш/п)	8	8
	Зубья колес	4	3
	Вал при посадке ш/п	15	10
Упругая	Передача в целом	100 %	100 %

Для передач с пластмассовыми колесами увеличивается доля контактных деформаций на зубьях, в опорах из полимерных материалов, а также объемных деформаций корпуса, имеющего пластмассовые детали.

УМХ, вызванный кручением вала, определяется как двойной угол закручивания вала при нагружении его крутящим моментом [5]:

$$j_{\varphi кр} = 2\frac{T_{кр} l}{GJ_p}, \text{ рад}, \qquad (5.62)$$

где $T_{кр}$ — крутящий момент, Н·мм; l — длина вала, мм; G — модуль сдвига материала вала, МПа (для стали G = 80000 МПа); $J_p = \frac{\pi d^4}{32}$ — полярный момент инерции сечения вала, мм^4.

Для стального вала формулу (5.62) можно записать в виде

$$j_{\varphi кр} = 0{,}875\frac{T_{кр} l}{d^4} \text{ угл. мин.} \qquad (5.63)$$

УМХ, определяемый изгибом валов контактирующих колес, приведенный к выходному колесу передачи определяют по формуле:

$$j\varphi_{\varphi из} = \frac{T_{кр} K}{3EJ}. \qquad (5.64)$$

Для стального вала формулу (5.64) для передачи можно записать как

$$j\varphi_{\varphi из} = 0{,}934\frac{T_{кр.вых}}{d_{вых}}\left[\frac{K_i}{d^4_{В1}} + \frac{K_j}{d^4_{В2}}\right], \qquad (5.65)$$

где K_i, K_j — коэффициенты, учитывающие расположение относительно опор ведущего 1-го и ведомого 2-го колес:

при консольном расположении колеса

$$K = l^2/L; \qquad (5.66)$$

при межопорном расположении колеса

$$K = \frac{l^2(L-l)^2}{L}. \qquad (5.67)$$

Очевидно, что для уменьшения УМХ, вызванного кручением вала, необходимо стремиться к уменьшению длины валов и увеличению их диаметров. Целесообразно применять блоки зубчатых колес (как цельные, так и составные).

Упругие деформации узла зубчатой передачи можно рассматривать как деформации крепления j-го зубчатого колеса и деформации непосредственно в j-м зубчатом зацеплении. Суммарная упругая деформация $j_{\varphi yj}$ является суммой перемещений:

$$j_{\varphi yj} = j_{\varphi к j} + j_{\varphi зк j}, \qquad (5.68)$$

где $j_{\varphi к j}$ — перемещение, обусловленное деформациями элементов крепления j-го зубчатого колеса; $j_{\varphi зк j}$ — обусловлено деформациями непосредственно в j-м зубчатом зацеплении.

Деформация в зубчатом зацеплении представляет собой дополнительное перемещение контактной точки по линии зацепления вследствие упругой деформации зуба и венца зубчатого колеса, отнесенное к единичной нагрузке в зацеплении, вызывающей это перемещение.

Деформацию $j_{\varphi зк}$ в зубчатом зацеплении определяют по выражению

$$j_{\varphi зк} = \sum_{j=1}^{2}(j_{\varphi Fj} + j_{\varphi Bj} + j_{\varphi Rj}) + j_{\varphi H1-2}, \qquad (5.69)$$

где $j_{\varphi Fj}$ — составляющая деформации от изгиба j-го зубчатого колеса; $j_{\varphi Bj}$ — деформация основания зуба; $j_{\varphi Rj}$ — деформация

венца j-го зубчатого колеса; $j_{\varphi H1-2}$ — контактная деформация двух сопряженных зубьев.

Угол закручивания, обусловленный деформацией от изгиба зуба:

$$j_{\varphi Fj} = \frac{4F_n K_E K_w}{Eb_w d \cos \alpha_w}, \qquad (5.70)$$

где F_n — усилие в зацеплении; K_E — коэффициет, учитывающий эвольвентную форму профиля зуба; K_w — коэффициет, зависящий от геометрических параметров вписанного в эвольвентный зуб клина [16, 77].

Угол закручивания, обусловленный контактной деформацией пары зубьев при коэффициенте Пуассона $v = 0{,}4$:

$$j_{\varphi H1-2} = 3{,}82\, F_n/(Eb_w d)\ . \qquad (5.71)$$

Угловая деформация, являющаяся результатом упругой деформации основания зуба:

$$j_{\varphi Bj} = 2\, f_{Bj}/(d \cos \alpha_w). \qquad (5.72)$$

Рассчитывать деформацию $j_{\varphi R}$ венца j-го зубчатого колеса необходимо, когда он выполнен в виде тонкого кольца, имеющего невысокую жесткость. В приборостроении обычно используют мелкомодульные зубчатые колеса с дисковой формой, поэтому $j_{\varphi R} \approx 0$.

Значение угловой деформации зубчатых колес из полиамида марки Дуретан BKV 30H (E = 8500 МПа) при максимальной удельной силе $W_F = 4{,}12$ Н/м для наиболее часто используемых модулей даны в табл. 5.14.

Таблица 5.14. **Значения составляющих угловой упругой деформации зубчатого венца**

z	Значение j_φ при m, мм					
	$j_{\varphi F} \cdot 10^{-3}$		$j_{\varphi H} \cdot 10^{-4}$		$j_{\varphi B} \cdot 10^{-4}$	
	0,3	0,4	0,3	0,4	0,3	0,4
20	1,980	1,486	3,085	2,507	2,314	1,880
40	0,918	0,684	1,542	1,156	1,185	0,889
60	0,529	0,396	1,028	0,771	0,804	0,603
80	0,385	0,289	0,771	0,578	0,623	0,467
100	0,252	0,289	0,514	0,386	0,439	0,330

Нужно обеспечить, чтобы величина УМХ не превысила 0,3...0,4 кинематической погрешности [105].

5.5. КОНСТРУКТОРСКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРИЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТОЧНОСТИ

В данном разделе приведен перечень конструкторских и технологических приемов, которые могут быть без расчетов использованы при конструировании и при отработке передачи на технологичность [116, 117]. Указанные ниже рекомендации основаны на расчетных зависимостях для таких точностных параметров как кинематическая погрешность, кинематический и упругий мертвый ход и на опыте проектировании точных зубчатых механизмов.

5.5.1. Уменьшение кинематической погрешности

1. Применение межопорного расположения колеса. При одной и той же длине вала предпочтительно применять межопорное расположение колеса. Из-за условий компоновки указанный конструктивный прием не всегда может быть применен, например, для одноплатных конструкций при валах, перпендикулярных плате. Исключение — одноплатные конструкции с расположением валов параллельно плате.

2. Уменьшение консоли. В случае консольного расположения колеса относительно опор зубчатый венец необходимо располагать как можно ближе к опоре, т.е. $l = \min\{l_i\}$, где l — величина консоли, i — вариант величины. На практике данный конструкторский прием может быть реализован поджимом узкой ступицей колеса кольца шарикоподшипника, а также применением валашестерни или блока колес.

*3. Применение посадок с натягом.** Данный технологический прием связан с возможностями конкретного производства. Может быть осуществлен при помощи механической или термической деформации.

Применение механических нагрузок ограничено оборудованием, а создание натяга вручную может привести к искривлению валов малых диаметров. Необходимо иметь в виду, что устранение радиального биения (РБ), вызванного зазором в посадке, может привести к появлению РБ, вызванного смещением осей сопрягаемых

* Расчет посадок с натягом см. в гл. 6.

поверхностей из-за погрешностей их формы, неоднородности материала и т. д.

Создание натяга с применением температурных деформаций ограничено наличием возможностей для охлаждения или нагрева сопрягаемых деталей. Для охлаждения требуются жидкий азот (позволяет получить температуру —195,8 °С), сухой лед (—78,5 °С). Стоимость охлаждающих реагентов, особенно жидкого азота, также может служить ограничением в применении данного способа создания натяга.

Для нагрева — муфельные печи. Ограничением в этом случае может служить изменение структуры материала при нагревании (например, более 400 °С).

Возможен путь создания посадки с натягом при селективной сборке сопрягаемых деталей, выполненных по переходной посадке.

4. Применение вала-шестерни. Подобная конструкция позволяет избежать ограничений, возникающих при создании посадок с натягом. Технологическим ограничением является соотношение диаметров колеса и вала. Данная констукция уменьшает консоль. При межопорном расположении из-за отсутствия ступицы позволяет уменьшить величину L (см. рис. 5.7) и более компактно разместить платы. Конструкцию возможно использовать и в одноплатных корпусах между опорами в подшипниковой втулке. И невозможно — при двухсторонней консоли, если применяются цельные опоры (шарикоподшипники, опоры скольжения). В случае односторонней консоли можно использовать блок подобных колес.

5. Применение гладких валов. Конструирование валов без ступеней позволяет повысить точность передачи за счет отсутствия радиального биения посадочных мест под опоры и колесо. Однако при монтаже шарикоподшипников на такие валы возникают трудности с обеспечением расчетных посадок с натягом, поскольку вначале необходимо создать посадку колеса с валом, причем с натягом. Поэтому наилучшее применение подобных валов в случае односторонней консоли.

6. Селективная сборка подшипников. Используется при консольном расположении колеса относительно опор. Заключается в таком расположении эксцентриситетов опор, при котором сумму их проекций на среднюю плоскость зубчатого венца можно подобрать минимальной (за счет использования дальней опоры более грубого класса точности относительно ближней). Прием является очень трудоемким, а, следовательно, дорогостоящим. Целесообразно применять при индивидуальном типе производства и в

случае, когда достижение точности является главным критерием (при 2 и 4 классах точности шарикоподшипников).

7. Применение блока колес. С точки зрения повышения точности применение блока колес имеет смысл при односторонней консоли, за счет уменьшения величины консоли для второго колеса.

8. Применение составного колеса. Характерно для металлополимерной передачи. Зубчатый венец из полимерного материала (например, текстолит), ступица — металлическая.

9. Минимизация класса точности подшипников. Наиболее простой и одновременно наиболее дорогостоящий путь повышения точности передачи. Оптимальным является замена нулевого класса точности на шестой. Условие рационального выбора класса точности подшипника рассмотрено в параграфе 5.6.

10. Минимизация степени точности изготовления колеса. Путь очевидный, но трудоемкий и дорогостоящий. Оптимально назначать седьмую или шестую степень точности для отдельно взятого колеса.

11. Увеличение расстояния между опорами. Ограничением являются увеличение габаритов по оси и как следствие этого увеличение упругого мертвого хода (УМХ).

12. Уменьшение отношения межопорного расстояния к величине консоли. Ограничением являются осевые габариты передачи и возможность размещения зубчатого венца как можно ближе к опоре.

5.5.2. Уменьшение мертвого хода

Уменьшение упругого мертвого хода

1. Уменьшение длины вала. Очевидный конструктивный прием, особенно для случая консольного расположения колеса. Физически ограничен шириной опор ($L_{min} = B$), противоречит требованию минимальности радиального биения. Для реверсивных механизмов необходима оптимизация по КП и МХ.

2. Увеличение диаметра вала. Очевидное конструктивное решение, приводящее к увеличению диаметральных размеров опор и ступиц зубчатых колес. Может способствовать применению конструкции вала-шестерни. В некоторых случаях увеличивается зазор в переходных посадках, что выдвигает требование селективной сборки, а, следовательно, приводит к удорожанию конструкции. Возможно некоторое снижение стоимости опор, т.к. увеличение габаритов опор этому способствует.

3. Применение односторонней консоли. Размещение обоих колес на консоли приводит к уменьшению участка вала, подвергающегося кручению. Используется, в основном, для одноплатных конструкций.

4. Применение блока колес. Конструктивный прием, позволяющий ликвидировать кручение вала. Характерен для одноплатных конструкций. Ограничение — относительно низкая точность зубчатого венца шестерни, изготавливаемого зубодолблением.

5. Применение ступенчатого вала. Позволяет, не увеличивая осевые габариты и габариты опор, увеличить жесткость. Увеличиваются диаметральные габариты ступицы при межопорном расположении колеса. Желание использовать положительные свойства ступенчатых валов приводит к использованию специального технологического приема: обработки в центрах, а длинных валов — с применением люнета. Ограничения — отношение длины вала к его диаметру не более 8 (далее используют люнет), наличие технологического оборудования (задняя бабка токарного станка, люнет).

6. Поджим подшипников узкими ступицами колес. Применяется для случая двухсторонней консоли, но несколько увеличивает радиальное биение, так как увеличивает величину консоли. Может быть использован как при одноплатных, так и при двухплатных конструкциях.

7. Применение вала-шестерни. Уменьшает деформацию кручения вала, то есть увеличивает его жесткость.

Уменьшение кинематического мертвого хода.

1. Применение регулируемого межосевого расстояния. Широко распространенный конструкторский прием, уменьшающий зазор в зацеплении.

2. Уменьшение зазора в опорах. Распространенный конструкторский прием. Регулировка осевого перемещения как косвенной признак минимизации зазора в опорах. Сложность изготовления передачи в этом случае возрастает. Необходимо выбирать шарикоподшипники с минимальным радиальным зазором.

*3. Компенсация зазора в зацеплении (люфтовыбирающие устройства)**. Комплексный конструкторский прием, полностью компенсирующий зазор в зацеплении. Ограничение — подбор пружины в зависимости от крутящего момента, действующего на валу. Отрицательным фактором является изменение упругих

* Расчет люфтовыбирающих устройств — см. в гл. 6.

свойств пружины в процессе эксплуатации, а также существенная разница в моментах сопротивления при прямом и обратном ходе. В результате есть опасность появления УМХ. Существуют приемы, позволяющие скомпенсировать указанный недостаток, однако увеличивается сложность устройства, а надежность становится ниже.

4. Расположение линий межосевого расстояния соседней передачи под углом. Прием усложняет конструкцию.

Анализ перечня вышеуказанных конструкторских и технологических приемов повышения точности зубчатых передач приводит к выводу, что они противоречивы по отношению к отдельным составляющим точности. Следовательно, необходимо сравнение эффективности приемов по количественным величинам. При отсутствии подобных данных необходимо использовать те приемы, которые позволяют повысить точность по одному из показателей, не понижая ее по другим.

5.6. СООТНОШЕНИЕ УРОВНЕЙ ТОЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

Известно [135], что для получения заданной точности зубчатой передачи необходимо установить соответствие между уровнями точностей колес и опор, а также валов, на которые они монтируются. Стандарты, например ГОСТ 1643—81, ГОСТ 9178—81, ГОСТ 21098—82, не дают подобных зависимостей. Международный стандарт ISO 1328—97 предусматривает определенное соотношение между степенями точности сопрягаемых поверхностей базового отверстия колеса и посадочной части вала, на который оно монтируется. В работах отечественных исследователей [32, 87, 113] устанавливаются подобные зависимости, но они носят рекомендательный характер и, кроме того, являются неоднозначными и противоречивыми. С другой стороны, эти работы отличает от ISO введение связи между уровнями точности колес и подшипников. В табл. 5.15 приведены рекомендации, имеющиеся в работах [32, 87, 113, 118, 135]. В связи с появлением отраслевого стандарта ОСТ 5.8686—84, регламентирующего точность изготовления отдельно взятого колеса, потребовалось установить соответствие между степенми точности зубчатого колеса относительно рабочей и базовой осей. Ранее погрешность изготовления, например допуск на радиальное биение зубчатого венца, задавалась в долях от общего допуска (например [113,135], $F_{r0} = 0{,}25\ F_r$).

Таблица 5.15. **Соотношение уровней точности зубчатых колес и шарикоподшипников**

Степень точности колеса по ГОСТ	5	6	7	8	Источники
Класс точности шарико-подшипников	—	6	0	0	[32]
	4,5	6,0	0	0	[89]
	4	5	6	6	[113, 135]
	5	6	0	0	[92]
	—	5	6	6	[87]
Квалитеты точности сопрягаемых колес и валов	5/5; 6/5	6/6; 7/7; 8/7; 8/8		8/8; 9/8; 9/9	[118]
	—	6/5; 7/6	7/6	7/6; 8/7	[32]
	5/5	6/6	7/6	7/6	[113, 135]
	—	6/5	7/6	7/6	[87]
	5/4	6/5	7/6	7/6	ISO 1328—97

Рассмотрим обратную задачу точности на примере обеспечения заданной величины допуска на радиальное биение зубчатого венца в общем виде:

$$F_r = f(q_i) \,. \tag{5.68}$$

Здесь q_1 и q_2 — модуль и делительный диаметр колеса; q_3 и q_4 — диаметры вала под зубчатое колесо и под подшипник; q_5 и q_6 — степени точности колеса относительно рабочей и базовой осей; и q_8 — квалитеты точности сопрягаемых поверхностей вала и колеса (табл. 5.16); q_9 — характер сопряжения колеса с валом;

Таблица 5.16. **Степени точности относительного расположения поверхностей**

Интервалы номинальных размеров, мм	Степени точности относительного расположения поверхностей для квалитетов									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
до 3	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120
св. 3 до 10	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	100
св. 10 до 18	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200

Примечания: 1. Степень точности выбирают в соответствии с учетом уровня относительной геометрической точности (ОГТ), определяемой по соответствию между допуском размера $T_р$ и допуском формы $T_ф$: А — нормальная ОГТ ($T_ф/T_р$ = 60%); В — повышенная ОГТ ($T_ф/T_р$ = 50%); С — высокая ОГТ ($T_ф/T_р$ = 45%).

2. Для квалитетов 4...17 степень точности i в зависимости от квалитета j можно найти по формуле $i = j - k$, где $k = 1$ для уровня А; $k = 2$ для уровня В; $k = 3$ для уровня С.

q_{10}, q_{11}, q_{12} — относительная геометрическая точность формы цилиндрических поверхностей колеса и вала и соосности посадочных поверхностей под колесо и под подшипник; q_{13} — класс точности шарикоподшипника; q_{14} — длина части ступицы колеса, поджимающая подшипник; q_{15} — расстояние между опорами; q_{16} — параметр, характеризующий расположение колеса относительно опор.

При разбиении допуска F_r по элементам определенное соотношение уровней точности элементов колеса, смонтированного на валу в опорах, позволяет связать между собой половину параметров (q_3, q_4, q_6, q_7, q_9, q_{10}, q_{12}, q_{13}), что облегчает дальнейший выбор конструкции путем назначения остальных параметров, принимая во внимание компановку узла, расчеты и технологичность изготовления и сборки деталей передачи.

В настоящей работе предлагается соотношение точности элементов зубчатых колес, подшипников и сопрягаемых поверхностей, представленное табл. 5.17. Предложения сводятся к следующим положениям.

Таблица 5.17. **Рекомендуемое соотношение степеней точности зубчатых колес, классов точности шарикоподшипников и квалитетов точности сопрягаемых поверхностей колес и валов**

Степень точности колеса по ГОСТ	5	6	7	8	9	10
Степень точности колеса по ОСТ	4	4	5	6	7	8
Класс точности шарикоподшипников	2	4,5	6	0	0	0
Квалитеты точности сопрягаемых поверхностей колес и валов	5/4	6/5	7/6	7/6	8/7	8/7

Во-первых, необходимо назначать степени точности колес по ОСТ 5.8686—84 на две степени точности выше, чем по ГОСТ 9178-81 и ГОСТ 1643—81, при этом, как показывают исследования авторов, для колес с модулем $m < 1$ мм и $m = 1$ мм F_{r0} составляет (0,31...0,71) F_r, в зависимости от модуля, интервала делительных диаметров и степени точности колес по соответствующим стандартам.

Во-вторых, при установлении соответствия уровней точности колес и шарикоподшипников принято соответствие обобщенных критериев точности, так, например 8-й степени точности колеса (нормальной по точности изготовления) рекомендован 0-й класс точности шарикоподшипника (также нормальной по уровню точности изготовления).

В-третьих, рекомендуется выбирать соответствие между степенями точности колеса и квалитетами точности сопрягаемых поверхностей колеса и вала по стандарту ISO 1328—97.

Условие соответствия уровней точности, предложенное авторами, обеспечивает лишь ориентировочную область допустимых значений точности колес, валов и опор, которая может уточняться последующими итерациями.

Так, при невыполнении условия (5.68), предлагается следующий порядок итераций. Сначала необходимо увеличить на один квалитет точность сопряжения колеса с валом, затем — на один класс точность шарикоподшипников и лишь, если и в этом случае решение отсутствует, увеличить точность изготовления отдельно взятого колеса. На порядок итераций могут оказать влияние как технологические возможности, так и организационно-стоимостные факторы. Например, необходимо учитывать, что согласно ГОСТ 520—89 подшипники не всех типоразмеров по ГОСТ 3478—68 имеют пять классов точности. Стоимость шарикоподшипников высоких классов точности может в 8—12 раз превышать стоимость подшипников обычной точности, причем возможность применения высокоточных подшипников ограничена обязательным согласованием с производителем подшипников.

Необходимо отметить, что предлагаемые рекомендации требуют дальнейшего развития, поскольку ОСТ 5.8686—84 и государственные стандарты ГОСТ 9178—81 и ГОСТ 1643—81не полностью совпадают друг с другом по интервалу модулей и делительных диаметров, степеням точности.

Таким образом, наличие рекомендаций, устанавливающих однозначные соотношения уровней точности колес валов и опор, позволяет избежать простого перебора возможных вариантов сочетаний точности указанных элементов зубчатых передач, что придает синтезу конструкций целенаправленный характер и дает возможность формализовать процесс конструирования для целей САПР.

5.7. КОНСТРУКТОРСКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТОЧНОСТИ И ЖЕСТКОСТИ РЕДУКТОРА

В качестве показателя кинематической точности выбрано радиальное биение зубчатого венца. Жесткость ограничивается учетом кручения вала, а другие деформации компенсируются введением коэффициента запаса [136].

На первом этапе рассматриваются конструктивное обеспечение точности отдельно взятого колеса, смонтированного на валу и установленного в опорах.

Под конструктивным обеспечением понимается — выбор расположения средних плоскостей опор и зубчатого венца (консольное, межопорное), — конструкции колеса (насадное — целое или составное, вал-шестерня), — точности и характера соединения колеса с валом (цилиндрическая посадка — с натягом, переходная), — конфигурации вала (гладкий, ступенчатый), — типоразмера (серии) подшипника.

Под технологическим обеспечением понимаются ограничения: — на характер сопряжения колеса с валом (для осуществления натяга требуется технологическое оборудование — гидравлический пресс, муфельная печь, специальные реагенты — жидкий азот или сухой лед), — на применение вала-шестерни (диаметр колеса не должен превышать двух диаметров вала), — на применение ступенчатого вала (при отношении длины вала к диаметру более 8-ми — необходимо технологическое приспособление — люнет для обработки вала с одной установки).

Исходными параметрами являются: — степень точности, — модуль, — делительный диаметр колеса, — минимальный диаметр гладкого вала.

В качестве дополнительных условий могут быть заданы: — схема расположения колеса и опор (консольное, межопорное); — расстояния между средними плоскостями колеса и опор (L, l); — конфигурация вала (гладкий, ступенчатый); — точность изготовления колеса относительно базовой поверхности (центрального отверстия — для насадного колеса и шеек вала в случае вала-шестерни), — квалитеты точности сопрягаемых поверхностей колеса и вала, — конструкция колеса (насадное или вал-шестерня), — типоразмер подшипника (серия).

В случае совместного задания всех вышеуказанных условий расчет идет в режиме анализа имеющейся конструкции, а если не задано хотя бы одно из дополнительных условий, то в режиме синтеза.

Вторым этапом является решение задачи совместного расположения зубчатых колес на промежуточной оси редуктора. При этом вводится требование к жесткости вала и уточняется его конфигурация, а так же конструкция колес.

Третьим, заключительным этапом является решение задачи соединения отдельных валов редуктора в единую кинематическую цепь с определенной пространственной конфигурацией, обоснования выбора корпуса и применения конструктивных приемов для компенсации погрешностей изготовления и монтажа.

На каждом указанном этапе необходимо стремиться к минимизации габаритов (например, начинать с подшипников сверхлегкой серии, а затем переходить к легкой серии) и к выполнению равноточности элементов конструкции.

Равноточность — определенное соотношение уровней точности элементов передачи, то есть между степенями точности колеса относительно базовой поверхности и рабочей оси, квалитетами точности сопрягаемых диаметров колеса и вала, классом точности шарикоподшипников.

5.8. ПРИМЕР РАСЧЕТА КП и КМХ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ЦЕПИ

Задача. Определить значение кинематической погрешности и мертвого хода кинематической цепи (рис. 5.12) для случая, когда зубчатое колесо

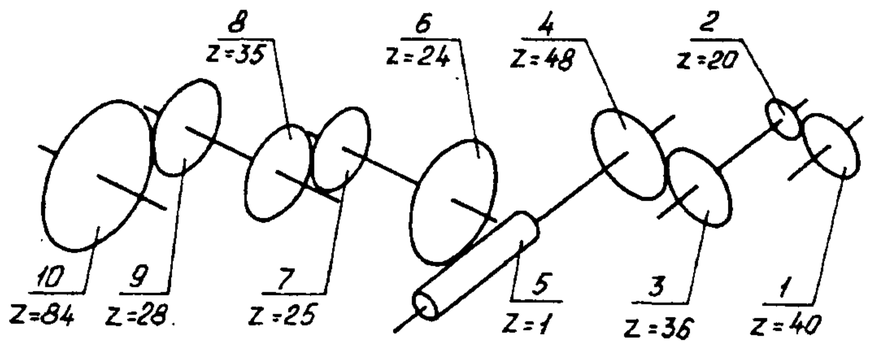


Рис. 5.12. Кинематическая схема цепи к примеру расчета КП и МХ

совершает полный оборот. Решение задачи провести методами максимума — минимума и вероятностным. Значение приведенного суммарного эксцентриситета, а также осевого и радиального люфтов в опорах вращения практически равны нулю.

Исходные данные и значения величин, необходимых для расчета и найденных по ГОСТ 9178—81, ГОСТ 9774—81 и табл. 5.8 и 5.10 сведены в табл. 5.18. Там же представлены передаточные коэффициенты ξ.

1. Рассчитывают максимальные значения КП и КМХ передач по формулам (5.11), (5.13), (5.34) и (5.35), мкм:

$\delta_{\varphi maxI} = 0{,}85\ (24 + 23) = 39{,}9$; $\delta_{\varphi maxII} = 0{,}98\ (24 + 26) = 49{,}0$; $\delta_{\varphi maxIII} = 0{,}80\ (16 + 8) + 23 = 42{,}2$; $\delta_{\varphi maxVI} = 0{,}98\ (24 + 24) = 47{,}0$; $\delta_{\varphi maxV} = 0{,}93\ (24 + 29) = 49{,}3$;

$$j_{\varphi maxI} = 0{,}7\ (14 + 12) + \sqrt{0{,}5\ (20^2 + 20^2) + 2 \cdot 14^2} = 46{,}3;$$

Таблица 5.18. **Исходные данные и значения величин, необходимых для расчета**

Номер передачи	Номер элемента кинематической цепи	z	d, мм	Степень точности	E_{HS}, E_{SS}	f_a	T_H, T_S	k	k_S	F_i'	ξ
I	1	40	20	Ст 6-*Gh* по ГОСТ 9178—81	14	14	20	0,85	0,76	24	10
	2	20	10		12		20			23	1344
II	3	36	18		14	16	20	0,98	0,3	24	5
	4	48	24		16		25			26	504
III	5	1	6	Ст 6-*G* по ГОСТ 9774—81	24	8	16	—	—	—	5
	6	24	12							23	21
IV	7	25	12,5	Ст 6-*Gh* по ГОСТ 9178—81	14	14	20	0,98	0,98	24	1
	8	35	17,5		14		20			24	3
V	9	28	14		14	16	20	0,93	0,74	24	1
	10	84	42		18		25			29	

$$j_{\varphi maxII} = 0{,}7\ (14 + 16) + \sqrt{0{,}5\ (20^2 + 25^2) + 2 \cdot 16^2} = 53{,}0;$$

$$j_{\varphi maxIII} = 0{,}94 \cdot 0{,}24 + \sqrt{0{,}9 \cdot 16^2 + 2\ (8^2 + 6^{2)}} = 41{,}75;$$

$$j_{\varphi maxVI} = 0{,}7\ (14 + 14) + \sqrt{0{,}5\ (20^2 + 20^2) + 2 \cdot 14^2} = 47{,}7;$$

$$j_{\varphi maxV} = 0{,}7\ (14 + 18) + \sqrt{0{,}5\ (20^2 + 25^2) + 2 \cdot 16^2} = 54{,}4.$$

2. Минимальные значения КП передач вычисляют, используя формулы (5.10) и (5.12), мкм:

$\delta_{\varphi minI} = 0{,}62 \cdot 0{,}76\ (24 + 23) = 22{,}2$; $\delta_{\varphi minII} = 0{,}62 \cdot 0{,}3\ (24 + 26) = 9{,}3$; $\delta_{\varphi minIII} = 0{,}62 \cdot 0{,}74\ (24 + 29) = 24{,}3$; $\delta_{\varphi minVI} = 0{,}62 \cdot 0{,}98\ (24 + 24) = 29{,}2$; $\delta_{\varphi minV} = 0{,}62 \cdot 0{,}74\ (24 + 29) = 24{,}3$;

3. Минимальные значения КМХ определяют по гарантированному боковому зазору $j_{\varphi min} = j_{n min}/(\cos\alpha \cos\beta)$, мкм:

$\delta_{\varphi minI} = 8$; $\delta_{\varphi minII} = 9$; $\delta_{\varphi minIII} = 6$; $\delta_{\varphi minVI} = 8$; $\delta_{\varphi minV} = 9$.

4. Максимальные и минимальные значения КП передач переводят из линейных единиц в угловые минуты с помощью (5.17):

$$\delta_{\varphi maxI} = \frac{6{,}88 \cdot 39{,}9}{10} = 27{,}45; \qquad \delta_{\varphi minI} = \frac{6{,}88 \cdot 22{,}2}{10} = 15{,}27;$$

$$\delta_{\varphi maxII} = \frac{6{,}88 \cdot 49{,}0}{24} = 14{,}05; \qquad \delta_{\varphi minII} = \frac{6{,}88 \cdot 9{,}3}{24} = 2{,}67;$$

$$\delta_{\varphi maxIII} = \frac{6,88 \cdot 42,2}{12} = 24,3; \qquad \delta_{\varphi minIII} = \frac{6,88 \cdot 24,68}{12} = 14,15;$$

$$\delta_{\varphi maxVI} = \frac{6,88 \cdot 47,0}{17,5} = 18,48; \qquad \delta_{\varphi minVI} = \frac{6,88 \cdot 29,2}{17,5} = 11,48;$$

$$\delta_{\varphi maxV} = \frac{6,88 \cdot 49,3}{42} = 8,08; \qquad \delta_{\varphi minV} = \frac{6,88 \cdot 24,3}{42} = 3,98.$$

5. Максимальные и минимальные значения КМХ передач переводят из линейных единиц в угловые минуты с помощью (5.36):

$$j_{\varphi maxI} = \frac{7,32 \cdot 46,3}{10} = 33,89; \qquad j_{\varphi minI} = \frac{7,32 \cdot 8}{10} = 5,86;$$

$$j_{\varphi maxII} = \frac{7,32 \cdot 53}{24} = 16,16; \qquad j_{\varphi minI} = \frac{7,32 \cdot 9}{24} = 2,74;$$

$$j_{\varphi maxIII} = \frac{7,32 \cdot 41,75}{12} = 25,46; \qquad j_{\varphi minIII} = \frac{7,32 \cdot 6}{12} = 8,66;$$

$$j_{\varphi maxIV} = \frac{7,32 \cdot 47,7}{17,5} = 19,95; \qquad j_{\varphi minIV} = \frac{7,35 \cdot 8}{17,5} = 3,35;$$

$$j_{\varphi maxV} = \frac{7,32 \cdot 54,4}{42} = 9,48; \qquad j_{\varphi minV} = \frac{7,32 \cdot 9}{42} = 1,57.$$

6. Координаты середин полей рассеяния и поля рассеяния КП передач с учетом формул (5.24) и (5.25) равны, угл. мин.:

$$E_{V\,I} = \frac{27,45 + 15,27}{2} = 21,36; \quad E_{V\,II} = \frac{14,05 + 2,67}{2} = 8,36;$$

$$E_{V\,III} = \frac{24,3 + 14,15}{2} = 19,22; \quad E_{V\,VI} = \frac{18,48 + 11,48}{2} = 14,98;$$

$$E_{V\,V} = \frac{8,08 + 3,98}{2} = 6,03.$$

$V_I = 27,45 - 15,27 = 12,18$; $V_{II} = 14,05 - 2,67 = 11,38$;

$V_{III} = 24,32 - 14,15 = 10,15$; $V_{VI} = 18,48 - 11,48 = 7$;

$V_V = 8,08 - 3,48 = 4,1$.

7. Координаты середин полей рассеяния и поля рассеяния КМХ передач, рассчитанного по (5.39) и (5.40) имеют следующие значения, угл. мин.:

$$E_{W\,I} = \frac{33,89 + 5,86}{2} = 19,87; \quad E_{W\,II} = \frac{16,16 + 2,74}{2} = 9,45;$$

$$E_{W\,III} = \frac{25,46 + 3,66}{2} = 14,56; \quad E_{W\,VI} = \frac{19,95 + 3,35}{2} = 11,65;$$

$$E_{W\,V} = \frac{9,48 + 1,57}{2} = 5,52.$$

$W_I = 33,89 - 5,86 = 28,03$; $W_{II} = 16,16 - 2,74 = 13,42$;

$W_{III} = 25,46 - 3,66 = 21,8$; $W_{IV} = 19,95 - 3,35 = 16,6$;

$W_V = 9,48 - 1,57 = 7,91$.

8. Координата середины поля рассеяния КП цепи, угл. мин.:

$$E_{V\Sigma} = \sum_{j=1}^{n} \xi_j E_{Vj} = \frac{10}{1344} 21,36 + \frac{5}{504} 8,36 + \frac{5}{21} 19,22 + \frac{1}{3} 14,98 +$$

$$+ 1 \cdot 6,03 = 10,85.$$

9. КП цепи, угл. мин.:

а) метод максимума — минимума (5.18)

$$\delta_{\varphi\Sigma} = \frac{10}{1344} 27,45 + \frac{5}{504} 14,05 + \frac{5}{21} 24,3 + \frac{1}{3} 18,48 + 1 \cdot 8,08 = 20,37.$$

б) вероятностным методом (5.23) при $p = 1\%$; $t_1 = 0,48$

$$\delta_{\varphi\Sigma p} = 10,85 + 0,48 \times$$

$$\times \sqrt{\left(\frac{10}{1344} \cdot 12,18\right)^2 + \left(\frac{5}{504} \cdot 11,38\right)^2 + \left(\frac{5}{21} \cdot 10,15\right)^2 + \left(\frac{1}{3} \cdot 7\right)^2 + 4,1^2} =$$

$$= 13,39.$$

10. Координата середины поля рассеяния КМХ цепи, угл. мин.:

а) метод максимума — минимума (5.37)

$$j_{\varphi\Sigma} = \frac{10}{1344} 33,89 + \frac{5}{504} 16,16 + \frac{5}{21} 25,46 + \frac{1}{3} 19,95 + 1 \cdot 9,48 = 22,6;$$

б) вероятностным методом (5.38) при $p = 1\%$; $t_1 = 0,39$

$$j_{\varphi\Sigma p} = 13,11 + 0,39 \times$$

$$\times \sqrt{\left(\frac{10}{1344} \cdot 28,03\right)^2 + \left(\frac{5}{504} \cdot 13,42\right)^2 + \left(\frac{5}{21} \cdot 21,8\right)^2 + \left(\frac{1}{3} \cdot 16,6\right)^2 + 7,91^2} =$$

$$= 17,38.$$

Глава 6

КОНСТРУИРОВАНИЕ ПЛАСТМАССОВЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

6.1. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К КОНСТРУКЦИИ

6.1.1. Этапы конструирования и учет специфических свойств полимерного материала

При конструировании пластмассовых зубчатых колес необходимо реализовать следующие этапы разработки [20]:

1. Сформулировать требования к конструкции.
2. Дать технико-экономическое обоснование.
3. Оценить уровень показателей механических свойств материала при кратковременном и длительном нагружении.
4. Определить уровень напряжений, уровень действующих на элементы конструкции внешних сил и уровень требуемой износостойкости.
5. Обеспечить соответствие уровней расчетных и допускаемых напряжений.
6. Рассмотреть конструкцию по критериям ее пригодности к литью под давлением, упрочнению, монтажу, операциям производства и послепроизводственным операциям, стоимости.
7. Проанализировать образцы, а также уже испытанные и применяемые прототипы.
8. Принять окончательный вариант конструкции, разработать технические условия, провести испытания деталей, собранных в сборочный узел с указанием перерабатывающего оборудования, получить заключение о работоспособности и разработать рекомендации по производству изделий.

Рассмотрим наиболее существенные рекомендации, которым следует руководствоваться при выборе материала.

По сравнению с металлическими пластмассовые зубчатые колеса имеют ограниченную стойкость к повышенным температурам, высокий коэффициент термического линейного расширения и сравнительно низкую нагрузочную способность. Поэтому при рассмотрении конструкции важным является обеспечение

отвода тепла в собранном узле при изменяющихся условиях окружающей среды и эксплуатации.

При производстве пластмассовых зубчатых колес наиболее часто используется метод литья под давление. К другим методам изготовления относятся механическая обработка зубчатых колес из заготовок, свободное литье (полимеризация в форме), горячая и холодная штамповка (формование в твердой фазе), спекание прессованных заготовок. Размеры деталей, изготавливаемых литьем под давлением, ограничиваются толщиной наиболее массивных частей отливки, а размеры механически обрабатываемых зубчатых колес — размерами экструдируемых или получаемых полимеризацией в форме заготовок. Экономия усилий и времени при конструировании обычно обеспечивается взаимными консультациями конструктора, технолога и производителя материала.

6.1.2. Усадка

Изготовленные литьем под давлением зубчатые колеса не должны иметь пустот и раковин, следов линий разъема, грата, следов от литников или мест впуска расплава, а также должны легко извлекаться из формы. Должна быть известна величина усадки, которую необходимо использовать при конструировании. Величина интервала усадки, полученная на стандартных образцах по ГОСТ 18616—80, приводится в справочной литературе [56, 57, 137—143]. Поскольку усадка является наиболее важной характеристикой литого пластмассового колеса, правильный учет этого фактора предотвратит преждевременный выход деталей из строя. При конструировании необходимо принимать во внимание изменение при усадке размеров зубьев, ребер жесткости, стенок, скруглений, облегчающих отверстий, выемок и т.д. Хотя конструктор не может без помощи других специалистов исключить коробление или полностью компенсировать усадку, он может, правильно выбрав материал, используя стандартные конструкторские подходы, рекомендации конструктора литьевых форм, а также замечания технологов по литью, быть уверенным в том, что разработанные им пластмассовые детали будут работоспособными (табл. 6.1). Даже неполный перечень задач, которые необходимо решить при подготовке производства детали, показывает, что эффективное производство зубчатых колес обеспечивается только совместными усилиями конструктора, производителя материала, конструктора формы и технолога по литью пластмасс. Использование опыта этих специалистов позволяет на каждом

Таблица 6.1. **Перечень задач при подготовке производства детали**

Касается			
Инженера-конструктора	Изготовителя литформ	Специалиста по литью	Производителя материала
Конфигурация зубчатого колеса	Направление течения расплава	Параметры литья под давлением: скорость, давление, расположение впусков	Качество материала, соотношение компонентов
Тип зацепления	Препятствия движению расплава		
Модуль			Методы контроля качества
Профиль зуба и его модификации	Литник; разводящие каналы, облой, место расположения впуска		
Толщина зуба		Число впусков	
Размеры сечений обода, диска, ступицы		Дополнительная механическая обработка, рекомендации по удалению облоя (если требуется) и т. д.	
Литьевые уклоны и галтели	Рекомендации по расположению линии разъема		
Унификация сечений элементов детали	Устранение разницы в усадке		
Сопряжение поверхностей	Исключение внутренних напряжений		
Арматура (если используется)			
Радиусы на поверхности арматуры	Баланс течения расплава		
Допуски и посадки	Материалы наполненные или ненаполненные		
Выбор материала	Материалы армированные стекловолокном или минеральными наполнителями и т.д.		
Способ посадки на вал, смазка и т.д.			

этапе проектирования находить соответствующие правильные решения.

К вопросам, которые необходимо определить совместно с изготовителем литформы и технологом по литью пластмасс, относятся:

1. Рекомендации по скорости впрыска и давлению литья.
2. Выделение места расположения основных технологических отверстий и полостей в нефункциональных частях отливки.

3. Обеспечение равномерности распределения давления при литье и одинаковой массы всех отливок, оптимального режима охлаждения.
4. Учет размеров отливки, расположения впусков и баланса движения расплава.

6.1.3. Коробление

Технические условия на зубчатое колесо определяют его как готовую к сборке полностью обработанную деталь. Поэтому необходимо, чтобы при изготовлении колеса учитывалась и усадка, и коробление детали. Коробление является результатом неравномерной объемной усадки материала, возникающей при остывании расплава от температуры плавления до твердого состояния. Факторы, позволяющие существенно уменьшить неравномерность усадки и коробление, приведены ниже.

1. Использовать стандартные конструкторские решения.
2. Правильно выбрать материал.
3. Уменьшить различия условий движения расплава, исключить или уменьшить разнотолщинность отливки.
4. Назначить унифицированную толщину стенок и ребер; добиться, чтобы изменения толщины в любых сечениях детали было не более 50% от номинальной (60% для стеклонаполненных материалов); стыковать стенки размером в 3 раза большим, чем толщина стенок.
5. Проектировать детали без резких переходов, с большими радиусами сопрягающих поверхностей, низкой шероховатостью поверхности.
6. Исключить условия, способствующие прерывистому течению расплава, а также препятствия его течению.
7. Осторожно использовать и размещать ребра и буртики: высота не более утроенной толщины стенки, литьевые уклоны на ребрах от 0,25° до 1°.
8. Отдавать предпочтение стеклонаполненным материалам и материалам с минеральными наполнителями, создающим меньшую ориентацию, в результате чего обеспечивается равномерная усадка и снижение остаточных напряжений.
9. Отдавать предпочтение полиамидам с кристаллической структурой (низкая усадка, уменьшенное коробление, улучшенная размерная стабильность, сохранение свойств при литье, двух-, трехкратное повышение жесткости); стеклонаполненным полиацеталям, обеспечивающим высокую жесткость и низкую ползучесть при повышенных температурах; термопластичным

полиэфирным смолам с содержанием слюды и стекловолокна до 40%.

Дисковые конструкции колес (без ступиц и ободьев) рекомендуются для тонких колес средних размеров. Вероятность коробления из-за неравномерности усадки при данном виде конструкции уменьшается.

6.2. ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ

Основные рекомендуемые соотношения размеров обода, диска и ступицы показаны на рис. 6.1.

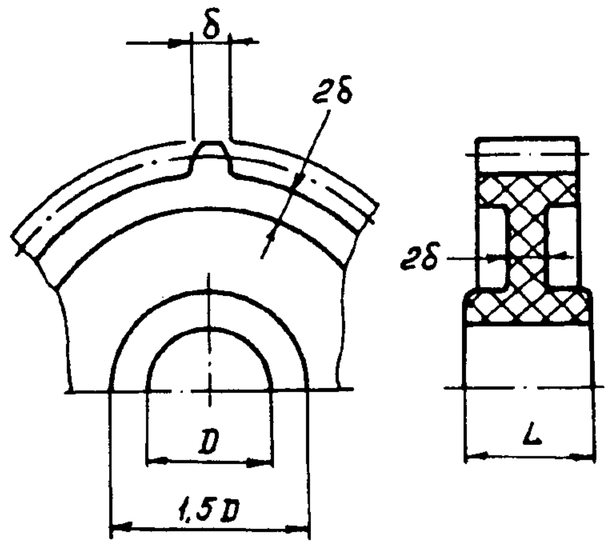


Рис. 6.1. Рекомендуемые соотношения размеров элементов пластмассового зубчатого колеса [20]

Отверстия и ребра жесткости в литых колесах, выполняемые для облегчения детали или для уменьшения момента инерции колес большого диаметра, являются источниками отклонений от круглости деталей с неодинаковой толщиной стенок (рис. 6.2). В "тонких" сечениях таких конструкций

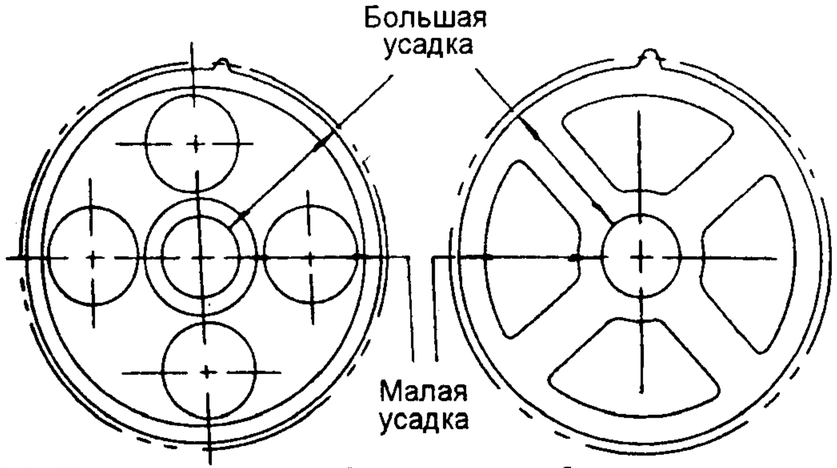
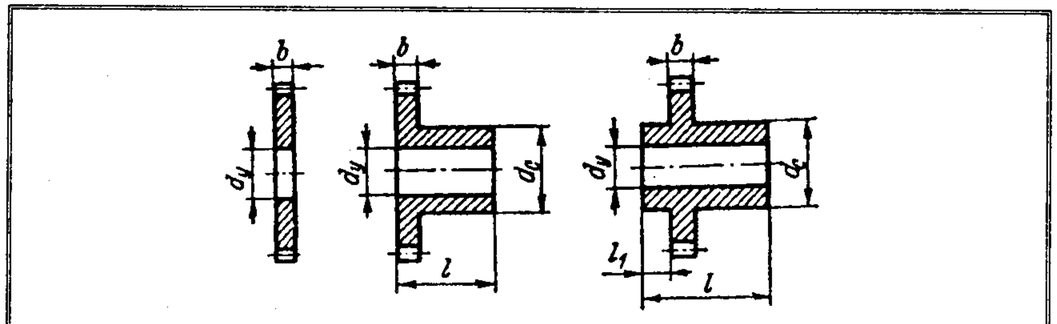


Рис. 6.2. Конструкции литых зубчатых колес с облегчающими отверстиями и ребрами

усадка меньше, чем в "толстых", что является причиной остаточных напряжений. Действующая высокая нагрузка станет причиной развития трещин в ободе уже после непродолжительного времени эксплуатации. В данном случае конструктор должен пересмотреть необходимость отверстий и ребер, если возникающие отклонения от круглости будут причиной появления трещин. Малая величина момента инерции пластмассовых зубчатых колес позволяет не прибегать к облегчающим отверстиям или ребрам, типичным для металлических колес.

В первом приближении при выборе конструкции пластмассового зубчатого колеса можно руководствоваться соответствующими нормальному ряду основными размерами, приведенными в табл. 6.2.

Таблица 6.2. **Основные размеры мелкомодульных прямозубых и косозубых цилиндрических колес внешнего зацепления, мм**



d_y		d_c	l	
1-й ряд	2-й ряд		Прямозубое колесо	Косозубое колесо
2,5	2,8	5; 6	3; 4; 5;	8; 10; 12
3; 3,6	3,5	6; 7	6; 7; 8;	
4	4,5	7; 8	9; 10	
5	—	7; 8; 9; 10	6; 7; 8;	10; 12;
—	5,5	8; 9; 10	9; 10;	14; 16;
6	—	9; 10; 11; 12	11; 12;	18; 20;
—	7; 7,5	12; 14; 15; 16	13; 14;	22; 25
8	—	13; 14; 15; 16; 18	15; 16;	
—	9	14; 15; 16; 18; 20; 21	18; 20	
			22; 25	

Примечания. 1. Для всех размеров колес длину выступа ступицы l_1 рекомендуется выбирать из ряда: 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 1,0; 1.6; 2,0; 2,5. 2. Ширина зубчатого венца b в зависимости от модуля ограничивается следующими пределами:

m	0,15	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7—0,8
b	0,3—1	0,5—3	0,6—4	0,6—5	1—6	1—8	1,2—12	1,5—12

Более детально особенности конструирования пластмассовых зубчатых колес удобно рассмотреть, дифференцируя особенности, обусловленные функциональным назначением и технологией изготовления [17, 18].

6.2.1. Конструктивное исполнение, обусловленное функциональным назначением

Принципиальные требования к конструктивному исполнению определяются функциональным назначением деталей. Для удовлетворения этих требований следует использовать конструкторские решения, учитывающие, в частности, относительно невысокую прочность и технологическую усадку полимерных материалов.

Для обеспечения стабильной, не изменяющейся в процессе эксплуатации формы зубчатого венца, при конструировании необходимо выполнять следующие рекомендации.

Помимо обусловленной функциональным назначением колеса круговой симметрии следует предусматривать симметричное расположение элементов поперечного сечения колеса относительно оси, перпендикулярной оси вращения; для колес с асимметричным поперечным сечением характерно искажение формы сечения (рис. 6.3).

Конструкция колеса должна обеспечивать непрерывный, без концентраторов напряжений, контакт венца с диском по периферии колеса, в противном случае возможно ослабление и разрушение венца в местах концентрации напряжений при перегрузке из-за остаточных напряжений при усадке и снижения прочности вследствие водопоглощения.

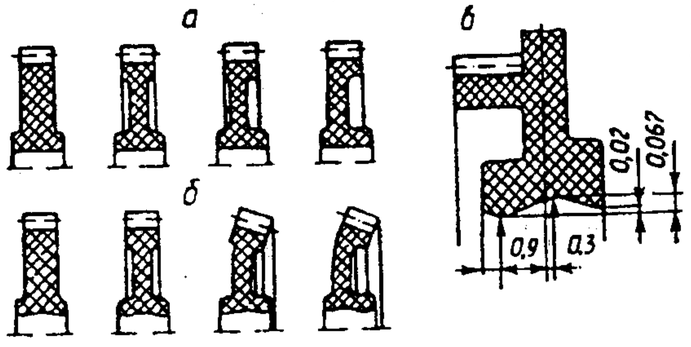


Рис. 6.3. Искажение формы литых цилиндрических зубчатых колес, зависящее от конструкции колеса: *а* — проектная форма колеса (сплошная дисковая конструкция с симметрично, асимметрично и односторонне расположенным диском); *б* — фактическая форма колеса; *в* — ожидаемые отклонения формы отверстия (для $d = 4$ мм, корпус колеса — 10-кратное увеличение, отклонения формы — 100-кратное увеличение)

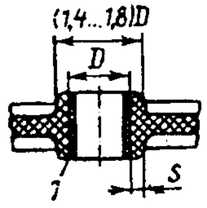
Толщину венца (имеется в виду зона под основанием зубьев) рекомендуется принимать равной не менее двум модулям; если венец опирается на металлический армирующий диск, то его толщина должна соответствовать удвоенной высоте зуба. При размерах колеса, не позволяющих разместить арматуру, можно использовать в диске колеса металлический несущий элемент (например, кольцо из перфорированного листового железа), распределив передаваемую нагрузку на бóльшую площадь.

Увеличивать ширину венца можно до определенных пределов. Не рекомендуется применять широкие венцы, так как существует опасность заклинивания, обусловленная отклонением направления зуба. При использовании прижимной шайбы или соединения венца с металлическим диском болтами или винтами давление, возникающее при затяжке болтов, не должно превышать допустимого напряжения смятия (табл. 6.3.).

Таблица 6.3. **Допустимое напряжение смятия для некоторых пластмасс**

Материал	$\sigma_{см}$, МПа	Материал	$\sigma_{см}$, МПа
ПА-6	20	ПЭВП	4
ПА-66	22	ПА 6 + 30% СВ	40
ПА-11	17	ПА 11 + 30% СВ	50
ПА-12	17	ПА 12 + 30% СВ	50
ПОМ	22	ПОМ + 30% СВ	45
ПБТ	20	ПБТ + 30% СВ	32

Рис. 6.4. Соотношение между диаметрами ступицы и металлической армирующей втулки

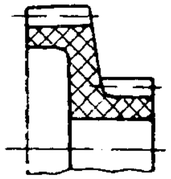
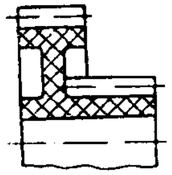
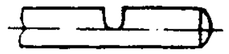
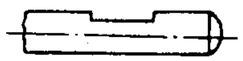
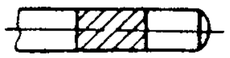
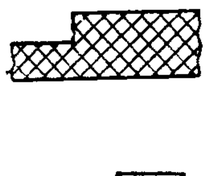
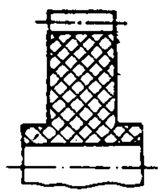
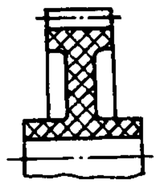
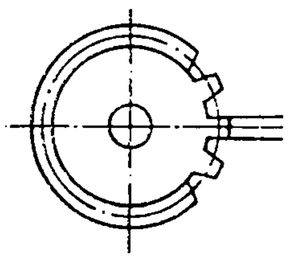
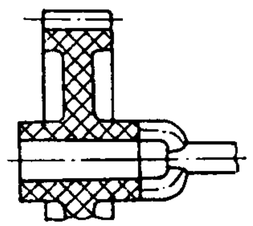


Дополнительные рекомендации по конструированию полимерных колес и соединения "вал — ступица" приведены в табл. 6.4. Рекомендуемые соотношения размеров ступицы и устанавливаемой в ней металлической армирующей втулки представлены на рис. 6.4.

6.2.2. Конструктивное исполнение, обусловленное технологией изготовления

Конструкция колеса должна быть технологичной, обеспечивающей высокое качество отливки и ее извлечение из оформляющей полости формы. Литниковые каналы, с одной стороны, должны иметь возможно большее поперечное сечение для сокращения

Таблица 6.4. **Дополнительные рекомендации по конструктивному выполнению зубчатого колеса и соединению его с валом**

Неправильно	Рекомендации	Правильно
	Следует избегать конструкций со смещенными в одном направлении друг относительно друга по оси колеса венцом, диском и ступицей	
	Пазы, кольцевые канавки и рифления на поверхности посадочных поверхностей валов создают концентрацию напряжений. Предпочтительны лыски и накатки	
		
	Резкие изменения поперечного сечения отливки являются концентраторами напряжений и источниками образования трещин. Предпочтительны плавные переходы	
	Следует исключать массивные элементы отливки, в которых возможно образование раковин и утяжин на поверхности	
	Центральный (шатровый) литник предпочтителен перед боковым с одним впуском	

времени заполнения оформляющей полости формы расплавом полимера, обеспечивать отливку изделий из наполненных полимеров и т.д. С другой стороны, для получения товарного вида готового изделия необходимо возможно меньшее сечение. Сечение разводящих литниковых каналов уменьшают от центрального литника к местам впуска. При переработке полимерных материалов с высокой вязкостью расплава предпочтительными являются трехточечный или кольцевой литники. Литник должен обеспечивать равномерное заполнение оформляющей по ости без холодных спаев. Круговая формы зубчатого колеса облегчает размещение центрального литникового канала, обеспечивающего равномерное заполнение оформляющей полости расплавом.

Толщину стенки S отливок, получаемых литьем под давлением, можно назначать от 0,4 до 15 мм в зависимости от марки материала, пути течения расплава, температуры переработки и давления литья. Следует избегать в конструкции детали массивных частей и резкого изменения толщины стенки, приводящих к появлению утяжин и короблению. Эти требования необходимо также учитывать при размещении ребер жесткости. Для материала ПА отношение толщины ребра к толщине стенки составляет 0,5...0,7, для ПК — 0,5...0,9, ПОМ — 0,6...0,7, ПЭТФ — 0,6...0,8, ПЭВП — 0,5...0,7 [18].

Для обеспечения технологичности конструкции используются выборки, отверстия различной формы и другие аналогичные конструктивные усовершенствования. Выборки уменьшают массу конструкции, снижают количество материала и время, затрачиваемое на изготовление изделия, однако усложняют конструкцию формы. При этом необходимо сохранять симметрию поперечного сечения детали во избежание ее коробления. Отверстия, пазы в дисках и ступицах пластмассовых колес являются источниками радиального биения, коробления и отклонения от круглости. Если конструкция невозможна без отверстий, пазов и других подобных элементов, необходимо назначать диаметр отверстия (ширину паза) не менее 1 мм. При заливке расплава полимера и запрессовке в пластмассовые детали металлических элементов (валов, арматуры и т.п.) следует избегать острых углов и кромок, резкого изменения поперечного сечения и асимметричного расположения элементов конструкции, чтобы предотвратить возможную концентрацию напряжений при надрезах и короблении отливки.

Для обеспечения требуемой нагрузочной способности, функциональной надежности и долговечности необходимо заранее определить уязвимые места конструкции и по возможности избегать их появления. Это места холодных спаев, появление которых можно предотвратить благодаря соответствующей конструкции литниковой системы. Концентраторы напряжений в местах расположения углов и острых кромок можно устранить, предусматривая достаточно большие радиусы закруглений. Переходную

кривую у основания зуба необходимо формировать по возможно большему радиусу.

При изготовлении червячных колес из пластмасс в литьевых формах возникают сложности при извлечении отливки из формы. В приборостроении при проектировании малонагруженных червячных передач для упрощения технологии изготовления пренебрегают ухудшением условий эксплуатации и используют пару "цилиндрический червяк — цилиндрическое зубчатое колесо" [143]. При этом процесс извлечения отливки из литьевой формы упрощается. Для нагруженного привода следует использовать глобоидную червячную передачу, однако из-за сложности извлечения отливки колеса такой конструкции существенно возрастают затраты на изготовление литьевой формы. Преодолеть указанные затруднения можно, используя конструкцию колеса с зубчатым венцом, смещенным и повернутым относительно оси поперечного сечения колеса (рис. 6.5, *а*). Можно также изготавливать червячные колеса из двух идентичных половин, соединенных на защелках, болтами и т.п. (рис. 6.5, *б*). В этом случае, естественно, возрастают требования к точности литьевой формы и сборки при соединении частей колеса.

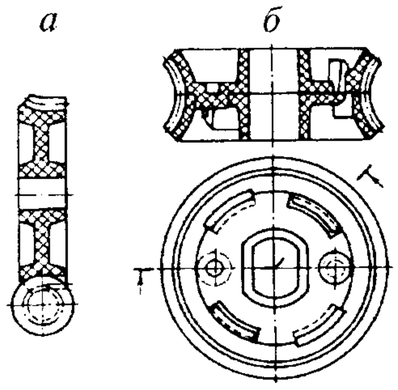


Рис. 6.5. Варианты конструкций червячных колес: *а* — колесо с зубчатым венцом, смещенным и повернутым относительно оси поперечного сечения колеса в одной неразъемной матрице); *б* — колесо, состоящее из двух идентичных половин

При конструировании конических колес рекомендуется принимать соотношения размеров элементов колеса, указанное на рис. 6.6, *а*, и использовать конструкцию колеса с дополнительной опорой концов зубьев на сплошные кольцевые выступы (рис. 6.6, *б*).

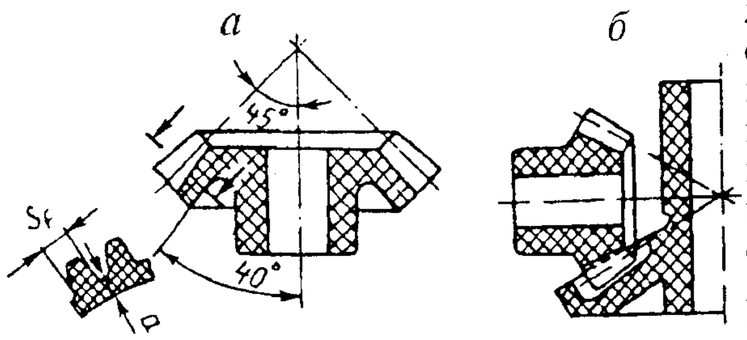


Рис. 6.6. Элементы конструирования конических пластмассовых колес: *а* — соотношение размеров некоторых элементов колеса; *б* — конструкция конического колеса с перемычками во впадинах зубчатого венца

6.2.3. Соединение колеса с валом

Основными требованиями к соединению колеса с валом являются способность к надежной передаче крутящего момента и сохранение этой способности в течение всего срока эксплуатации передачи.

Известные по металлическим конструкциям соединения колеса с валом в виде прессового, шпоночного, шлицевого и штифтового соединения используются также для зубчатых колес из термопластов. Прессовая посадка нестабильна во времени из-за существенно большей, чем у металлов, склонности полимерных материалов к ползучести. Следует избегать соединения с призматическими или сегментальными шпонками (рис. 6.7, *а*), особенно

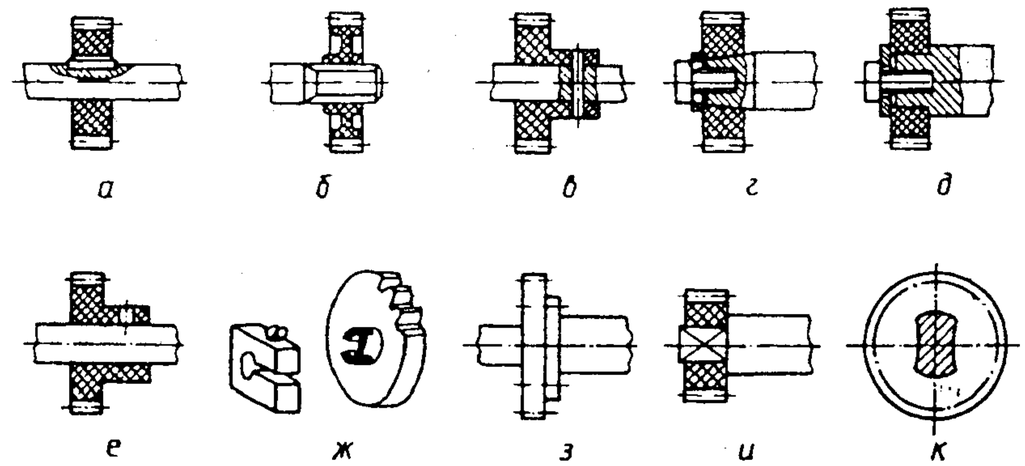


Рис. 6.7. Варианты разъемных соединений и крепления пластмассовых зубчатых колес на валу [18]: *а* — шпоночное; *б* — шлицевое; *в* — штифтовое; *г*, *д* — на конический или цилиндрический хвостовик вала с затяжкой винтом; *е* — установочным винтом; *ж* — с помощью клеммы; *з* — крепление к фланцу винтами; *и*, *к* — запрессовкой на вал с профильной посадочной поверхностью

при больших нагрузках, из-за ослабления ступицы и местных радиальных отклонений зубчатого венца. Предпочтительны соединения с двумя и более шпонками, равномерно расположенными по окружности. Ступицу можно также усилить металлической армирующей втулкой (см. рис. 6.4). Высокую точность и нагрузочную способность, а также равномерное распределение нагрузки обеспечивает шлицевое соединение (рис. 6.7, *б*), однако применять его целесообразно только при большом диаметре вала в массовом производстве. Штифтовое соединение (рис. 6.7, *в*) предназначено для передачи небольших крутящих моментов.

Способ закрепления колеса на валу в большой степени определяется передаваемым крутящим моментом. Из разъемных со-

единений отметим закрепление консольно расположенного колеса на конической (рис. 6.7, *г*) или цилиндрической с буртиком (рис. 6.7, *д*) посадочной поверхности с помощью шайбы, прижимаемой к торцу колеса винтом. Последний вариант обеспечивает хорошее центрирование вала в ступице колеса. При передаче небольших крутящих моментов колесо закрепляют на валу установочным винтом (рис. 6.7, *е*). Используют также клеммовое соединение (рис. 6.7, *ж*), крепление с помощью фланца (рис. 6.7, *з*) или профильное соединение с сечением прямоугольной (рис. 6.7, *и*) или другой (рис. 6.7, *к*) формы. Влияние посадки на радиальное биение колеса (m = 0,5 мм; z = 59; d = 29,5 мм, исходный контур $\alpha = 20°$, $h_a^* = 1{,}0$) при различных вариантах крепления на валу (см. рис. 6.7, *а*, *д*—*з*) определяется следующими соответствующими значениями F_{rr}, мкм: 65, 135, 90, 40 и 50.

Литые пластмассовые зубчатые колеса можно также закреплять на валу в процессе литья. Форма и обработка посадочной поверхности вала могут быть различными — используются выдавки (рис. 6.8, *а*), прямая (рис. 6.8, *б*) и косая (рис. 6.8, *в*) накатки,

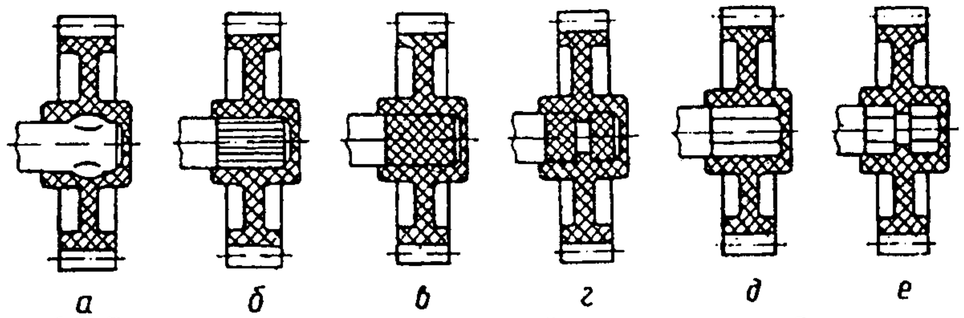


Рис. 6.8. Варианты неразъемных соединений пластмассовых зубчатых колес с валом: *а* — выдавки; *б* — накатка осевая; *в* — накатка косая; *г* — накатка с кольцевой канавкой; *д* — многогранник; *е* — многогранник с кольцевой канавкой

накатка с канавкой (рис. 6.8, *г*), многогранник (рис. 6.8, *д*) и многогранник с канавкой (рис. 6.8, *е*). При данном способе соединения обеспечивается хорошее центрирование колеса на валу.

6.2.4. Примеры комбинированных конструкций

Благодаря относительной простоте и экономической эффективности процесса литья под давлением деталей из пластмасс можно с минимальными затратами применять нетрадиционные конструкторские решения, повышающие прочность и жесткость детали, объединять в одной детали разные по функциональному

назначению элементы и даже целые детали. Так, повысить прочность и жесткость зубчатого венца можно, импользуя перемычки во впадинах зубьев, которые размещены на одном из торцов венца (рис. 6.9, *а*) или в средней (по ширине венца) части с соответствующим ответным пазом на парном колесе (рис. 6.9, *б*).

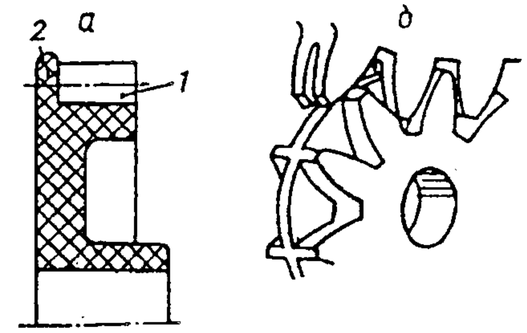


Рис. 6.9. Конструкции пластмассовых зубчатых колес, обусловленные возможностями технологии изготовления литьем под давлением: *а* — повышение прочности и жесткости дополнительными торцовыми перемычками *2* между зубьями *1*; *б* — усиление зубьев перемычками в серединной плоскости по ширине зубчатого венца

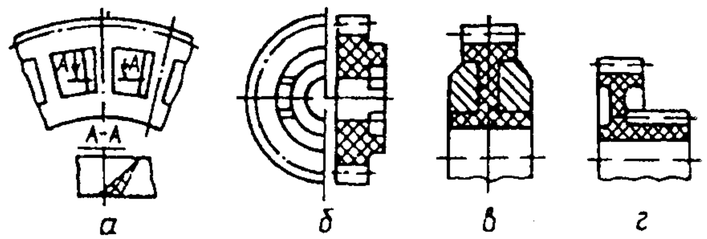


Рис. 6.10. Конструкция комбинированных зубчатых колес: *а* — колесо, совмещенное с вентилятором; *б* — зубчатое колесо- полумуфта; *в* — зубчатое колесо, совмещенное с подшипником скольжения; *г* — блок зубчатых колес

Конструкции совмещенных с зубчатыми колесами деталей разного функционального назначения показаны на рис. 6.10 — зубчатое колесо и вентилятор (рис. 6.10, *а*), зубчатое колесо, совмещенное с пазами соединительной муфты (рис. 6.10,), зубчатый венец и подшипник скольжения (рис. 6.10, *в*), зубчатые колеса, совмещенные в одном блоке (рис. 6.10, *г*).

6.3. КОНСТРУИРОВАНИЕ ПЛАСТМАССОВЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС С МЕТАЛЛИЧЕСКОЙ АРМАТУРОЙ*

В отдельных случаях (большие габариты колес в диаметральном направлении, существенные колебания температуры и влажности окружающей среды) целесообразно изготавливать из полимерного материала только зубчатый венец, а диск и ступицу — из другого материала. Эти элементы колеса (арматура, вставки) выполняются из другого полимерного материала, стали, сплавов

* Использованы материалы, представленные Г. Т. Фараоновым [27].

алюминия, имеющих малую плотность (2700 кг/м^3) и обладающих достаточной прочностью, теплопроводностью, хорошей обрабатываемостью резанием, способностью расчеканиваться. При необходимости арматура может быть защищена соответствующими покрытиями, выдерживающими температуру переработки пластмасс (до 260 °С). Преимуществами таких конструкций являются повышенная несущая способность соединения вал — ступица, стабильность размеров зубчатого венца, а недостатками — повышенные затраты при литье под давлением за счет дополнительных расходов на изготовление, установку и крепление арматуры в литьевой форме. Таким образом, армирование пластмассовых зубчатых колес металлическими вставками имеет целью обеспечить жесткую, надежную посадки колеса на вал, частично компенсировать влияние усадки материала на точность изготовления колеса, улучшить теплоотвод и размерную стабильность.

Арматуру изготавливают штамповкой или литьем под давлением в кокиль. При любых способах изготовления арматуры допуск на отклонение ее толщины следует принимать не более ±0,01 мм. В конструкциях колес с армирующими металлическими вставками необходимо обеспечить надежное соединение пластмассового зубчатого венца с металлической арматурой. Для снижения концентрации напряжений в местах соединения зубчатого венца с арматурой необходимо предусматривать скругление острых кромок, максимально возможные радиусы скругления и т.д.

6.3.1. Варианты конструкций металлической арматуры

На рис. 6.11—6.13 показаны варианты арматуры, на рис. 6.14 — конструкция пластмассового колеса с арматурой. Торцовые уступы, отверстия, канавки, накатка, пазы или лыски способствуют надежному соединению пластмассового венца с металлической арматурой. Торцовые уступы размером b_1 (рис. 6.11) препятствуют смещению венца в осевом направлении. Заполняющий отверстия диаметром d_2 (рис. 6.11, 6.12) расплав препятствует радиальному и тангенциальному перемещению венца при повышении температуры, исключает деформацию и отслаивание торцовых элементов венца от арматуры. Заточка кольцевых выступов размера b_1 арматуры под углом φ (рис. 6.12) препятствует деформации и отслаиванию торцовых элементов венца.

Кольцевая канавка сечением $S \times b_3$, выполненная концентрично или эксцентрично оси колеса в сочетании с отверстиями (рис. 6.12), пазами (рис. 6.13, *а*) или лысками (рис. 6.13, *б*), препятст-

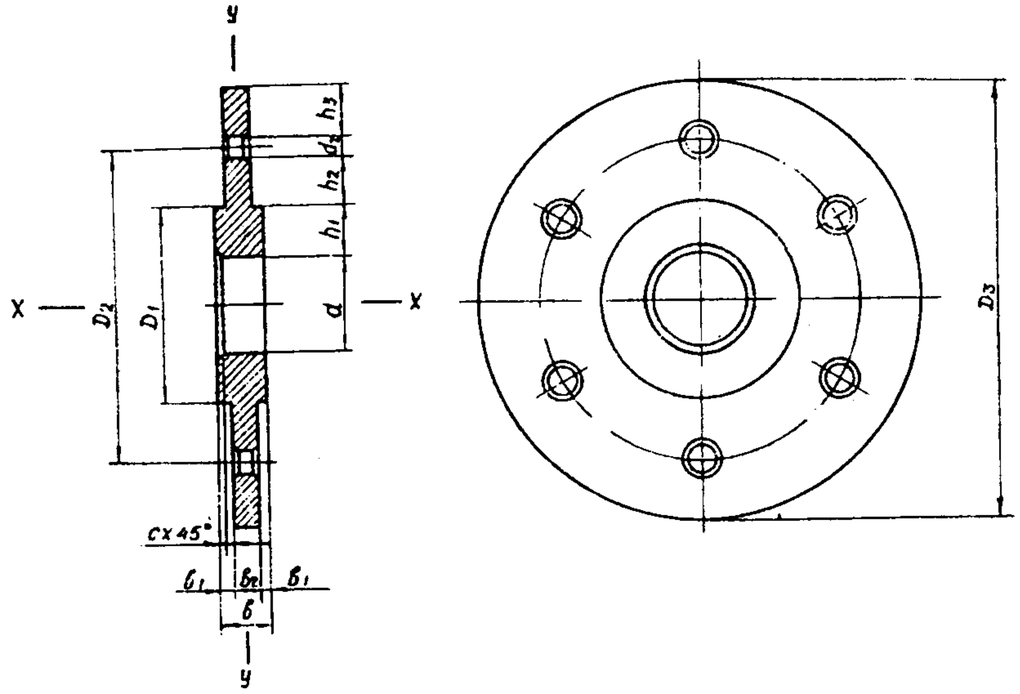


Рис. 6.11. Обобщенная базовая конструкция металлической арматуры

Рис. 6.12. Вариант конструкции металлической арматуры с кольцевыми конусными заточками, выполненными под углом φ к торцовой поверхности арматуры

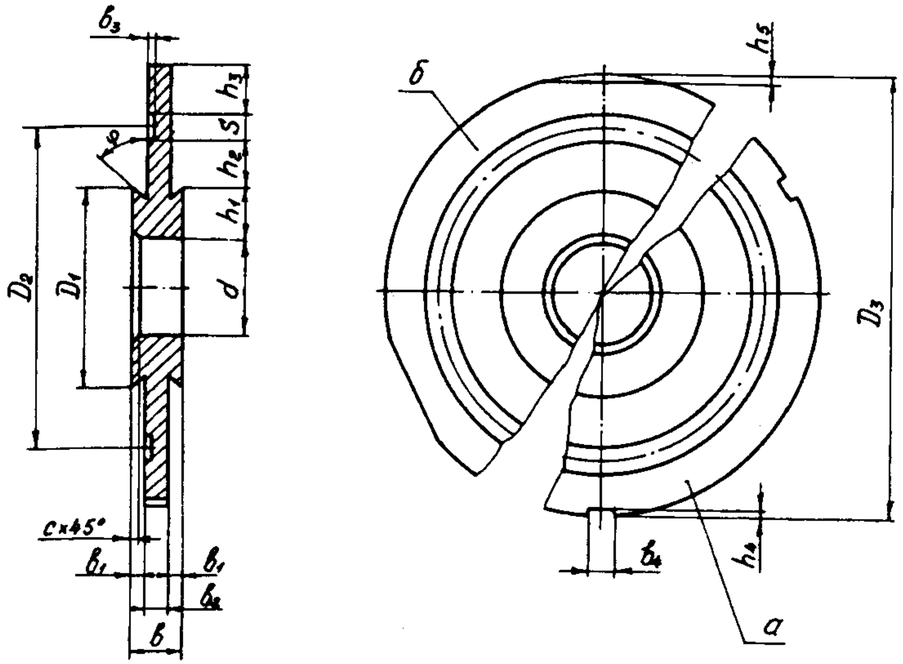


Рис. 6.13. Варианты конструкций металлической арматуры с концентричной (или эксцентричной) канавкой, пазами (*а*) или лысками (*б*) на наружной цилиндрической поверхности

вует смещению зубчатого венца в радиальном и тангенциальном направлениях.

6.3.2. Расчет элементов конструкций

Для случая формирования зубчатого венца в литьевой форме без его дополнительной обработки необходимо обеспечить соосность зубчатого венца и посадочного отверстия арматуры.

Размер K принимается равным 1,5 m; бóльшие значения снижают размерную точность, меньшие нежелательны по условиям прочности. Указания по торцовому биению F_x базового торца относятся, как правило, к металлической арматуре и не распространяются на кольцевой элемент пластмассового венца. Величину торцового биения последнего рассчитывают в зависимости от диаметра d_a: $F_x = 0{,}004\ d_a$.

Размеры элементов конструкции пластмассового зубчатого колеса с арматурой рассчитывают по формулам [5] (рис. 6.14):

$$h = 2{,}5\ m; \tag{6.1}$$

$$H = \frac{d_a - d - 2h}{2}; \tag{6.2}$$

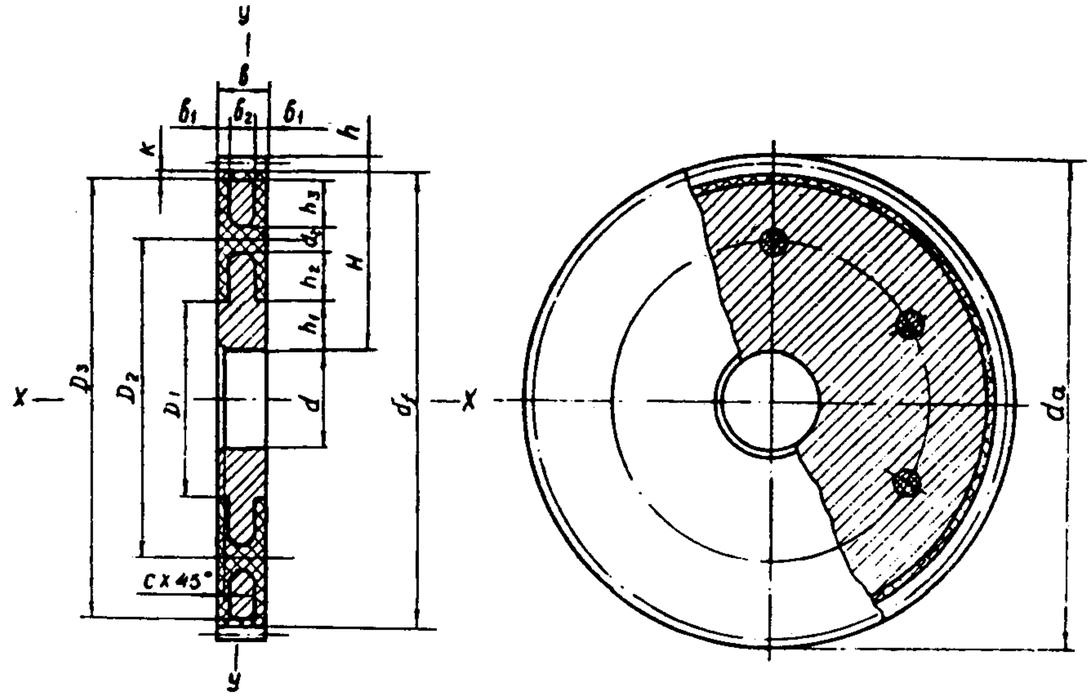


Рис. 6.14. К расчету размеров элементов конструкции пластмассового зубчатого колеса с металлической арматурой

$$h_1 = 0{,}27;\ \ H \geq 0{,}5; \tag{6.3}$$

$$D_1 = d + 2h_1; \tag{6.4}$$

$$D_2 = (D_1 + D_3)/2; \tag{6.5}$$

$$D_3 = d_f - 2K = d_a - 2h - 2K; \tag{6.6}$$

$$h_2 = (D_2 - D_1 - d_2)/2 \geq 0{,}2; \tag{6.7}$$

$$h_3 = (D_3 - D_2 - d_2)/2 \geq 0{,}2; \tag{6.8}$$

$$b_1 = \frac{1}{3}\ b \text{ при } b \leq 1{,}2;$$

$$b_1 = \frac{1}{4}\ b \text{ при } b > 1{,}2.$$

Расчетные величины K, h, H, h_1, h_2, h_3 округлению не подлежат. Диаметр d_2 и количество отверстий следует выбирать по таблице 6.5 в зависимости от диаметра окружности вершин зубьев d_a. Предельные отклонения диаметра d_2 принимают соответствующим полю допуска $h12$, $h13$.

Размеры диаметров D_1 и D_2 округляют до десятых долей ближайшего большего или меньшего числа или до ближайшего нормального размера в большую или меньшую сторону. Предель-

Таблица 6.5. Рекомендуемые значения диаметра d_2 и количества отверстий в зависимости от диаметра окружности вершин зубьев d_a

d_a, мм	d_2, мм	Количество отверстий	
От 7 до 9	0,5	6	3
От 9 до 12	0,6	6	3
От 12 до 15	0,8	6	3
От 15 до 20	1,0	8	3

ное отклонения диаметров D_1 и D_3 принимают по $h11$, а для диаметра D_2 — ограничиваются допуском ±0,05 мм.

После расчетов по формулам (6.1)—(6.8) производится проверка размеров $h_{2\min}$, $h_{3\min}$, $K_{\max}$, $K_{\min}$ по уравнениям:

$$h_{2\min} = (D_{2\min} - D_{1\max} - d_{2\max})/2 \geq 0{,}2; \qquad (6.9)$$

$$h_{3\min} = (D_{3\min} - D_{2\max} - d_{2\max})/2 \geq 0{,}2; \qquad (6.10)$$

$$K_{\min} = (d_a - 2h - D_{3\max} - F_r - F_{D3} - E_{MS} - T_M)/2; \qquad (6.11)$$

$$K_{\max} = (d_a - 2h - D_{3\min} - F_r - F_{D3} - E_{MS})/2\,, \qquad (6.12)$$

где F_r — допуск на радиальное биение зубчатого венца, мм; F_{D3} — допуск на радиальное биение диаметра арматуры D_3, мм; E_{MS} — наименьшее отклонение размера по роликам, мм; T_M — допуск на размер по роликам, мм.

Если размер $K_{\min}$ меньше $1{,}5m$ на величину, бóльшую чем $0{,}15m$, следует уменьшить размер D_3.

Поле допуска размера K смещается на половину величины, на которую уменьшается размер D_3. Практически величину D_3, рассчитанную по формуле (6.6), следует уменьшить на 0,2—0,3 мм.

Размеры остальных конструктивных элементов рекомендуется назначать в следующих пределах: $S = 0{,}3$—$0{,}1$ мм; $e = 0{,}1$—$0{,}3$ мм; $h_4 = 0{,}3$—$0{,}5$ мм; $b_4 = 1$—2 мм; $h_5 = 0{,}3$—$0{,}5$ мм; $c \geq 0{,}2$ мм; $\varphi = 45°$; $b_3 = 0{,}3\ b_2$; S_1 — выбирается с учетом обеспечения $h_{2\min}$ и $h_{3\min}$, где S_1 — шаг накатки, мм.

Значения S, S_1, l, h_4, b_4, h_5 увеличиваются с увеличением D_3.

После выбора S, l, h_4, b_4, b_3 и S_1 следует произвести расчет по проверке $h_{2\min}$ и $h_{3\min}$.

6.3.3. Пример расчета конструктивных элементов пластмассового зубчатого колеса с арматурой

Исходные данные: $z = 98$; $m = 0{,}2$ мм; $x = 0$; $b = 2$ мм; $d_a = 20$ мм; степень точности — 9-Е. Материал зубчатого венца — композиционный материал на основе полиамида ПА-610-1-108. Вариант конструктивного оформления зубчатого колеса выбираем по рис. 6.14.

Расчет размеров конструктивных элементов

$$d_a = 0{,}2 \cdot 98 + 2 \cdot 0{,}2 = 20 \text{ мм};$$

$$h = 2{,}5 \cdot 0{,}2 = 0{,}5 \text{ мм};$$

$$H = \frac{20 - 4 - 2 \cdot 0{,}5}{2} = 7{,}5 \text{ мм};$$

$$d_2 = 1{,}0\ H12;$$

$$d = 4 \text{ мм};$$

$$K = 1{,}5 \cdot 0{,}2 = 0{,}3 \text{ мм};$$

$$h_1 = 0{,}27 \cdot 7{,}5 = 2{,}025 \text{ мм};$$

$$D_1 = 4 + 2 \cdot 2{,}025 = 8{,}05 \text{ мм}.$$

Принимаем $D_1 = 8\ H11$;

$$D_3 = 20 - 2 \cdot 0{,}5 - 2 \cdot 0{,}3 = 18{,}4 \text{ мм}.$$

Принимаем $D_3 = 18{,}2^{-0{,}14}$;

$$D_2 = \frac{8 + 18{,}2}{2} = 13{,}1 \text{ мм}.$$

Принимаем $D_2 = 13^{\pm 0{,}05}$;

$$h_2 = \frac{13 - 8 - 1}{2} = 2 \text{ мм}; \quad h_3 = \frac{18{,}2 - 13 - 1}{2} = 2{,}1 \text{ мм}.$$

Производим проверку $h_{2\min}$ и $h_{3\min}$ по формулам (6.9) и (6.10):

$$h_{2\min} = \frac{12{,}95 - 8 - 1{,}07}{2} = 1{,}94 > 0{,}2 \text{ мм};$$

$$h_{3\min} = \frac{18{,}06 - 13{,}05 - 1{,}07}{2} = 1{,}97 > 0{,}2 \text{ мм}.$$

$D_{3\min} = 18{,}06$ мм; $D_{3\max} = 18{,}2$ мм; $F_r = 0{,}026$ мм; $F_{D3} = 0{,}06$ мм; $-E_{MS} = 0{,}10$ мм; $T_M = 0{,}055$ мм.

Рассчитываем $K_{\min}$ и $K_{\max}$ по формулам (6.11) и (6.12):

$$K_{\min} = \frac{20 - 2{\cdot}0{,}5 - 18{,}2 - 0{,}026 - 0{,}06 - 0{,}1 - 0{,}055}{2} = 0{,}2795\text{мм};$$

$$K_{\max} = \frac{20 - 2{\cdot}0{,}5 - 18{,}06 + 0{,}026 + 0{,}06 - 0{,}1}{2} = 0{,}4630 \text{ мм}.$$

Следовательно, $K = 0{,}3^{+0{,}1630}_{-0{,}0205}$.

6.4. РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ

Соединениями деталей машин с натягом называются соединения, в которых натяг создается необходимой разностью посадочных размеров: скрепление деталей реализуется за счет сил упругости предварительно деформированных деталей. При проектировании соединений деталей учитываются требования неподвижности деталей и условия их прочности.

Соединения деталей с натягом могут быть выполнены двумя способами — между гладкими цилиндрическими охватываемой и охватывающей поверхностями (применяется обычно для диаметра вала больше 1 мм) и запрессовкой на накатку, позволяющую избежать затруднений, связанных с необходимостью получить требуемую величину допусков для обеспечения заданной посадки при малых диаметрах соединяемых деталей.

6.4.1. Соединение запрессовкой на рифленые поверхности

Накатанные на валу рифления создают натяг, достаточный для передачи небольших крутящих моментов (рис. 6.15, *а*), при наличии осевого усилия на валу выполняется заплечико (рис. 6.15, *б*). При запрессовке на накатку места сопряжения деталей могут быть выполнены с меньшей точностью, чем при соединении с натягом гладких поверхностей, поэтому способ используется и для валов сравнительно большого диаметра. Точность центрирования при этом уменьшается.

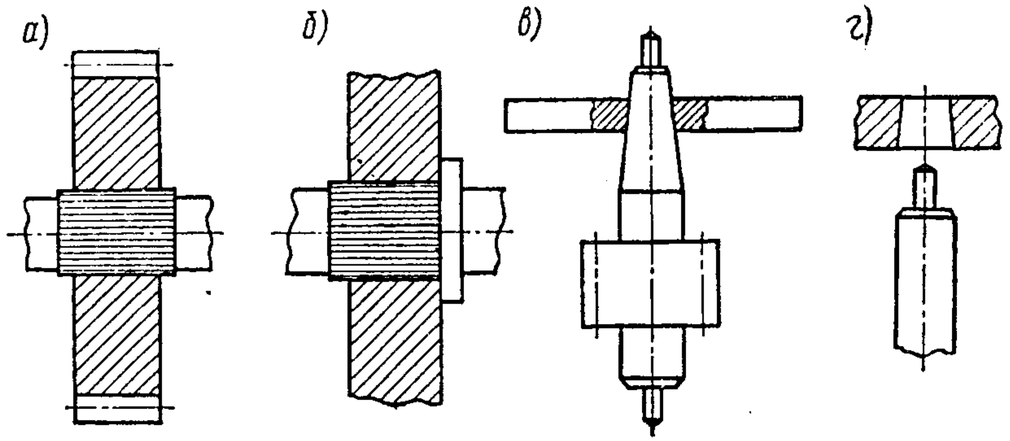


Рис. 6.15. Варианты соединений запрессовкой на рифленые поверхности (*а*, *б*) и соединений с натягом за счет разной формы поверхностей сопрягаемых деталей (*в*, *г*)

При необходимости закрепления на тонких валах зубчатых колес дисковой конструкции без ступиц применяют конический вал и цилиндрическое посадочное отверстие в диске колеса (рис. 6.15, *в*) или на цилиндрический вал насаживают колесо с коническим посадочным отверстием (рис. 6.15, *г*).

Шаг рифления выбирают в зависимости от диаметра и ширины накатываемой поверхности (ГОСТ 21474—75). Соединение запресовкой на рифленые поверхности образуется за счет вреза-ния зубьев рифленой поверхности в материал насаживаемой детали.

Последовательность расчета ширины рифленой части соединения приведена в табл. 6.6. За фактическую рабочую ширину соединения принимают большее из двух значений l_1 и l_2. При выборе шага рифления первоначально принимают $l \geq d_в$, а затем производят расчет l, принимая его в качестве предпочтительного.

6.4.2. Соединение запрессовкой деталей с гладкими поверхностями

Применительно к узлам привода с пластмассовыми деталями рассмотрим соединения деталей по цилиндрическим поверхностям запресовкой (механическим способом) — для случаев посадки ступицы колеса на вал и подшипника скольжения в обойму.

Расчет соединения включает определение необходимого натяга и соответствующей ему посадки по ГОСТ 25347—82 для передачи заданной сдвигающей силы от крутящего момента и (или) осевой силы.

Таблица 6.6. **Формулы для расчета ширины рифленой части соединения**

Расчетный параметр	Формула или обозначение
Шаг рифления, мм	p_0
Предельные отклонения отверстия, мм	ES, EI
Предельные отклонения вала, мм	es, ei
Наименьший предельный размер отверстия, мм	$D_{min} = D + EI$
Наименьший натяг, мм	$\delta_{min} = ei - ES$
Наименьший предельный размер вала, мм	$d_{min} = d_в + ei$
Допускаемое напряжение на срез для материала вала, МПа	$[\tau]_{ср.\ в} = 0{,}3\,\sigma_{ТВ}$
Ширина рифленой части l_1 из условия среза зубьев, м	$l_1 \geq \dfrac{0{,}64 M p_0}{D_{min} N_{min} d_{min} \operatorname{tg}(\alpha/2)\,[\tau]_{ср.\ в}}$
Допускаемое напряжение на срез для материала детали, МПа	$[\tau]_{ср.\ д} = 0{,}3\,\sigma_{ТД}$
Ширина рифленой части l_2 из условия среза материала охватывающей детали, м	$l_2 \geq \dfrac{0{,}64 M}{d^2_{min}\,[\tau]_{ср.\ в}}$

Нагрузочная способность соединения при заданных материалах и размерах деталей определяется номинальными (средними) контактными напряжениями и состоянием контактирующих поверхностей (коэффициентом трения). Напряжения зависят от натяга в соединении и условий работы (температуры, угловой скорости и т.д.).

Условие взаимной неподвижности деталей будет соблюдаться при среднем контактном давлении, равном

$$p_{Hmin} = \frac{QK}{\pi\, d\, l\, f_{min}}, \qquad (6.13)$$

причем сдвигающая сила может быть осевой $Q = F_a$ или окружной $Q = F_t = 2T/d_1$ или та и другая могут действовать совместно, тогда принимают

$$Q = \sqrt{F_a^2 + F_t^2}\,.$$

Контактные давления зависят от вида соединения и условий работы материала соединяемых деталей. Решение задачи для конкретных схем соединения деталей может быть получено путем выражения контактного давления через смещение точек деталей (то есть через геометрические параметры соединения).

При соединении тонкостенных колец (случай запрессовки втулки полимерного подшипника скольжения в обойму) контактное давление рассчитывают по формуле

$$p = \frac{N_p}{2(\lambda_1 + \lambda_2)}, \qquad (6.14)$$

где λ_i — коэффициенты радиальной податливости деталей 1 и 2: $\lambda_i = R_i^2 / E_i h_i$ ($i = 1, 2$); R_i — радиус срединной поверхности кольца толщины h_i; E_i — модули упругости материалов колец; N_p — номинальный расчетный натяг.

Наибольший допустимый натяг в соединении равен

$$N_{max} = 2\sigma_{iT} \frac{R_i}{E_i} \frac{\lambda_1 + \lambda_2}{\lambda_i}, \qquad (6.15)$$

где σ_{iT} — наименьшее значение (из двух) предела текучести материала кольца ($i = 1, 2$).

При изменении температуры общий натяг изменится на величину

$$N_t = 2\,(\alpha_1 R_1 \Delta t_1 - \alpha_2 R_2 \Delta t_2),$$

где α_i и Δt_i — соответственно коэффициенты термического линейного расширения и изменение температуры кольца.

Для случая запрессовки тонкостенного полимерного вкладыша в металлическую обойму членом $R_2^2 / E_2 h_2$ можно пренебречь и формула (6.14) при определении N_p (мкм) преобразуется к виду

$$N_p = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{R_1^2}{E_1 h_1}, \qquad (6.16)$$

где параметры R_1, E_1, h_1 относятся к полимерному вкладышу.

Для соединения дисков и толстостенных цилиндров в соответствии с формулой Ляме имеем

$$\lambda_1 = \frac{d}{2E_1}\left[\frac{1+(d_1/d)^2}{1-(d/d_2)^2} - \nu_1\right];$$

$$\lambda_2 = \frac{d}{2E_2}\left[\frac{1+(d_1/d)^2}{1-(d/d_2)^2} + \nu_2\right]. \qquad (6.17)$$

Тогда контактное давление

$$p_H = \frac{\Delta}{2(\lambda_1+\lambda_2)}, \qquad (6.18)$$

или, подставляя в (6.18) значения λ_1 и λ_2 из (6.17), получаем

$$p_H = \frac{\Delta}{10^3 d}\left[\frac{c_1'}{E_1} + \frac{c_2'}{E_2}\right]^{-1}, \qquad (6.19)$$

где

$$c_1' = \frac{1+(d_1/d)^2}{1-(d/d_2)^2} - \nu_1;$$

$$c_2' = \frac{1+(d_1/d)^2}{1-(d/d_2)^2} + \nu_2. \qquad (6.20)$$

В формулах (6.13)—(6.20): K — коэффициент запаса сцепления, учитывающий возможное рассеяние значений параметров, входящих в расчетную формулу; l — длина посадочной поверхности; f_{min} — минимальное значение коэффициента трения; d — посадочный диаметр; d_1 — диаметр отверстия охватываемой детали; d_2 — наружный диаметр охватывающей детали (ступицы); E_1 и E_2 — модули упругости охватываемой и охватывающей деталей; ν_1 и ν_2 — коэффициенты Пуассона охватываемой и охватывающей деталей (табл. 6.7).

Для упрощения расчетных зависимостей, относящихся к некоторым частным случаям расчета, обозначим первые члены в (6.20) соответственно c_1 и c_2, то есть

Таблица 6.7. Коэффициент Пуассона для некоторых ненаполненных термопластов

Полимер	ν
Полиацетали	0,35
Полиамид ПА 66	0,39
Поликарбонат	0,36
Полиэфир	0,33
Политетрафторэтилен	0,46

$$c_1' = c_1 - \nu_1;$$
$$c_2' = c_2 + \nu_2.$$

Тогда для обычно используемых сплошных валов ($d_1 = 0$) расчетная формула примет вид

$$\Delta = 10^3 \cdot pd\left(\frac{1-\nu_1}{E_1} + \frac{c_2+\nu_2}{E_2}\right). \qquad (6.21)$$

Для прессового соединения с деталями из одинаковых материалов формула (6.21) преобразуется к виду

$$\Delta = 10^3 \cdot pd\left(\frac{c_2+1}{E_2}\right). \qquad (6.22)$$

При расчете соединения пластмассовая ступица — металлический вал первым членом в уравнении (6.21) можно пренебречь, тогда

$$\Delta = 10^3 \cdot pd\left(\frac{c_2+\nu_2}{E_2}\right). \qquad (6.23)$$

Изменение натяга в соединении при температуре, отличной от температуры сборки, учитывают коэффициентом u_t (мкм)

$$u_t = 10^3 \cdot d(\alpha_2 \Delta t_2 - \alpha_1 \Delta t_1);$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_0; \quad \Delta t_1 = t_1 - t_0, \qquad (6.24)$$

где α_1, α_2 — коэффициенты термического линейного расширения; t_1, t_2 — рабочая температура деталей.

Учитывается также дополнительный натяг, необходимый для обмятия микронеровностей

$$u_R = 1{,}2\,(R_{z1} + R_{z2}) \approx 5{,}5\,(R_{a1} + R_{a2})\,, \qquad (6.25)$$

где R_{a1}, R_{a2} — средние арифметические отклонения профилей; R_{z1}, R_{z2} — высота микронеровностей, мкм.

Таким образом, *минимальный требуемый натяг* определяется по формуле

$$\Delta^*_{\min} = \Delta + u_R + u_t \qquad (6.26)$$

и используется для подбора *минимального табличного натяга посадки* $N_{\min}$:

$$\Delta^*_{\min} \le N_{\min}\,. \qquad (6.27)$$

Наибольший расчетный натяг посадки $\Delta_{\max}$ рассчитывают из условия прочности охватывающей детали (ступицы). Напряжения в охватывающей детали:

— радиальные

$$\sigma_r = -p_{\text{H}}\,;$$

— окружные

$$\sigma_\theta = p_{\text{H}}\,[1 + (d/d_2)^2]/[1 - (d/d_2)^2]\,;$$

— эквивалентные

$$\sigma_E = \sigma_\theta - \sigma_r = 2p_{\text{H}}\,[1 - (d/d_2)^2]\,.$$

Условие отсутствия пластических деформаций по теории максимальных касательных напряжений записывается в виде

$$\sigma_E \le \sigma_{\text{т}}\,, \qquad (6.28)$$

где $\sigma_{\text{т}}$ — предел текучести материала ступицы (рис. 6.16, 6.17).

Наибольший допустимый натяг

$$\Delta^*_{\max} = \Delta_{\max} + u_R\,. \qquad (6.29)$$

По условию прочности

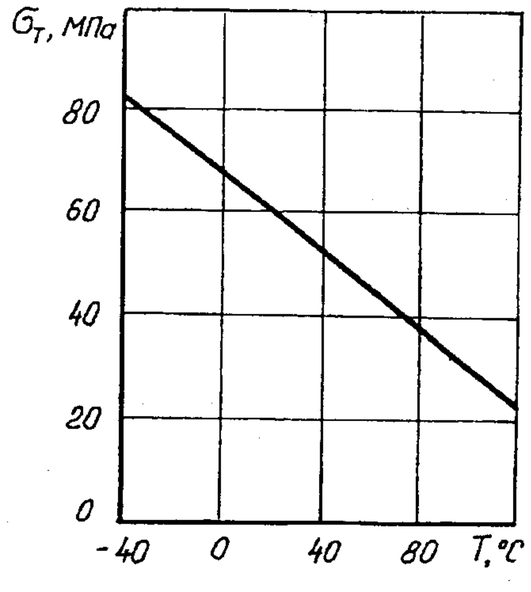


Рис. 6.16. Зависимость предела текучести от температуры: материал — полиформальдегид марки "Delrin 570", скорость деформирования 5,1 мм/мин [62]

$$\Delta^*_{\max} \ge N_{\max}\,, \qquad (6.30)$$

где $N_{\max}$ — *максимальный табличный натяг посадки.*

Значения $N_{\min}$ и $N_{\max}$ выбирают соответствующими стандартным посадкам с натягом по ГОСТ 25347—82.

В таблицах указанного стандарта приведены *предельные отклонения полей допусков* отверстий и валов, которые и определяют *предельные натяги* (рис. 6.18):

$$N_{\min} = ei - ES;\;\; N_{\max} = es - EI\,, \qquad (6.31)$$

где ES и es — предельные верхние отклонения соответственно отверстия и вала; EI и ei — предельные нижние отклонения соответственно отверстия и вала (при посадке по системе отверстия $EI = 0$).

Средние отклонения вала e_m и отверстия E_m равны

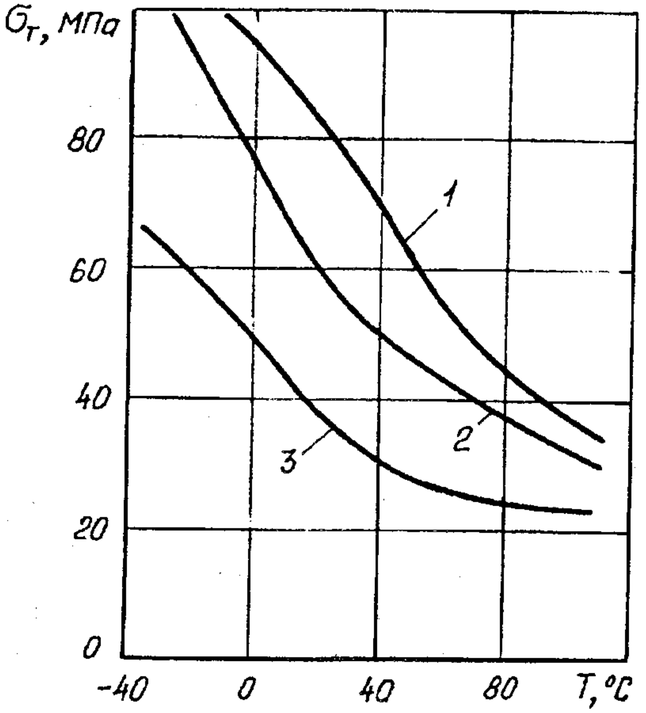


Рис. 6.17. Зависимость предела текучести от температуры [63]: материал — полиамид ПА 6; *1* — высушенный материал после отливки, содержание воды — 0,2%; *2* — относительная влажность 50%, содержание воды 2,5%; *3* — относительная влажность 100%, содержание воды — 8,5%

$$e_m = 0{,}5\,(es + ei);\quad E_m = 0{,}5\,(ES + EI)\,. \qquad (6.32)$$

Тогда *средний натяг* N_m определится как

$$N_m = e_m - E_m = ei - 0{,}5\,(T_d - T_D), \qquad (6.33)$$

где T_d и T_D — допуски соответственно вала и отверстия.

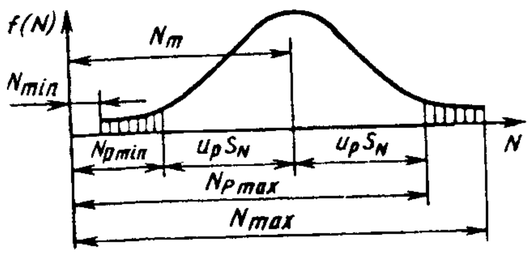


Рис. 6.18. Плотность распределения натягов

Распределение действительных размеров по полям допусков делает маловероятной сборку соединений из деталей с предельными натягами. Поэтому актуальным является расчет *вероятностных натягов* $N_{P\min}$ и $N_{P\max}$, которые можно получить усечением "хвостов" распределения действительных натягов (см. рис. 6.18). Увеличивая таким образом минимальный табличный натяг $N_{\min}$ и уменьшая максимальный табличный натяг $N_{\max}$, допускается определенная вероятность разрушения соединения (риск расчета), но уменьшаются максимальные напряжения и максимальная сила запрессовки.

При нормальном законе распределения размеров имеем

$$N_{P\min} = N_m - u_p S_N;\ N_{P\max} = N_m + u_p S_N, \qquad (6.34)$$

где u_P — квантиль нормального распределения; S_N — среднее квадратичное отклонение табличного натяга:

$$S_N = \sqrt{S_d^2 + S_D^2}\ ; \qquad (6.35)$$

$$S_d = \frac{es - ei}{6}\ ;\ S_D = \frac{ES - EI}{6}\ .$$

Значения квантилей нормального распределения u_p приведены в приложении 6, табл. П.6.1.

Для рассматриваемых здесь соединений "ступица пластмассового колеса — металлический вал" ввиду более низкого модуля упругости пластмасс по сравнению с модулем упругости стали требуются посадки с достаточно большим натягом. Рекомендуемые для таких соединений посадки (в порядке возрастания натяга): H7/s7; H7/u7; H8/x8; H8/z8; H7/z8; H6/z8 (табл. 6.8).

Таблица 6.8. **Предельные натяги $N_{\min}$, $N_{\max}$, мкм**

Интервал размеров, мм	H7/s7		H7/u7		H8/x8		H8/z8		H7/z8		H6/z8	
	$N_{\min}$	$N_{\max}$	$N_{\min}$	$N_{\max}$	$N_{\min}$	$N_{\max}$	$N_{\min}$	$N_{\max}$	$N_{\min}$	$N_{\max}$	$N_{\min}$	$N_{\max}$
От 1 до 3	4	24	8	28	6	34	12	40	16	40	20	40
Св. 3 до 6	7	31	11	35	10	46	17	53	23	53	27	53
Св. 6 до 10	8	38	13	43	12	56	20	64	27	64	33	64
Св. 10 до 14	10	46	15	51	13	67	29	77	38	77	45	77
Св. 14 до 18	10	46	15	51	18	72	33	87	42	87	49	87
Св. 18 до 24	14	56	20	62	21	87	40	106	52	106	60	106
Св. 24 до 30	14	56	20	69	31	97	55	121	67	121	75	121

Примечание. Посадки H7/z8 и H6/z8 предлагаются для увеличения минимального натяга.

Опыт эксплуатации соединений пластмассовых деталей с натягом показывает, что для надежного закрепления колеса на валу требуются натяги порядка 2...4%, что может в несколько раз превышать величину натяга указанных выше стандартных посадок (рис. 6.19, 6.20). В этих случаях в качестве $N_{\min}$ и $N_{\max}$ следует принимать вычисленные соответ-

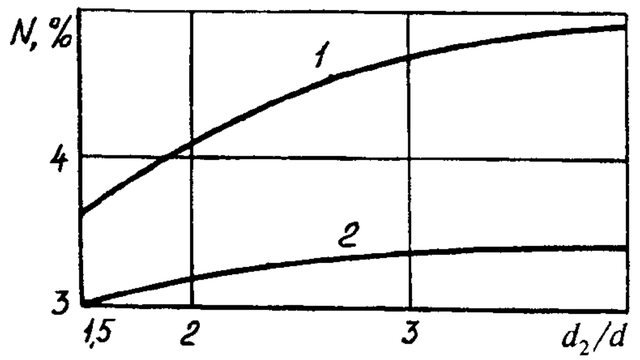
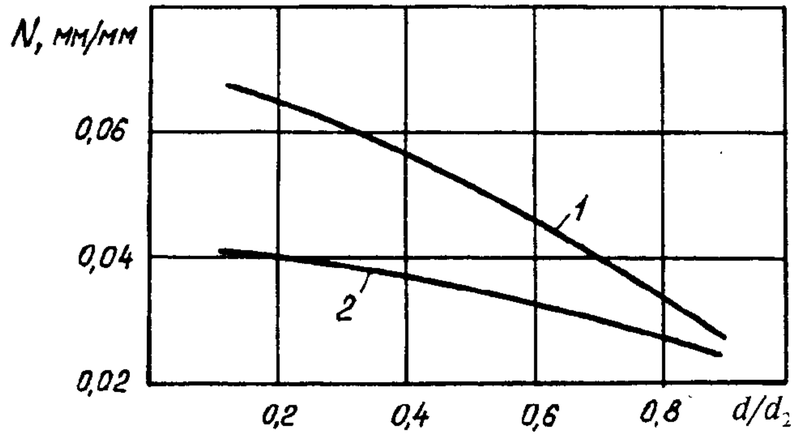


Рис. 6.19. Предельные значения максимального натяга для соединения вал — ступица из полиформальдегида: *1* — вал из полиформальдегида; *2* — стальной вал [62]

Рис. 6.20. Теоретические предельные натяги для соединения вал — ступица из полиамида ПА 6: *1* — вал из полиамида ПА 6; *2* — стальной вал; t = 20 °С; средние значения содержания воды [63]



ственно по формулам (6.26) и (6.29) значения Δ^*_{min} и Δ^*_{max}.

В связи с большим рассеянием натягов, коэффициентов трения и нагрузок в прессовых соединениях актуальной проблемой является оценка надежности соединения или вероятности безотказной работы [65].

Вероятность безотказной работы определяется из условия прочности сцепления

$$\overline{T}_m - T_{вн} + u_P S_T = 0 ,$$

где $\overline{T}_m$ — момент, который может передать соединение, рассчитанное по среднему натягу N_m и среднему коэффициенту трения f_m; $T_{вн}$ — внешний момент; S_T — среднее квадратичное отклонение T. Случайная величина T пропорциональна натягу N и коэффициенту трения f, которые являются также случайными величинами; принимаем, что их распределения близки к нормальным, тогда

$$u_P = \frac{T_m - T_{вн}}{S_T} . \qquad (6.36)$$

или, разделив числитель и знаменатель на $T_{вн}$ и обозначив $T_m / T_{вн} = K$ и $S_T / T_m = v$, имеем

$$u_P = \frac{K - 1}{Kv} , \qquad (6.37)$$

где v — коэффициент вариации момента T; K — средний коэффициент запаса сцепления.

Коэффициент вариации двух аргументов v, входящих в выражение функции в виде произведения, равен

$$v = \sqrt{v_N^2 + v_f^2} , \qquad (6.38)$$

где v_N, v_f — коэффициенты вариации соответственно натяга и коэффициента трения.

Принимая, что поля рассеяния натяга покрываются интервалами $6S_N$ и $6S_f$, имеем

$$v = \frac{1}{6} \sqrt{\left(\frac{S_N}{N_m}\right)^2 + \left(\frac{f_{max} - f_{min}}{f_m}\right)^2} , \qquad (6.39)$$

Таблица 6.9. **Коэффициент трения**

	Статический	Динамический
Полиформальдегид по стали	0,20	0,35
Полиформальдегид по полиформальдегиду	0,30	0,40
Полиформальдегид по полиамиду ПА 6	0,10	0,20

Трение образца по диску без смазки T = 23 °С, p = 2,1 МПа, v = 3 м/мин.

Таблица 6.10. **Предельные значения коэффициента трения полиамида ПА6**

	Статический	Динамический
Полиамид по полиамиду	0,46...0,36	0,19...0,11
Полиамид по полиформальдегиду	0,13...0,20	0,08...0,11
Полиамид по стали	0,31...0,74	0,17...0,43

Трение образца по диску без смазки T = 23 °С, p = 0,14 МПа, v = 0,48 м/с, содержание воды — 2,5%

Таблица 6.11. **Коэффициент трения полиамида ПА6**

Смазка	Поверхность контртела	Нагрузка, МПа	Коэффициент трения
Без смазки	ПА 6	7,2	0,04...0,13
Вода	ПА 6	7,2	0,08...0,14
Масло	ПА 6	7,2	0,07...0,08
Вода	Сталь	7,2	0,3...0,5
Масло	Сталь	10,7	0,02...0,11
Вода	Бронза	7,2	0,3...0,5
Масло	Бронза	10,7	0,08...0,14

где f_{max}, f_{min}, f_m — коэффициенты трения, соответственно максимальное, минимальное и среднее значения (табл. 6.9—6.11).

Вероятность безотказной работы $P(T)$ определяют по таблицам нормального распределения (приложение 6, табл. П.6.1).

Важным элементом расчета соединений с натягом является учет изменения посадочного давления вследствие релаксации напряжений. На рис. 6.21 приведены зависимости, показывающие снижение величины передаваемой внешней силы соединением ступица (полиформальдегид) — вал (сталь) при различных натягах и соотношениях d_2/d.

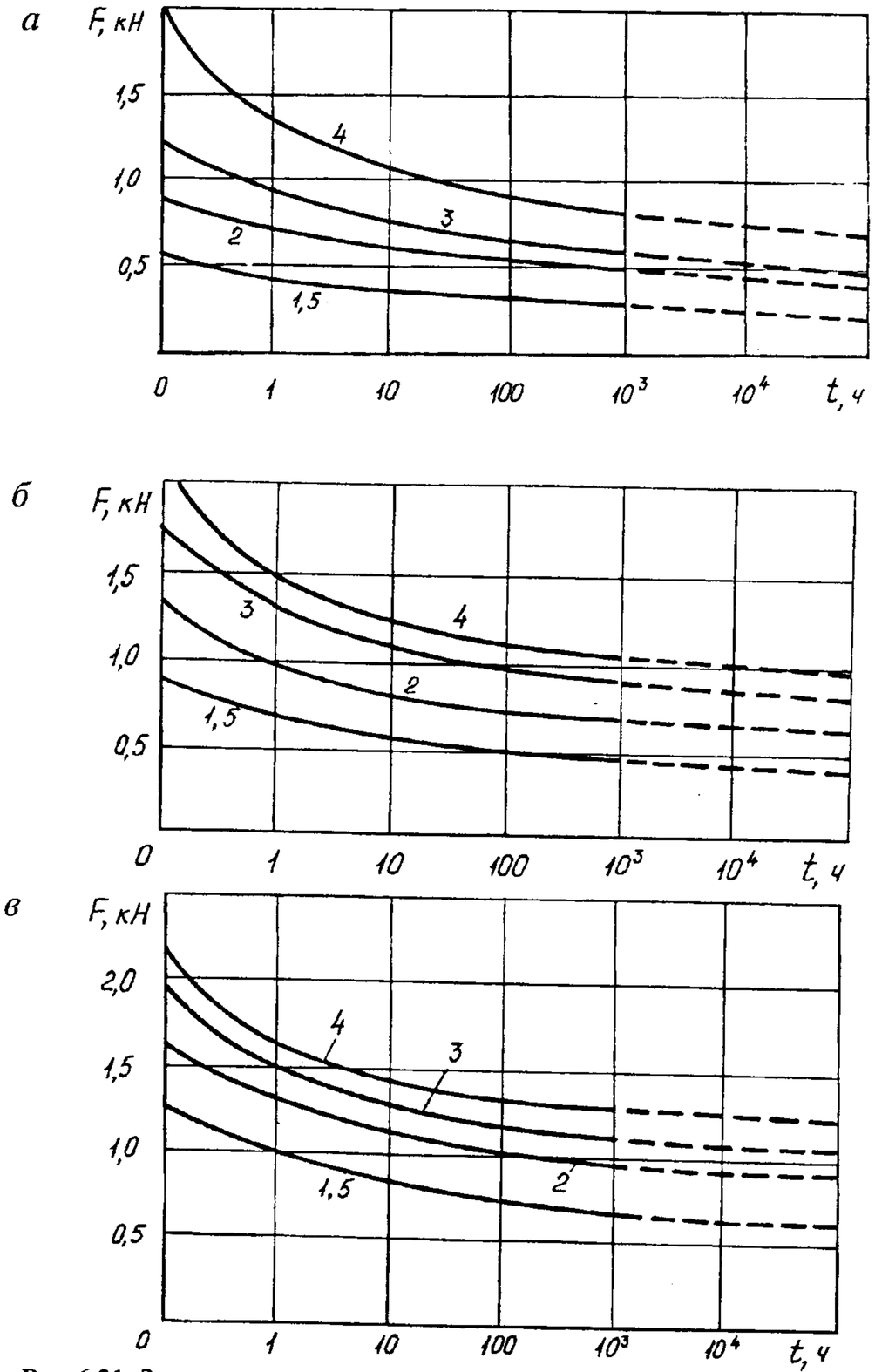


Рис. 6.21. Зависимость величины допускаемой нагрузки от продолжительности работы соединения: *а* — N = 2%; *б* — N = 3%; *в* — N = 4%; *1* — d_2/d = 1,5; *2* — 2; *3* — 3; *4* — d_2/d = 4; d = 10 мм; $l_{ст}$ = 20 мм [62]

Усталостную прочность соединения можно повысить следующими конструктивными способами.

1. Увеличением части диаметра вала на 5—7% (рис. 6.22, *а*) с плавным переходом к утолщению ($R \geq 0{,}2\,d$). В этом случае предел выносливости соединений повышается в среднем на 30—35% по сравнению с соединениями без утолщения.

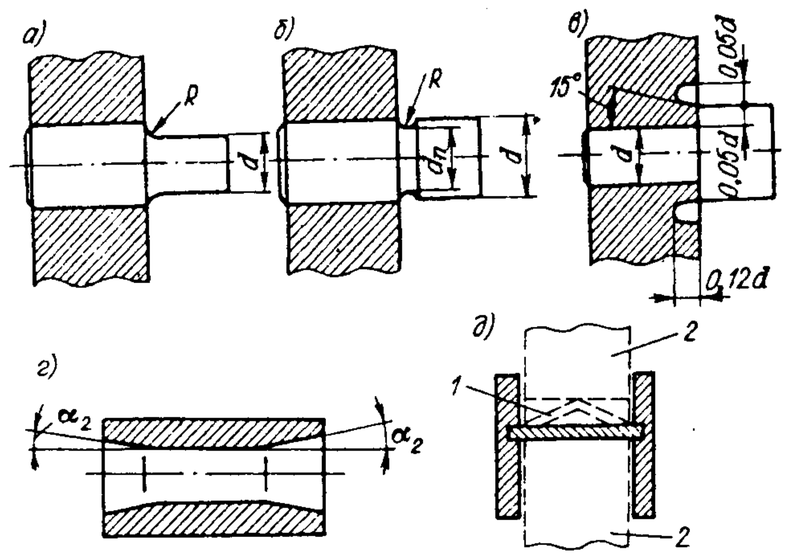


Рис. 6.22. Конструктивные способы повышения усталостной прочности соединений деталей с гарантированным натягом

2. Применением разгружающих выточек на валу (рис. 6.22, *б*) или на охватывающей детали (рис. 6.22, *в*). Диаметр проточки $d_п$ принимают равным (0,92—0,95)d, а ее радиус — R = (0,1—0,15) $d_п$. В этом случае предел выносливости соединений повышается на 30—50%.

3. Эффективным способом снижения концентрации напряжений является применение конусных расточек с торцов отверстия (рис. 6.22, *г*): $\operatorname{tg} \alpha_2$ = 0,016—0,020. Усталостная прочность соединений может быть повышена технологическим способом, например, применением у вала и отверстия входных фасок, упрочнением части вала различными способами (обкаткой роликом, алмазным выглаживанием, цементацией, азотированием и т.д.)

4. Соединением деталей с натягом за счет деформации деталей (рис. 6.22, *д*): деталь *1* до запрессовки показана пунктирной линией, деформирование детали осуществляется пуансонами *2*.

6.4.3. Примеры расчета соединений с натягом

Пример 1. Рассчитать соединение с натягом пластмассового зубчатого колеса с валом, определив требуемые натяги, посадку и вероятность безотказной работы.

Исходные данные: материал колеса — полиформальдегид, T = = 200 Н·мм; F_a = 20 Н; K_{min} = 1,5; d_1 = 0; d = 5 мм; d_2 = 10 мм; l = 10 мм; $R_{a1} = R_{a2}$ = 0,63 мкм; f_{min} = 0,25; f_{max} = 0,45; $t_1 = t_2$ = = 30 °С; $E_1 = 2 \cdot 10^5$ МПа; $E_2 = 3 \cdot 10^3$ МПа; ν_1 = 0,33; ν_2 = 0,35; $\sigma_{т1}$ = 470 МПа; $\sigma_{т2}$ = 70 МПа; $\alpha_1 = 10 \cdot 10^{-6}$ °С; $\alpha_2 = 10 \cdot 10^{-5}$ °С.

Расчет натягов

1. Минимальное контактное давление — по формуле (6.13):

$$p_{Hmin} = \frac{K_{min}\sqrt{(2T/d)^2 + F_a^2}}{\pi f_{min} dl} = \frac{1{,}5\sqrt{(2\cdot 200/5)^2 + 20^2}}{\pi\cdot 0{,}25\cdot 5\cdot 10} \approx 3{,}2 \text{ МПа}.$$

2. Расчетный натяг — по формуле (6.23):

$$\Delta = 10^3 p_{Hmin} d\left(\frac{c_2}{E_2} + \nu_2\right) = \frac{10^3\cdot 3{,}2\cdot 5}{3\cdot 10^3}\left[\frac{1 + (5/10)^2}{1 - (5/10)^2} + 0{,}35\right] \approx 10{,}8 \text{ мкм}.$$

3. Дополнительный натяг для обмятия микронеровностей — по формуле (6.25):

$$u_R = 5{,}5\,(R_{a1} + R_{a2}) = 5{,}5\,(0{,}63 + 0{,}63) = 7 \text{ мкм}.$$

4. Дополнительный натяг из-за несоответствия температуры эксплуатации соединения температуре сборки — по формуле (6.24):

$$u_t = 10^3 d_B\,(\alpha_2\Delta t - \alpha_1\Delta t) = 10^3\cdot 5\cdot(10\cdot 10\cdot 10^{-5} - 10\cdot 10\cdot 10^{-6}) \approx 5 \text{ мкм}.$$

5. Минимальный требуемый натяг — по формуле (6.26):

$$\Delta^*_{min} = \Delta + u_R + u_t = 10{,}8 + 7 + 5 \approx 23 \text{ мкм}.$$

6. По таблице 6.8 выбираем минимальный натяг посадки по условию (6.27). Принимаем посадку с соответствующим N_{min}:

$$N_{min} = ei - ES = 35 - 8 = 27 \text{ мкм}. \text{ —H6/z8}$$

7. Максимально допустимое контактное давление:

$p_{Hmax} = 0{,}5\sigma_т/[1 - (d/d_2)^2] = 0{,}5\cdot 70/[1 - (5/10)^2] \approx 46{,}7$ МПа.

8. Наибольший расчетный натяг Δ_{max} рассчитываем по формуле (6.23), подставляя p_{Hmax}:

$$\Delta_{max} = \frac{10^3\, p_{Hmax}\, d\,(c_2 + \nu_2)}{E_2} = \frac{10^3\cdot 46{,}7\cdot 5\cdot 2{,}02}{3\cdot 10^3} = 157{,}2 \text{ мкм}.$$

9. Наибольший допустимый натяг — по формуле (6.29):

$$\Delta^*_{max} = \Delta_{max} + u_R = 157{,}2 + 7 = 164{,}2 \text{ мкм}.$$

Условие (6.30) при выбранной посадке H6/z8 выполняется:

$$N_{max} < \Delta^*_{max}\,.$$

10. Рассчитываем вероятностные натяги.
Средний натяг — по формуле (6.33):

$$N_m = ei - 0{,}5\,(T_d - T_D) = 35 - 0.5\,(18 - 18) = 35 \text{ мкм}.$$

Среднее квадратическое отклонение табличного натяга — по формуле (6.35):

$$S_N = \sqrt{S_d^2 + S_D^2} = \sqrt{\left(\frac{53 - 35}{6}\right)^2 + \left(\frac{18}{6}\right)^2} \approx 4{,}2 \text{ мкм}.$$

Рассчитываем вероятностные минимальный и максимальный натяги. При вероятности $P(N)$ = 0,95 квантиль нормального распределения u_p = 1,645 (приложение 6):

$$N_{Pmin} = N_m - u_p\, S_N = 35 - 1{,}645\cdot 4{,}2 \approx 28 \text{ мкм}.$$

$$N_{Pmax} = N_m + u_p\, S_N = 35 + 1{,}645\cdot 4{,}2 \approx 42 \text{ мкм}.$$

Расчет вероятности безотказной работы

1. Коэффициент вариации передаваемого усилия — по формуле (6.39):

$$v = \frac{1}{6}\sqrt{(S_N/N_m)^2 + \left[(f_{max} - f_{min})/f_m\right]^2} =$$

$$= \frac{1}{6}\sqrt{(4{,}2/35)^2 + [(0{,}45 - 0{,}25)/0{,}35]^2} \approx 0{,}1386\,.$$

2. Квантиль нормального распределения — по формуле (6.37):

$$u_p = \frac{K - 1}{Kv} = \frac{1{,}5 - 1}{1{,}5\cdot 0{,}1386} = 2{,}405.$$

По табл. П. 6.1. приложения 6 методом интерполяции находим по квантили u_p = 2,405 вероятность неразрушения соединения $P(T)$ = 0,991.

Пример 2. Рассчитать соединение с натягом пластмассового зубчатого колеса с валом, определив натяг с учетом релаксации напряжений.

Исходные данные: материал колеса — полиамид ПА 6, $T_н$ = = 1500 Н ·мм; K_{min} = 2,0; d_1 = 0; d = 7 мм; d_2 = 15 мм; l = 15 мм; $R_{a1} = R_{a2}$ = 1 мкм; f_m = 0,3; $t_1 = t_2$ = 20 °С; E_1 = 2· 10^5 МПа; E_2 = 2 ·10^3 МПа; ν_1 = 0,33; ν_2 = 0,35; $\sigma_{т1}$ = 470 МПа; $\sigma_{т2}$ = 60 МПа; α_1 = 10 ·10^{-6} °С; α_2 = 10 ·10^{-5} °С. Продолжительность работы соединения, 10^4 ч.

1. Номинальное контактное давление — по формуле (6.13):

$$p_н = \frac{2KT_н}{\pi f_m d^2 l} = \frac{2\cdot2\cdot1500}{\pi\cdot0,3\cdot7^2\cdot15} = 8,7 \text{ МПа}.$$

2. Расчетный натяг — по формуле (6.23):

$$\Delta = 10^3 pd\left(\frac{c_2 + \nu_2}{E_2}\right) = \frac{10^3\cdot8,7\cdot7}{2\cdot10^3}\left[\frac{1+(7/15)^2}{1-(7/15)^2} + 0,35\right] \approx 58 \text{ мкм}.$$

3. Дополнительный натяг для обмятия микронеровностей — по формуле (6.25):

$$u_R = 5,5\ (R_{a1} + R_{a2}) = 5,5\cdot(1,25 + 1,25) \approx 14 \text{ мкм}.$$

4. Минимальный требуемый натяг — по формуле (6.26):

$$\Delta^*_{min} = \Delta + u_R = 58 + 14 \approx 72 \text{ мкм}.$$

Поскольку, как следует из данных, приведенных в табл. 6.8, подобрать стандартную посадку с требуемым минимальным натягом невозможно, принимаем в качестве минимальной полученную расчетную величину натяга.

5. Максимально допустимое контактное давление:

$$p_{Hmax} = 0,5\ \sigma_т / [1 - (d/d_2)^2] = 0,5\cdot60/[1 - (7/15)^2] \approx 38,4 \text{ МПа}.$$

6. Наибольший расчетный натяг — по формуле (6.23):

$$\Delta_{max} = \frac{10^3 p_{Hmax}\, d\,(c_2 + \nu_2)}{E_2} = \frac{10^3\cdot38,4\cdot7\cdot1,908}{2\cdot10^3} \approx 257 \text{ мкм}.$$

7. Наибольший допустимый натяг:

$$\Delta^*_{max} = \Delta_{max} + u_R = 257 + 14 = 271 \text{ мкм}.$$

8. Средний натяг определим как среднее арифметическое между минимальным требуемым натягом и наибольшим допустимым натягом

$$N_m = \frac{\Delta^*_{min} + \Delta^*_{max}}{2} = \frac{72 + 271}{2} \approx 172 \text{ мкм}.$$

9. Удельный натяг, %

$$\frac{N_m\cdot100}{d} = \frac{0,172\cdot100}{7} \approx 2,5\% .$$

10. По рис. 6.21, *а* (d_2/d = 15/7 ≈ 2) для N = 2,5%, при продолжительности работы 10^4 ч, находим, что передаваемое соединением усилие вследствие релаксации напряжений уменьшается примерно на 60% по сравнению с первоначальным.

11. Контактное давление при среднем первоначальном натяге N_m = 172 мкм после 10^4 часов работы:

$$p_m = 0,4\cdot172\cdot2\cdot10^3/10^3\cdot7\cdot1,908 \approx 10,3 \text{ МПа}.$$

12. Крутящий момент, передаваемый соединением при контактном давлении 10,3 МПа после 10^4 часов работы:

$$T_m = \frac{\pi p_m f_m d^2 l}{2K} = \frac{\pi\cdot10,3\cdot0,3\cdot7^2\cdot15}{2\cdot2} \approx 1780 \text{ Н}\cdot\text{мм};\ T_m > T_н.$$

Таким образом, соединение с первоначальным натягом N_m = = 172 мкм обеспечивает при его ослаблении на 60% передачу заданного номинального крутящего момента $T_н$ = 1500 Н · мм.

6.5. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ С ТЕРМО- И ГИГРОКОМПЕНСАТОРАМИ

Термо- и гигрокомпенсаторы обеспечивают согласованное перемещение зубчатых колес и сопряженных с ними деталей, обусловленное изменением температуры и влажности окружающей среды. Ниже описаны конструкции зубчатых передач и колес с компенсационными элементами [98, 99].

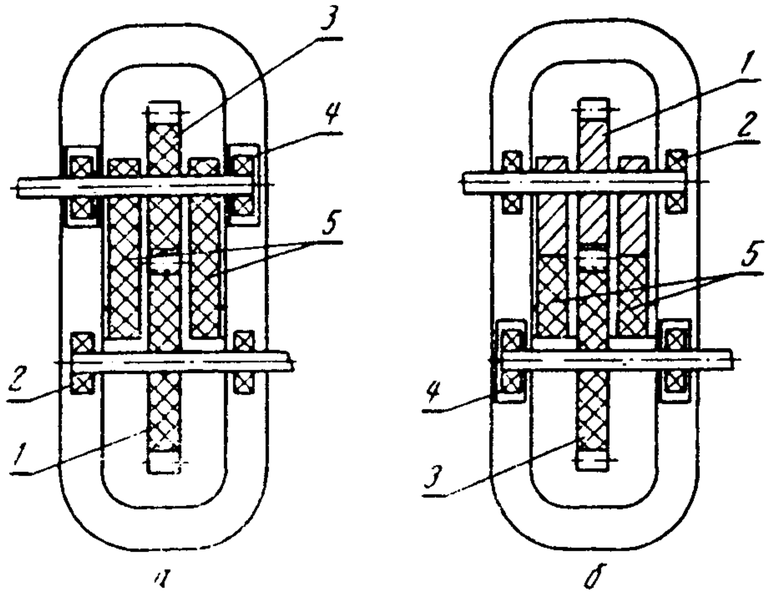


Рис. 6.23. Конструкции полимерных (*а*) и металлополимерны (*б*) зубчатых передач с термо- и гигрокомпенсаторами: *1*, *3* — экспериментальные колеса; *2* — неподвижный и *4* — подвижный подшипниковые узлы; *5* — компенсаторы

Один из валов (рис. 6.23) с колесом *1* устанавливается в неподвижных относительно корпуса редуктора подшипниках *2*, а второй вал с сопряженным колесом *3* — в плавающих подшипниках *4*. Между валами расположена соединительная пластинка *5* из того же материала, из которого изготовлены пластмассовые колеса. Пластинка расположена параллельно плоскости колеса и крепится одним концом к корпусу передачи. Если передача состоит из двух полимерных зубчатых колес, то толщина пластинки назначается равной толщине зубчатых колес, а при колесах с разной толщиной пластинка имеет также разную толщину с таким расчетом, чтобы длина участков разной толщины была равна радиусам венцов соответствующих пластмассовых колес. Пластмассовая пластинка имитирует изменения радиальных размеров пластмассовых колес при колебании температуры и влажности окружающей среды, изменяя межосевое расстояние и обеспечивая соответствующую компенсацию радиального зазора. Таким образом, выбирая размеры и место крепления пластмассовой пластинки в зависимости от сочетания материалов и диаметров сопряженных зубчатых колес, можно достаточно точно компенсировать изменения радиальных размеров и тем самым обеспечить нормальную работу зубчатой передачи.

В конструкции зубчатого колеса с гигрокомпенсатором (рис. 6.24) применяется комбинированная конструкция, состоящая из двух одинаковых зубчатых колес, из которых колесо *1* крепится на валу неподвижно, а *2* — свободно. Межлу собой зубчатые колеса соединены двумя дуговыми стержнями *3*, концы которых отогнуты в разные стороны перпендикулярно торцам колес. Компенсационные стержни *3* могут быть установлены как на металлических, так и на пластмассовых зубчатых колесах. При закреплении стержня на комбинированном колесе, состоящем из двух стальных колес, он изготавливается из того же материала, что и сопряженное пластмассовое колесо. Размеры компенсационного стержня и место его установки выбираются таким образом, чтобы при изменении размеров пластмассового колеса, возникающем вследствие колебания влажности, происходило смещение спаренных колес *1* и *2*, обеспечивающее беззазорное зацепление боковых поверхностей сопряженных зубьев. Если спаренные колеса *1* и *2* изготовлены из полимерного материала, то стержень *3* делается стальным. В этом случае с изменением влажности стальной стержень заставляет поворачиваться пластмассовые колеса *1*, *2* относительно друг друга, устраняя боковой зазор в зацеплении. Передача проектируется таким образом, чтобы при максимально возможной влажности зубья колес *1*, *2* совмещались и касание сопряженных зубьев происходило по разноименным боковым поверхностям одновременно.

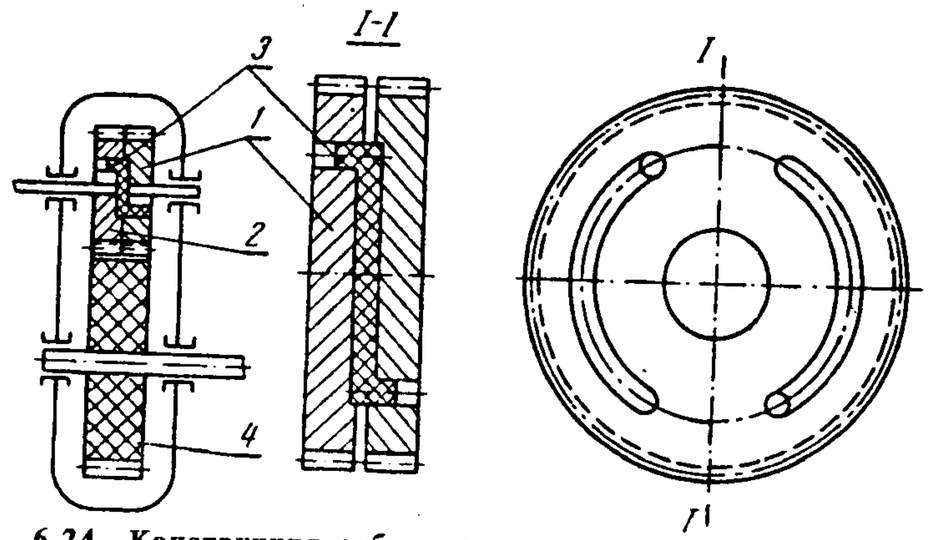


Рис. 6.24. Конструкция зубчатого колеса с гигрокомпенсатором, обеспечивающим беззазорное зацепление рабочих поверхностей сопряженных зубьев: *1*, *2* — металлические шестерни; *3* — компенсатор; *4* — пластмассовое колесо

6.6. КОНСТРУКЦИИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С КОМПЕНСАЦИЕЙ КИНЕМАТИЧЕСКОГО МЕРТВОГО ХОДА

Для уменьшения КМХ применяют конструкции, позволяющие регулировать зазоры при сборке или автоматически устранять их при вращении.

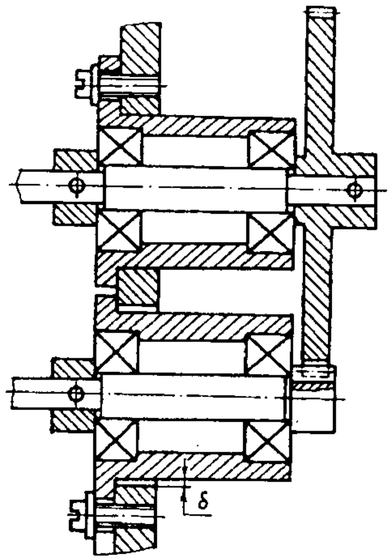


Рис. 6.25. Передача с регулируемым боковым зазором в зацеплении

На рис. 6.25 изображена конструкция, которая дает возможность уменьшить величину зазора в зацеплении до $j_{n\min}$. Изменение межосевого расстояния производят за счет смещения подшипниковых втулок в пределах зазоров δ.

На рис. 6.26 представлена конструкция составного ("разрезного" или "разводного") колеса, позволяющая непрерывно устранять боковой зазор в зацеплении в процессе работы. Колесо состоит из двух зубчатых дисков *2* и *2′* с одинаковыми параметрами зацепления (m, z, α), которые соединены между собой винтами *4* и пружиной *5*. Ступень на винтах исключает заклинивание передачи при затягивании дисков составного колеса. Диск *2* жестко связан с валом. Диск *2′*, установленный с зазором на ступице диска *2*, поворачивают на угол, необходимый для создания требуемого пружинного момента. При этом получают двухпрофильное зацепление составного колеса *2—2′* с шестерней *1*, при котором происходит выборка зазора.

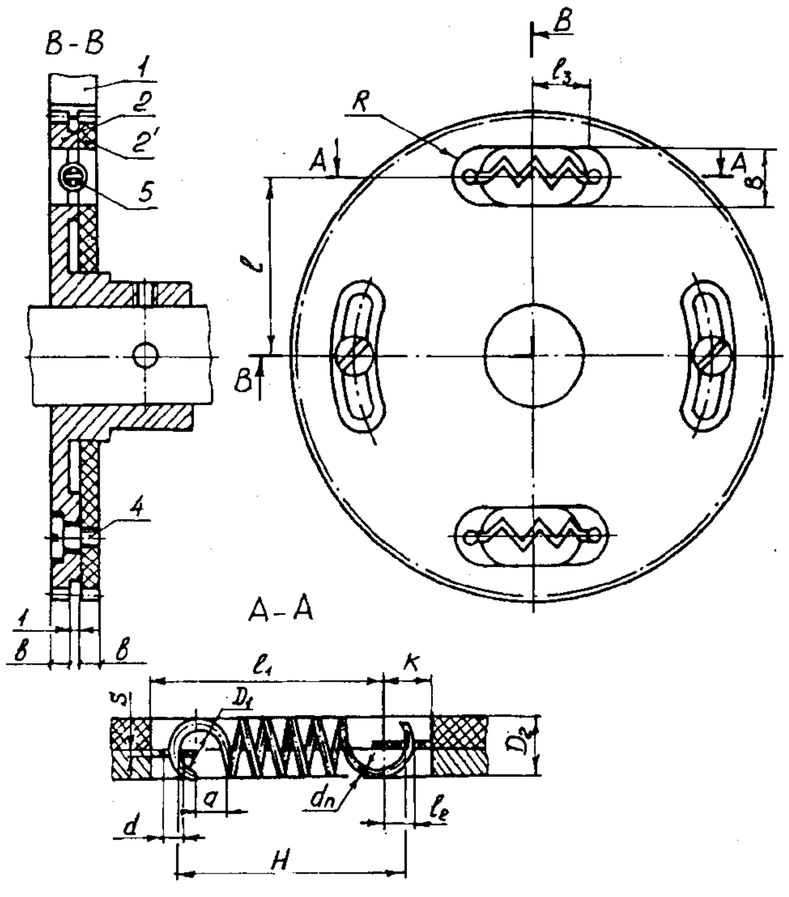


Рис. 6.26. Передача с составным колесом и пружиной растяжения (размеры в табл. 6.12)

Второй вариант конструкции колеса с устройством для выборки КМХ в зацеплении изображен на рис. 6.27 (табл. 6.12). Зазоровыбирающая пружина *5* является плоской или круглой, один ее конец закрепляют на винте *4*, соединенном с диском *2*, а второй — упирают в винт *4* диска *2′*.

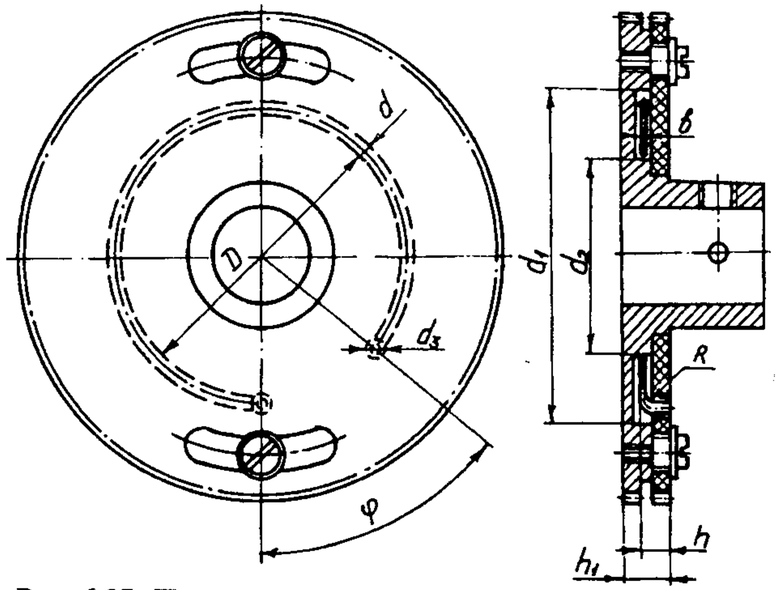


Рис. 6.27. Передача с составным колесом и одновитковой пружиной кручения (размеры в табл. 6.13)

Таблица 6.12. **Параметры составных колес с винтовыми пружинами растяжения**

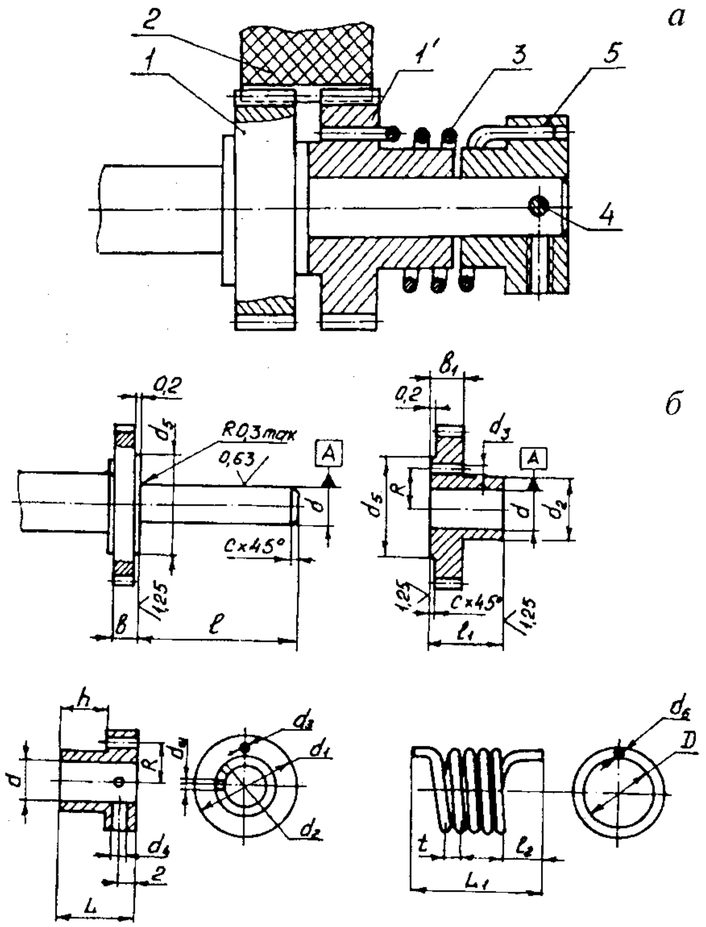
Типоразмер	l_1	B	R	l_2	d	K	l	l_3	S
1	9	4	2,8	1,0	0,8	2,5	13,9	2,0	0,6
2	11	5	2,5	1,5	0,9	3,0	14,0	4,4	0,7
3	12	6	3,0	1,5	1,0	3,0	12,7	2,5	0,7
4	18	7	3,5	2,5	1,2	5,0	14,6	6,9	0,9
5	14,5	7	3,5	2,5	1,0	4,0	15,2	5,5	1,0
6	21	9	2,5	1,2	4,5	13,5	8,7	4,5	1,0
7	23,5	11	2,5	1,3	4,5	16,0	9,5	9,5	1,0
Типоразмер	n	$D_1 \pm 0{,}3$	d_n	$D_2 \pm 0{,}3$	$H^{+1,5}_{-1,5}$	$a \pm 0{,}5$	F_2	P_2	
1	6,0	2,5	0,3	1,9	6	1,0	2,9	3,7	
2	7,0	3,0	0,4	2,2	8	1,0	3,4	7,1	
3	9,0	3,0	0,5	2,0	10	1,0	3,1	13,7	
4	8,5	4,0	0,6	2,8	9	1,5	3,5	18,0	
5	5,5	4,5	0,5	3,5	11	2,0	4,0	9,5	
6	10,5	4,5	0,6	3,3	15	2,0	5,0	16,0	
7	12,0	5,0	0,8	3,4	17	2,0	5,0	26,0	

Примечание: В табл. 6.12 приняты следующие обозначения: l — минимальное плечо действия пружины в исходном (нерабочем) положении, мм; l_1, l_2, l_3, B, R, K, S, d — размеры элементов паза колеса под зазоровыбирающую пружину, мм; d_n, D_1, D_2, H, a — размеры пружины, мм; n — число рабочих витков пружины; F_2 — рабочая линейная деформация пружины, мм; P_2 — рабочее усилие пружины, Н.

Таблица 6.13. **Параметры винтовых колес с одновитковой пружиной кручения**

Типоразмер	D	d	h	h_1	R	$\varphi \pm 2$	φ_2	M_2	d_1	d_2	b
1	15±0,5	0,8	2,5	4	0,8	27	23	48	17	14	1,2
2	20±0,5	0,8	2,5	4	0,8	28	32	49	22	19	1,2
3	25±0,5	1,2	2,5	4	0,9	47	39	163	27	24	1,8
4	30±0,8	1,0	3,0	4	0,9	59	49	96	32	29	1,5
5	35±0,8	1,0	3,0	5	1,0	69	57	96	37	34	1,5
6	40±0,8	1,0	3,0	5	1,0	78	65	96	42	39	1,5
7	45±1,1	1,6	5,0	10	1,5	84	50	291	45	43,5	2,3
8	50±1,1	1,6	5,0	10	1,5	97	55	270	50	48,5	2,3

Примечание: В табл. 6.13 приняты следующие обозначения: D, d, h, h_1, R — линейные размеры зазоровыбирающей пружины, мм; φ — угловой параметр пружины, град; d_1, d_2, b — параметры составного колеса, мм; $d_3 = d + 0{,}5$ — диаметр отверстия соединяющего пружину с колесом, мм, φ_2 — рабочая угловая деформация пружины, град; M_2 — рабочий момент пружины, Н·мм.



а *б*

Рис. 6.28. Передача с составной шестерней и многовитковой пружиной кручения (размеры в табл. 6.14)

На рис. 6.28, *а* изображена конструкция составной шестерни, в которой люфтовыбирающий момент создает пружина кручения *3*, связывающая между собой зубчатые диски *1* и *1'*. Для облегчения задачи расчета зазоровыбирающих пружин в табл. 6.12 даны семь типоразмеров составных колес с винтовыми пружинами растяжения, в табл. 6.13 —

Таблица 6.14. **Параметры пружины для передачи с составной шестерней (рис. 6.28, *б*)**

Типоразмер (M_2, Н·мм)	D	d	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	d_6	$d_ш + l_ш$
1 (2 — 5)	5,1	3	7	4,5	0,7	M1,6	0,8	0,5	1×10
2 (5 — 15)	5,1	3	7	4,5	1,0	M2	0,7	0,7	1×12
3 (15 — 40)	6,6	4	10	6,0	1,3	M2	1,0	1,0	1×12
4 (40 — 100)	8,4	5	13	8,0	1,9	M2	1,6	1,6	1,2×16

Типоразмер	l	l_1	l_2	L	L_1	b_{min}	b_1	R	h	t	n
1	11	6	2,7	4,5	8,8	2,0	2,5	2,8	1,0	0,8	4
2	13	6	2,7	6,8	10,8	2,0	2,5	2,9	3,2	1,0	5
3	16	8	3,0	8,0	14,0	2,5	3,0	3,8	4,5	1,4	5
4	24	12	4,0	10,5	20,5	3,0	3,0	5,0	6,3	2,0	6

Примечания: 1. В табл. 6.14 приняты следующие обозначения: b_{min}, d, d_1, l, C — размеры вала-шестерни, мм; d_2, d_3, b_1, R, l_1 — размеры прижимного колеса, мм; L, h, d_4, d_5 — размеры поджимного кольца, мм; $d_ш$ и $l_ш$ — диаметр и длина штифта, мм; D, d_6, l_2, L_1, t — размеры зазоровыбирающей пружины, мм; n — число рабочих витков пружины.

2. Соединение прижимного колеса с валом-шестерней осуществляют по посадке с гарантированным зазором H7/*g*6, а поджимного кольца с валом-шестерней — по M7/*g*6.

восемь типоразмеров составных колес с пружиной кручения, состоящей из одного витка, в табл. 6.14 — четыре типоразмера пружины для передачи с составной шестерней (рис. 6.28, *б*). Размеры, указанные в таблицах 6.12—6.14, являются рекомендуемыми и при необходимости могут быть изменены.

Выбор параметров для составных колес с винтовыми пружинами растяжения и кручения производят по табл. 6.15.

К недостаткам составных колес относятся относительная сложность изготовления, увеличение габаритов и массы конструкции, увеличение потерь на трение как в зацеплении, так и в опорах.

В ряде случаев небольшие размеры колес не позволяют применить рассмотренные выше зазоровыбирающие устройства. Тогда выборку зазора в зацеплении осуществляют установленной в конце кинематической цепи спиральной пружиной *2* (рис. 6.29), под действием которой каждое колесо работает только левыми или только правыми профилями зубьев, независимо от направле-

Таблица 6.15. **Формулы для расчета параметров пружин**

Параметры пружины	Расчетные формулы для пружин	
	растяжения	кручения
Рабочий момент M_2'	$\gamma M_к$, Н · мм	
Рабочее усилие P_2'	M_2'/kl, Н	
Рабочая угловая деформация φ_2	$P_\varphi z'$, рад	
Рабочая линейная деформация F_2'	$\varphi_2' l$, мм	
Жесткость $z'_{пр}$	$\frac{P_2'}{F_2'}$, Н/мм	$\frac{M_2'}{\varphi_2'}$, Н · мм/ рад
Жесткость одного витка z_1'	$\frac{Gd}{8C^3}$, Н/мм	$\frac{Ed^3}{20\pi C}$, Н · мм/ рад
Рабочее число витков n	$\frac{z_1}{z_{пр}}$	
Диаметр проволоки d'	$\left(\frac{9{,}6P_2'K_1c}{\pi\tau_к}\right)^{1/2}$, мм	$\left(\frac{32M_2'K_2}{\pi\sigma_и}\right)^{1/2}$, мм
КПД передачи с выборкой КМХ η'	$1-(2\gamma \pm 1)(1-\eta)$	

Примечания: 1. В табл. 6.15 приняты следующие обозначения: $M_к$ — крутящий момент, передаваемый колесом, Н · мм; γ — коэффициент превышения $M_к$ своего номинального значения, вызванного колебаниями момента двигателя (γ = 1,2—1,5); k — число пружин; l — рабочее плечо действия пружины (примерно равно расстоянию между осью вращения колеса и осью пружины), мм; $P_\varphi = 2\pi/z$ — угловой шаг колеса, рад; z — число зубьев составного колеса; z' — число зубьев, на которое "разводят" составное колесо (z' = 3—8); c — индекс пружины, зависимость которого от диаметра проволоки d указана ниже:

d, мм						
	свыше	0,2	0,4	1,0	2,5	6,0
	до	0,4	1,0	2,5	6,0	8,0
$c = \frac{D_0}{d}$	свыше	8	6	5	4	4
	до	16	12	15	10	8

D_1 — наружный диаметр пружины, мм; E и G — модули упругости соответственно первого и второго рода (для стальной проволоки II класса ГОСТ 9389—75 $E = 2\cdot10^5$ МПа и $G = 8\cdot10^4$ МПа); K_1 = 1,4—0,025 (С-4) и K_2 = 1,25—0,017 (С-4) — коэффициенты увеличения напряжения у внутренней стороны витка $\sigma_и = 0{,}32\sigma_b$ и $\tau_к = 0{,}6\sigma_b$ — допустимые напряжения соответственно изгиба и кручения, Н/мм^2; σ_b — предел прочности материала пружины, зависимость которого от d представлена ниже:

d_1, мм									
	свыше	0,2	0,3	0,6	0,8	0,9	1,0	1,2	1,4
	до	0,3	0,6	0,8	0,9	1,0	1,2	1,4	1,6
σ_b, МПа	свыше	2250	2200	2150	2100	2050	1950	1900	1850
	до	2750	2650	2600	2550	2500	2400	2300	2200
d_1, мм	свыше	1,6	2,0	2,3	3,0	3,6	4,0	5,0	6,0
	до	2,0	2,3	3,0	3,6	4,0	5,0	6,0	8,0
σ_b, МПа	свыше	1800	1700	1650	1550	1500	1400	1350	1250
	до	2100	2000	1950	1850	1750	1650	1600	1550

2. Для расчета пружин обычно, кроме силовых параметров P_2' и M_2', задаются параметрами d, c и z'.

ния их вращения. Недостаток указанного способа — зависимость пружинного момента от угла поворота.

Выбор типоразмера производят при соблюдении следующих неравенств:

$$P_2' \le P_{2i};\ F'_{min} \le F_2' \le F_{2i} \qquad \text{(для табл. 6.12)}$$

$$M_{2min i} \le M_2' \le M_{2max i};\ \varphi_{2min i} \le \varphi_2' \le \varphi_{2max i} \qquad \text{(для табл. 6.13)}$$

$$M_2' \le M_{2i};\ \varphi'_{min} \le \varphi_2' \le \varphi'_{2i} \qquad \text{(для табл. 6.14)}$$

где P_2', F_2', M_2', φ_2' — расчетные параметры, определенные по табл. 6.15; P_{2i}, F_{2i}, M_{2i}, φ_{2i}, $M_{2min i}$, $M_{2max i}$ — табличные значения параметров пружин (табл. 6.12, 6.13, 6.14), для i-го типоразмера; $\varphi_{2min i}$ и $\varphi_{2max i}$ — параметры пружин, вычисляемые по табл. 6.15 для i-го типоразмера (табл. 6.13); $\varphi'_{min} = P_\varphi$ — минимально возможная угловая деформация пружины, равная одному угловому шагу колеса; $F'_{min} = \varphi_{min} l$ — минимально возможная линейная деформация пружины, соответствующая φ_{min}.

Выбор типоразмера начинают вести с пружины, имеющей наименьшие габариты. После определения типоразмера вычисляют параметр z, который округляют до целого значения

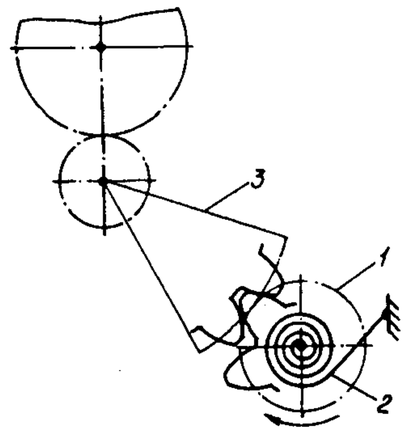


Рис. 6.29. Люфтовыбирающее устройство — спиральная пружина, устанавливаемая на последнем элементе кинематической цепи

наибольшего числа зубьев, которое указывают на сборочном чертеже в технических условиях.

6.7. ВЫПОЛНЕНИЕ ЧЕРТЕЖЕЙ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Чертежи зубчатых колес, червячных колес и червяков выполняются в соответствии с требованиями ГОСТ 2.403—75, ГОСТ 2.405—75, ГОСТ 2.406—76 и ГОСТ 2.407—75, устанавливающих минимальный перечень обязательных сведений, которые должен содержать чертеж. Чертеж должен содержать изображение колеса или червяка и таблицу параметров зубчатого венца, а также перечень технических требований. При необходимости перечень обязательных сведений расширяют, включая данные об инструменте, на который ориентирован геометрический расчет, конкретизируя требования к нормам точности и дополняя справочные данные.

На изображении цилиндрического зубчатого колеса и сектора указывают (рис. 6.30, *а*): диаметр вершин зубьев *1*; ширину венца *2*; размеры фасок или радиусы кривизны притуплений на кромках зубьев *3* (эти размеры можно указывать в технических требованиях чертежа); шероховатость боковых поверхностей зубьев *4*; угол сектора по окружности вершин зубьев *5* (для зубчатого сектора).

Для конического колеса (рис. 6.30, *б*) указывают: внешний диаметр вершин зубьев *1*; расстояние от базовой поверхности до плоскости внешней окружности вершин зубьев *2*; угол конуса вершин зубьев *3*; угол дополнительного конуса *4*; ширину зубчатого венца по образующей делительного конуса *5*; размеры фасок или радиусы линий притупления на кромках зубьев *6* (можно — в технических требованиях); базовое расстояние *7*; шероховатость боковых поверхностей зубьев *8*.

Для рейки (рис. 6.30, *в*) указывают длину нарезанной части *1*, ширину венца *2*, размеры фасок или радиусы притуплений на кромках зубьев *3*, шероховатость боковых поверхностей зубьев *4*.

На изображении цилиндрического червяка проставляют (рис. 6.30, *г*): диаметр вершин витка *1*; длину нарезанной части червяка по вершинам *2*; размеры фасок на концах витка *3*; шероховатость боковых поверхностей витка *4*.

На изображении червячного колеса указывают (рис. 6.30, *д*): диаметр вершин зубьев *1*; ширину венца *2*; расстояние от базового торца до средней торцовой плоскости колеса *3*; наибольший диаметр *4*; радиус выемки поверхности вершин зубьев *5*; размеры фаски или радиус линии притупления торцовых кромок зубьев *6*; шероховатость боковых поверхностей зубьев *7*.

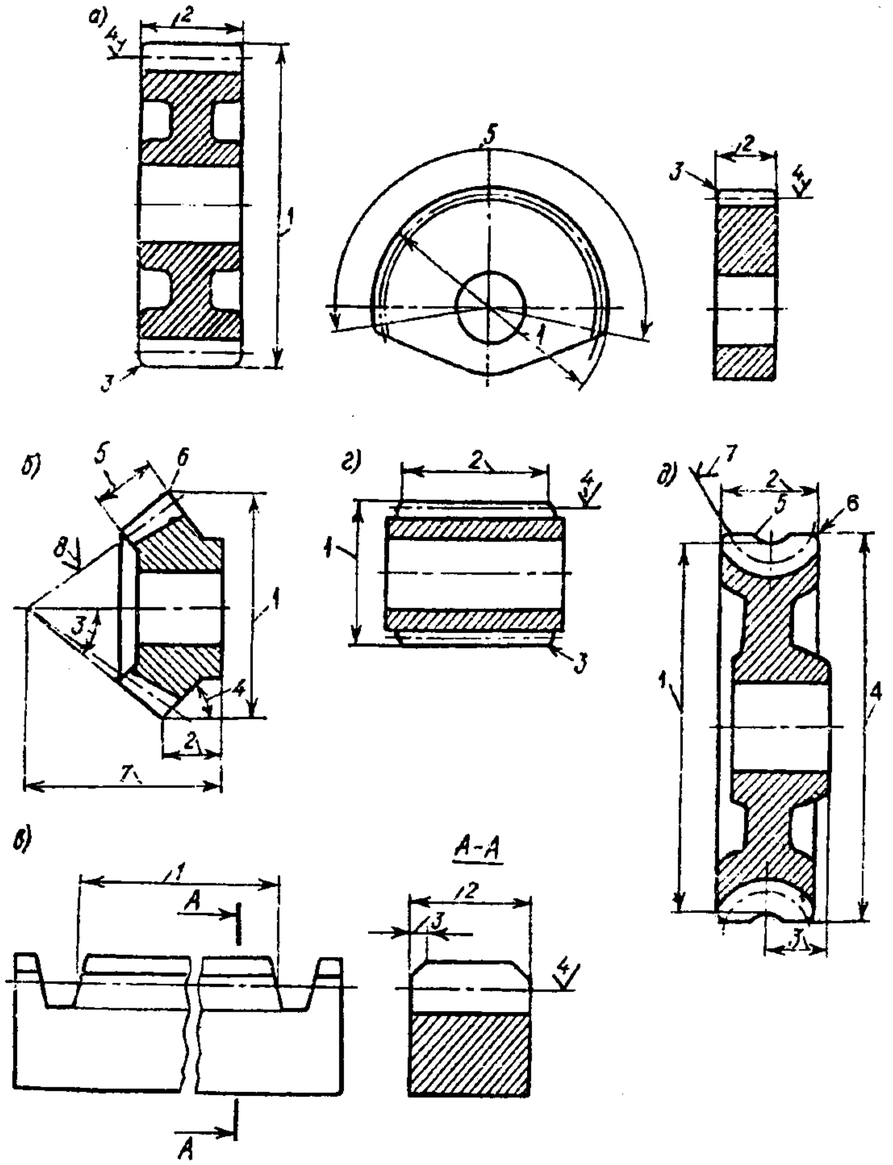


Рис. 6.30. Параметры зубчатых венцов, указываемых на изображении зубчатого колеса: *а* — цилиндрического колеса и сектора; *б* — конического колеса; *в* — зубчатой рейки; *г* — цилиндрического червяка; *д* — червячного колеса

Кроме основного изображения на чертеж помещают необходимые дополнительные изображения — профиль модифицированного зуба с параметрами модификации, форму и параметры отличной от стандартной переходной кривой (выполненную, например, по дуге окружности, с поднутрением зуба, с “уступом” и т.д.) и другие необходимые дополнения.

Таблица параметров должна содержать основные данные, данные для контроля и справочные данные; ее следует располагать в верхнем правом углу чертежа, а технические требования

под таблицей. Перечни обычно проставляемых параметров основных типов зубчатых и червячных колес и червяков, приведены в табл. 6.16—6.19. Для сравнения приведены также таблицы 6.20—6.23 параметров, соответствующие требованиям Американской ассоциации производителей зубчатых передач AGMA [20].

Таблица 6.16. **Таблица параметров зубчатого венца цилиндрического колеса**

Наименование параметра	Обозначение	Примечания
Модуль нормальный	m_n	ГОСТ 9563—75
Число зубьев	z	ГОСТ 13733—77
Угол наклона зубьев	β	Для цилиндрических колес $\beta = 0°$, для косозубых колес $\beta = 7...25°$, для шевронных колес $\beta = 25...35°$
Направление линии зуба	—	Правое, левое
Исходный контур	—	При $m < 1$ по ГОСТ 9587—81, при $m \geq 1$ по ГОСТ 13755—81
Коэффициент смещения	x	Для некорригированных колес $x = 0$, для корригированных колес — по ГОСТ 16532—70
Степень точности	—	При $m < 1$ по ГОСТ 9178—81, при $m \geq 1$ по ГОСТ 1643—81
Размер по роликам	M	$M = d_D + D$
Диаметр ролика	D	Стр. 78
Делительный диаметр	d	$d = mz/\cos\beta$
Обозначение номера чертежа сопряженного зубчатого колеса		

Таблица 6.17. **Таблица параметров зубчатого венца конического колеса**

Наименование параметра	Обозначение	Примечания
Внешний окружной модуль	m_e	ГОСТ 9563—75
Число зубьев	z	ГОСТ 13733—77
Тип зуба	—	Прямой
Исходный контур	—	При $m < 1$ по ГОСТ 9587—81, при $m \geq 1$ по ГОСТ 13754—81
Коэффициент смещения	x	$x = 2\,(1 - 1/u^2)\,\sqrt{(1/z_1)}$
Коэффициент изменения толщины зуба	x_τ	$x_\tau = 0{,}03 + 0{,}008\,(u - 2{,}5)$
Угол делительного конуса	δ	$\delta_2 = \operatorname{arctg} u$, $\delta_1 = 90 - \delta_2$
Степень точности		При $m < 1$ по ГОСТ 9368—81, при $m \geq 1$ по ГОСТ 1758—81

Продолжение таблицы 6.17.

Наименование параметра	Обозначение	Примечания
Внешняя постоянная хорда	$\bar{s}_{ce}$	$\bar{s}_{ce} = S_{e2}\cos^2\alpha$
Высота до постоянной хорды	$\bar{h}_{ce}$	$\bar{h}_{ce} = h_{ae2} - 0{,}25 s_{e2}\sin 2\alpha$
Межосевой угол передачи	Σ	90°
Средний окружной модуль	m	$m = m_e R/R_e$
Средний делительный диаметр	d	$d = mz$
Внешнее конусное расстояние	R_e	$R_e = 0{,}5 m_e z_c$, где $z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$
Среднее конусное расстояние	R	$R = R_e - 0{,}5b$
Угол конуса впадин	δ_f	$\delta_f = \delta - \operatorname{arctg}(h_f/R_l)$
Внешняя высота зуба	h_e	$h_e = (2h_a^* + c^*)\,m_e$
Обозначение номера чертежа сопряженного зубчатого колеса		

Таблица 6.18. **Таблица параметров витков червяка**

Наименование параметра	Обозначение	Примечания
Модуль	m	ГОСТ 19672—74
Число витков	z_1	1...4
Тип червяка	—	ZA
Делительный угол подъема линии витка	γ	$\operatorname{tg}\gamma = m_x z_1/d_1 = z_1/q$
Направление линии витка	—	Правое, левое
Исходный червяк	—	при $m < 1$ по ГОСТ 20184—74, при $m_x \geq 1$ по ГОСТ 19036—81
Степень точности	—	При $m < 1$ по ГОСТ 9774—81, при $m \geq 1$ по ГОСТ 3675—81
Толщина витка по хорде	$\bar{s}_{a1}$	$\bar{s}_{a1} = s^* m\cos\gamma$
Высота до хорды	$\bar{h}_{a1}$	$\bar{h}_{a1} = h_a^* m + 0{,}5\bar{s}_{a1} \times$ $\times \operatorname{tg}(0{,}5 \arcsin \bar{s}_{a1}\cdot \sin^2\gamma/d_1)$
Делительный диаметр червяка	d_1	$d_1 = qm$
Ход витка	p_z	$p_z = \pi m z_1$
Обозначение номера чертежа сопряженного колеса		

Таблица 6.19. **Таблица параметров зубчатого венца червячного колеса**

Наименование параметра	Обозначение	Примечания
Модуль осевой	m_x	ГОСТ 19672—74
Число зубьев	z_2	ГОСТ 13733—77
Направление линии зуба	—	Правое, левое
Коэффициент смещения червяка	x	$x = (a_w/m) - 0{,}5\ (z_2 + q)$
Исходный производящий червяк	—	При $m<1$ по ГОСТ 20184—74, при $m \geq 1$ по ГОСТ 19036—81
Степень точности	—	При $m<1$ по ГОСТ 9774—81, при $m \geq 1$ по ГОСТ 3675—81
Делительный диаметр червячного колеса	d_2	$d_2 = mz_2$
Межосевое расстояние	a_w	$a_w = 0{,}5\ (z_2 + q + 2x)\ m$
Вид сопряженного червяка	—	ZA
Число витков сопряженного червяка	z_1	1...4
Обозначение номера чертежа сопряженного червяка		

Особенности оформления чертежей пластмассовых зубчатых колес связаны с применением комбинированных конструкций (совмещение в одной детали деталей с разным функциональным назначением) и необходимостью учитывать специфику изготовления и технологию сборки литых колес, армированных металлическими вставками. При использовании комбинированных конструкций чертеж необходимо дополнить указаниями о взаимном положении соединяемых деталей, используя в качестве базовых элементов отверстия, базовые поверхности, зубья колеса и др. Таким же образом, в случае необходимости, следует фиксировать положение шпоночных канавок, штифтовых отверстий, кулачков, шлицев и др. Если указанные требования не являются необходимыми, это должно быть указано на изображении колеса или в технических требованиях.

Если форма зуба или других элементов зубчатого колеса отличается от стандартной, необходимо дополнить чертеж изображениями соответствующих сечений или внести дополнительные указания в технические требования. Необходимо внести также дополнительные данные о геометрических параметрах зубчатого венца, обусловленные спецификой изготовления формующего инструмента, например, скругление вершин зуба, обусловленное методом вырезания матрицы проволочным электродом определенного диаметра, и другие.

Таблица 6.20. **Таблица параметров прямозубых и косозубых цилиндрических колес по нормам AGMA**

Минимальный перечень данных для прямозубых колес	Минимальный перечень данных для косозубых колес	Дополнительные необязательные данные	Наименование параметра	Обозначение в системе ISO	Число десятичных знаков
Основные параметры					
x	x		Число зубьев	z	xxx
x			Диаметральный питч	P	xx
	x		Нормальный диаметральный питч	P_n	xxx.xxxx
		x	Торцовый диаметральный питч	P_t	xxx.xxxx
x			Профильный угол	α	xx.xxxx^0
	x		Нормальный профильный угол	α_n	xx.xxxx^0
		x	Окружной профильный угол	α_t	xx.xxxx^0
	x		Угол наклона	β	xx.xxxx^0
	x		Направление линии зуба	—	правое или левое
x	x		Делительный диаметр	d	x.xxxx
x	x		Форма зуба (исходный контур)	—	полнопрофильная и т.п.
		x	Высота делительной головки	h_a	.xxx
		x	Полная высота зуба	h	.xxx
x			Максимальная расчетная окружная толщина зуба на делительной окружности	s_t	.xxxx
	x		Максимальная расчетная нормальная толщина зуба на делительной окружности	s	.xxxx
Данные для изготовления и контроля					
x	x		Испытательный радиус при двухпрофильном контроле	r	$x.xxxx^{+x.xxxx}_{-x.xxxx}$
x	x		Степень точности (квалитет) по стандарту AGMA	—	Qxx
x	x		Допуск на колебание измерительного межосевого расстояния за оборот зубчатого колеса	F_i''	.xxxx

Продолжение таблицы 6.20

Минимальный перечень данных для прямозубых колес	Минимальный перечень данных для косозубых колес	Дополнительные необязательные данные	Наименование параметра	Обозначение в системе ISO	Число десятичных знаков
x	x		Допуск на колебание измерительного расстояния на одном зубе	f_i''	.xxxx
x	x		Обозначение эталонного колеса (число зубьев и толщина зуба или номер чертежа)	—	xxx.xxx
		x	Испытательная нагрузка (в унциях)	—	xx
		x	Размер по роликам *D*.xxxx (только для прямозубых колес)	M_r	$x.xxxx^{+.0000}_{-.00xx}$
	x		Ход винтовой линии зуба	—	xxx.xxx
x	x		Диаметр вершин зубьев (предпочтительно указывать на изображении колеса)	d_a	$x.xxx^{+.00}_{-.00}$
		x	Максимальный диаметр впадин (для внешнего зацепления)	d_f	x.xxx
		x	Минимальный диаметр впадин (для внутреннего зацепления)		x.xxx
		x	Диаметр, на котором расположена точка сопряжения рабочего профиля с переходной кривой	d_l	x.xxx
		x	Шероховатость поверхности рабочего профиля	—	xx (в микродюймах)
		x	Допуск на погрешность профиля зуба	T_f	.00xx
		x	Допуск на ход винтовой линии зуба	T_{Pz}	.00xx
		x	Допуск на отклонение окружного шага	T_{Pt}	.00xx
Справочные данные о сопряженном колесе					
		x	Номер чертежа сопряженного колеса	—	Номер чертежа
		x	Число зубьев сопряженного колеса	z	xxx

Таблица 6.21. **Таблица параметров прямозубого конического колеса по нормам AGMA**

Минимальный перечень обязательных данных	Дополнительные необязательные данные	Наименование параметра	Обозначение в системе ISO	Число десятичных знаков
Основные параметры и справочные данные				
x		Число зубьев	z	xxx
x		Диаметральный питч	P	xx
x		Угол профиля	α	$xxx.xxxx^0$
x		Межосевой угол	Σ	$xxx.xxxx^0$
x		Делительный диаметр (спр.)	d	x.xxxx
x		Угол делительного конуса	δ	$xxx.xxxx^0$
x		Внешнее конусное расстояние (спр.)	R_e	x.xxxx
	x	Высота делительной головки зуба (спр.)	h_a	.xxxx
x		Высота делительной ножки зуба (спр.)	h_f	.xxxx
x		Полная высота зуба	h	.xxx
x		Угол конуса впадин	δ_f	$xx.xxxx^0$
x		Угол конуса вершин	δ_α	$xx.xxxx^0$
x		Окружная делительная толщина зуба	s	.xxxx
x		Число зубьев сопряженного колеса	z_2	xxx
x		Номер чертежа сопряженного колеса		Номер чертежа
Данные для изготовления и контроля				
	x	Испытательная нагрузка	—	xx
x		Номер квалитета AGMA (степень точности)		Qxx
x		Номер чертежа эталонного колеса*		Номер чертежа
x		Высота до постоянной хорды**	$\bar{h}_c$	.xxxx
	x	Постоянная хорда зуба**	$\bar{s}_c$	.xxxx
	x	Угловая толщина зуба	2ψ	$xx.xxxx^0$
Справочные данные о сопряженном колесе				
	x	Номер чертежа сопряженного колеса		Номер чертежа

Продолжение таблицы 6.21

Минимальный перечень обязательных данных	Дополнительные необязательные данные	Наименование параметра	Обозначение в системе ISO	Число десятичных знаков
x		Боковой зазор в зацеплении с сопрягаемым колесом при заданном базовом расстоянни	j_n	.00x .00xx
x		Допуск на колебание измерительного межосевого расстояния за оборот зубчатого колеса	F_i''	.00xx
x		Допуск на местную кинематическую погрешность	f_i''	.00xx
	x	Исходное суммарное пятно контакта (расположенное в средней части рабочей поверхности зуба)	—	%

Таблица 6.22. **Таблица параметров цилиндрического червяка по нормам AGMA**

Минимальный перечень обязательных данных	Дополнительные необязательные данные	Наименование параметра	Обозначение в системе ISO	Число десятичных знаков
Основные данные				
x		Число заходов червяка	z	xx
x		Осевой шаг (питч)	P_x	.xxxx±.xxxx
x		Угол хода винтовой линии (спр.)	β	xx.xxx
x		Ход винтовой линии	P_z	xx.xxxx±xxxx
x		Делительный диаметр (спр.)	d	xx.xxxx
x		Направление винтовой линии	—	левая или правая
x		Нормальный угол профиля	α_n	xx.xxxx^0
x		Форма зуба (исходный контур)		стандартный
	x	Высота делительной головки (спр.)	h_a	.xxxx
	x	Полная высота витка (спр.)	h	.xxxx
x		Максимальная расчетная толщина витка (осевая) (спр.)	s_x	.xxxx
Данные для изготовления и контроля				
x		Испытательный радиус	r	xx.xxxx$^{+.0000}_{-.xxxx}$

Продолжение таблицы 6.22

Минимальный перечень обязательных данных	Дополнительные необязательные данные	Наименование параметра	Обозначение в системе ISO	Число десятичных знаков
x		Номер квалитета AGMA (степень точности)	—	Qxx
x		Допуск на колебание измерительного межосевого расстояния за оборот червяка	F_i''	.00xx
x		Допуск на колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе	f_i''	.00xx
x		Номер чертежа эталонного колеса*	—	Номер чертежа
	x	Испытательная нагрузка		xx
	x	Исходное суммарное пятно контакта	—	(В центре зуба 50%)
	x	Размер по проволочкам 3.xxxx	M	от x.xxxx до x.xxxx
	x	Нормальная высота витка до постоянной хорды**	$\bar{h}_{a1}$	.xxxx
	x	Нормальная постоянная хорда**	$\bar{s}_{a1}$	.xxxx
x		Диаметр вершин (предпочтительно указывать на изображении червяка)	d_a	x.xxx$^{+.000}_{-.00x}$
	x	Максимальный диаметр впадин	d_f	x.xxx
	x	Диаметр сопряжения рабочего профиля с переходной кривой	d_l	x.xxx
	x	Шероховатость поверхности рабочего профиля	—	xx (в микродюймах)
x		Допуск на ход винтовой линии	T_{Pz}	.xxxx
x		Диаметр шлифовального круга или червячной фрезы		xx
	x	Ширина шлифовального круга или червячной фрезы (спр.)		.xxx
	x	Угол профиля шлифовального круга или червячной фрезы		xx.xxxx^0
Справочные данные о сопряженном колесе				
	x	Номер чертежа сопряженного червячного колеса	—	Номер чертежа

Продолжение таблицы 6.22

Минимальный перечень обязательных данных	Дополнительные необязательные данные	Наименование параметра	Обозначение в системе ISO	Число десятичных знаков
	x	Число зубьев сопряженного червячного колеса	z	xxx
	x	Минимальный боковой зазор в зацеплении при заданном базовом расстоянии (спр.)	$j_{n\min}$	.xxxx

* Необходимо указать “с сопряженным колесом” или “с эталонным колесом”.
** Не рекомендуется для осевого питча 0,065 дюйма и менее.

Таблица 6.23. **Таблица параметров червячного колеса по нормам AGMA**

Минимальный перечень обязательных данных	Дополнительные необязательные данные	Наименование параметра	Обозначение в системе ISO	Число десятичных знаков
Основные параметры				
x		Число зубьев	z	xxx
x		Окружной шаг (питч)	P_t	.xxxx
	x	Угол профиля (спр.)	α	$xx.xxxx^{0}$
x		Угол хода винтовой линии (спр.)	β	$xx.xxxx^{0}$
	x	Направление винтовой линии сопряженного червяка	—	Правое или левое
x		Форма зуба (исходный контур) (по стандарту AGMA 374.04)	—	Станд. полная высота (и т.д.)
	x	Высота делительной головки зуба (спр.)	h_a	.xxxx
	x	Полная высота зуба (спр.)	h	.xxxx
Данные для изготовления и контроля				
x		Испытательный радиус	r	$xx.xxxx^{+.0000}_{-.xxxx}$
	x	Номер квалитета AGMA (степень точности)	—	Qxx
x		Допуск на колебание измерительного медосевого расстояния за оборот колеса	F_i''	.00xx
x	x	Допуск на колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе	f_i''	.00xx

Продолжение таблицы 6.23

Минимальный перечень обязательных данных	Дополнительные необязательные данные	Наименование параметра	Обозначение в системе ISO	Число десятичных знаков
x	x	Обозначение эталонного колеса	—	Номер чертежа
	x	Испытательная нагрузка	—	xx
	x	Исходное суммарное пятно контакта	—	В центре 50%
x		Диаметр окружности вершин (предпочтительно указать на изображении колеса)	d_a	$x.xxx^{+.000}_{-.00x}$
	x	Шероховатость поверхности рабочего профиля	—	xx
	x	Базовое расстояние	B	.xxxx макс. x.xxxx
Данные о сопряженном червяке				
	x	Номер чертежа сопряженного червяка	—	Номер чертежа
	x	Число заходов сопряженного червяка	z	xx
	x	Минимальный боковой зазор в зацеплении с сопряженным червяком на делительной окружности (спр.)	$j_{n\min}$	xx

Следует обратить также внимание на специфический случай сборной конструкции пластмассового зубчатого колеса, формируемого из окончательно обработанного (изготовленного литьем под давлением или методом экструзии) зубчатого венца, в который запрессовывается металлический вал, подступичная втулка или армирующая вставка. Для такого колеса необходимо указать в сборочном чертеже максимально допустимое радиальное биение.

Глава 7

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ПЛАСТМАССОВЫХ ГИБКИХ КОЛЕС ВОЛНОВЫХ ПЕРЕДАЧ

7.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ВОЛНОВЫХ ПЕРЕДАЧАХ*

7.1.1. Устройство и общая характеристика волновых передач

Волновые зубчатые передачи. ляющиеся разновидностью планетарных передач, передают вращательное движение посредством бегущей волновой деформации одного из колес.

Волновая передача (рис. 7.1) состоит из трех основных элементов: F — гибкое колесо, C — жесткое колесо, H — волновой генератор.

Наружный диаметр d_F гибкого (недеформированного) колеса меньше внутреннего диаметра d_C жесткого колеса. В общем случае

$$d_C - d_F = 2w_0 \,. \qquad (7.1)$$

где $2w_0$ — радиальная деформация гибкого колеса; пропорциональна модулю зацепления $2w_0 \approx (0{,}6 \div 1{,}5)m$.

Гибкое колесо F, выполненное в виде цилиндра, жестко соединяется с выходным валом (рис. 7.1, *а*) или корпусом редуктора (рис. 7.1, *б*). Жесткое колесо C соединяется с корпусом редуктора (рис. 7.1, *а*) или с выходным валом (рис. 7.1, *б*). Генератор волн H может быть выполнен, например, в виде водила с двумя роликами. В месте расположения зубчатого венца (у торца гибкого колеса) гибкое колесо деформировано и наружные зубья гибкого колеса F входят в зацепление с внутренними зубьями жесткого колеса C.

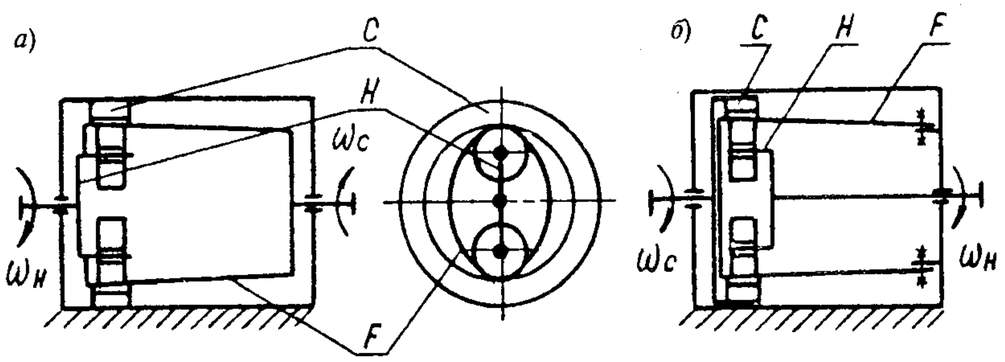


Рис. 7.1. Принципиальная схема волнового редуктора

* Материал подготовлен Ю. Д. Терешко [146].

Вращение генератора H вызывает вращение гибкого колеса F с угловой скоростью ω_F или жесткого колеса C со скоростью ω_C. При этом волна деформирования перемещается по периметру гибкого колеса, поэтому передачу называют волновой, а водило H — волновым генератором.

Число волн деформации может быть любым, начиная с одной; наибольшее распространение получили *двухволновые передачи*.

В зависимости от конструкции генератора волн и характера его контактирования с гибким колесом различают *генераторы свободной волны деформации* (роликовый генератор), *полупринудительной деформации* (дисковый генератор) и *принудительной деформации* (кулачковый генератор волн с гибким подшипником) [106].

Структурные схемы волновых передач можно разделить на *одноступенчатые* (с неподвижным гибким или жестким колесом, с внешним или внутренним расположением генератора волн, аналог обычной конической передачи), *комбинированные* (сочетание волновой передачи с обычной зубчатой или планетарной), *двух-* и *многоступенчатые* (получаемые последовательным соединением в радиальном или осевом направлении двух и более одноступенчатых передач), *сдвоенные* (с дополнительным зубчатым венцом на гибком колесе и вторым жестким колесом, реализующие схему с *охватываемым* и *охватывающим* генератором волн).

Выбор структурной схемы зависит от назначнеия и компоновки прибора, функционального назначения и места установки редуктора, требуемого передаточного отношения, условий сборки, эксплуатационных, технологических и экономических факторов [13].

Основные достоинства волновых зубчатых передач [147, 148]:

1. *Большое передаточное отношение i.* В одной ступени можно получить $i = 400$ без существенного снижения КПД. В специальных передачах получают $i = 10^5$ и более.

2. *Многопарность зацепления.* Число зубьев в одновременном зацеплении может доходить до 40...50% от z_F или z_C в зависимости от формы и величины деформирования гибкого колеса, формы профиля зуба и других факторов. При этом нагрузка на зуб уменьшается, что позволяет выполнять зубья мелкомодульными и, следовательно, получать высокую нагрузочную способность и кинематическую точность при небольших массе и габаритах.

3. *Низкая скорость скольжения зубьев*, что положительно сказывается на износостойкости зубьев и КПД передачи.

4. *Стойкость к заеданию и задирам*, что позволяет снизить требования к шероховатости поверхности зубьев, к смазке и материалу колес.

5. *Малые нагрузки* на валы и опоры вследствие симметричности конструкций.

6. *Малая инерционность* при специальном исполнении.

7. Возможность передачи движения в *герметизированное пространство.*

8. Возможность использования передачи в качестве *редуктора, мультипликатора и дифференциального механизма.*

Волновые зубчатые передачи целесообразно применять в механизмах с большими передаточными отношениями и в устройствах со специальными требованиями к герметичности, инерционности, кинематической точности и пр.

7.1.2. Передаточное отношение и число зубьев колес волновой передачи

Передаточное отношение волновой передачи рассчитывают по формулам:

$$i_{HC}^{F} = \frac{\omega_H}{\omega_C} = \frac{2d_C}{2w_0} = \frac{d_C}{d_C - d_F} = \frac{z_C}{u_д K_z} = \frac{z_C}{z_C - z_F};$$

$$i_{HC}^{C} = \frac{\omega_H}{\omega_F} = -\frac{2d_F}{2w_0} = -\frac{d_F}{d_C - d_F} = -\frac{z_C}{u_д K_z} = -\frac{z_F}{z_C - z_F}, \qquad (7.2)$$

где ω_H, ω_F, ω_C — угловые скорости генератора, гибкого и жесткого колес; z_F, z_C — числа зубьев гибкого и жесткого колес; $u_д$ — число волн деформации.

В общем случае

$$z_C - z_F = u_д K_z . \qquad (7.3)$$

Обычно $u_д = 2$; $K_z = 1, 2, 3...$. Целесообразно принимать: $K_z = 1$ при $i \geq 100$, $K_z = 2$ при $100 > i \geq 60$ и $K_z = 3$ при $60 > i \geq 40$.

Из зависимостей (7.2), (7.3) следует, что передаточное отношение зависит не от формы деформирования гибкого колеса, а от разности диаметров (чисел зубьев) колес или от величины w_0.

Гибкое колесо деформируется генератором так, что в точках B и B' (рис. 7.2, *а*) между вершинами зубьев образуется радиаль-

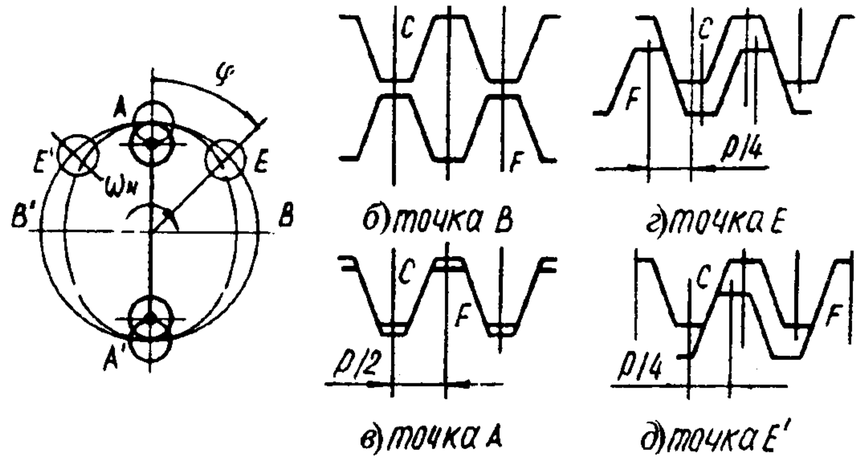


Рис. 7.2. Схема зацепления зубьев жесткого *C* и гибкого *F* колес волновой передачи

ный зазор (рис. 7.2, *б*); в точках A и A' (рис. 7.2, *а*) зубья зацепляются на полную рабочую высоту (рис. 7.2, *в*); в точках E и E' (рис. 7.2, *а*) — зацепление промежуточное (рис. 7.2, *г*, *д*).

При вращении генератора происходит относительный поворот колес F и C, при котором зубья колеса F переходят из одной впадины колеса C в другую. При неподвижном жестком колесе C за четверть оборота генератора H зубья гибкого колеса F смещаются на полшага (при $u_д = 1$ и $K_z = 1$), за полный оборот — на два шага. Зубья, на которые набегает генератор (I и III четверти), входят в зацепление. Зубья, с которых сбегает генератор (II и IV четверти), выходят из зацепления. При входе в зацепление зубья совершают рабочий ход и соприкасаются, например, правыми профилями (рис. 7.2, *г*), при выходе из зацепления — холостой ход и соприкасаются левыми профилями (рис. 7.2, *д*).

7.1.3. Кинематические схемы волновых передач

Кинематические зависимости для волновых передач строятся так же, как и для планетарных, на основе формулы Виллиса [106]. Известно большое количество схем волновых передач (более 90) [149—151]; ниже приводятся некоторые принципиальные, наиболее распространенные схемы, которые достаточно полно характеризуют кинематические возможности волновых передач. Обозначение механизма в краткой форме характеризует наличие звеньев: гибкого (F) и жесткого (C) колес и генератора (H).

На рис. 7.3 приведена схема одноступенчатой волновой передачи с механизмом $F—C—H$ (с одним гибким и одним жестким

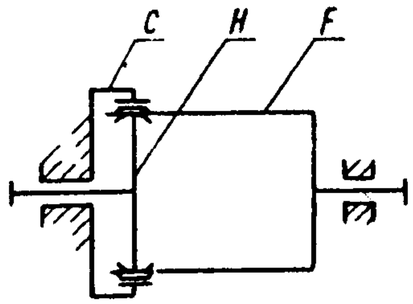


Рис. 7.3. Схема одноступенчатой волновой передачи

колесом и генератором). При ведущем генераторе H (редуктор) ее передаточное отношение определяют по зависимостям (7.2). При ведомом генераторе H (мультипликатор) передаточное отношение равно

$$i^F_{CH} = \frac{z_C - z_F}{z_C}; \; i^C_{FH} = \frac{z_C - z_F}{z_F}. \quad (7.4)$$

Передаточное отношение при остановленном генераторе H рассчитывают по формуле

$$i^H_{CF} = \frac{z_C}{z_F} \approx i^H_{FC} = \frac{z_F}{z_C} = 1{,}0. \quad (7.5)$$

На рис. 7.4 приведены схемы сдвоенных передач F—$2C$—H.

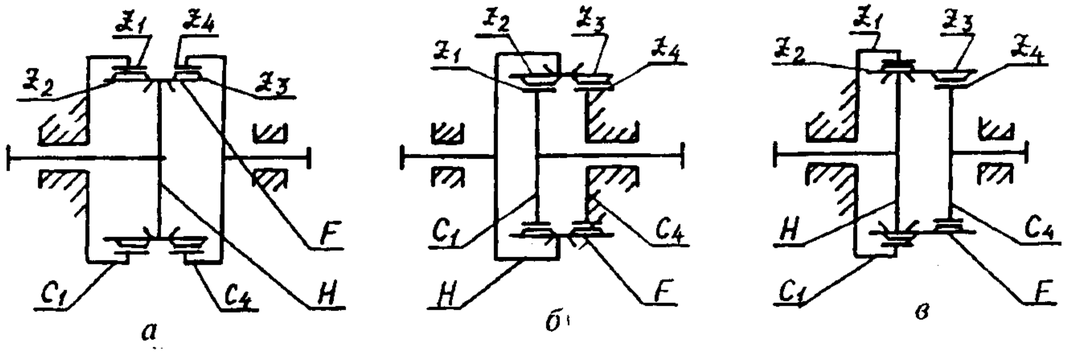


Рис. 7.4. Схемы сдвоенных волновых передач

Передачи обладают высоким кинематическим эффектом и малыми осевыми габаритами, так как длина гибкого колеса определяется, в основном, шириной двух зубчатых венцов. Передаточное отношение передач

$$i^{C_1}_{HC_4} = \frac{\omega_H}{\omega_{C_4}} = \frac{1}{1 - \frac{1}{i^H_{C_1C_4}}} = \frac{1}{1 - \frac{z_1 z_3}{z_2 z_4}}. \quad (7.6)$$

На рис. 7.5 приведена схема передачи F—$2C$—H с коротким гибким колесом (сдвоенный генератор). Ее передаточное отношение определяют по зависимости (7.6). При $z_3 = z_4$ зацепление H

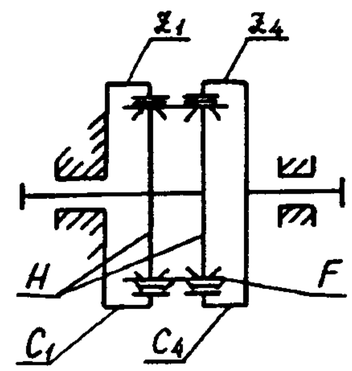


Рис. 7.5. Схема волновой передачи со сдвоенным генератором и коротким гибким колесом

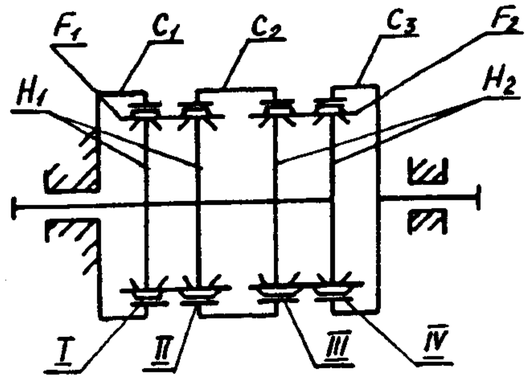


Рис. 7.6. Схема волновой передачи с четырьмя зацеплениями, двумя гибкими колесами и сдвоенным генератором

передач по рис. 7.3 и 7.4 становится волновой муфтой. При этом их передаточные отношения будут такими же, как и у обычной (см. рис. 7.3) волновой передачи.

На рис. 7.6 приведена схема передачи $2F$—$4C$—$2H$ с четырьмя зацеплениями — I, II, III и IV, с двумя гибкими колесами F и двумя (сдвоенными) генераторами H. При работе зацеплений I и III или II и IV как волновых муфт нижний предел передаточного отношения снижается до 25.

На рис. 7.7 приведены схемы передач F—$3C$, аналогичные планетарным передачам $3K$. Генератор H пассивен, поэтому не входит в обозначение передачи.

Передача F—$3C$ при $i = 1$ имеет малые осевые габариты. Передаточные отношения рассчитывают по формулам:

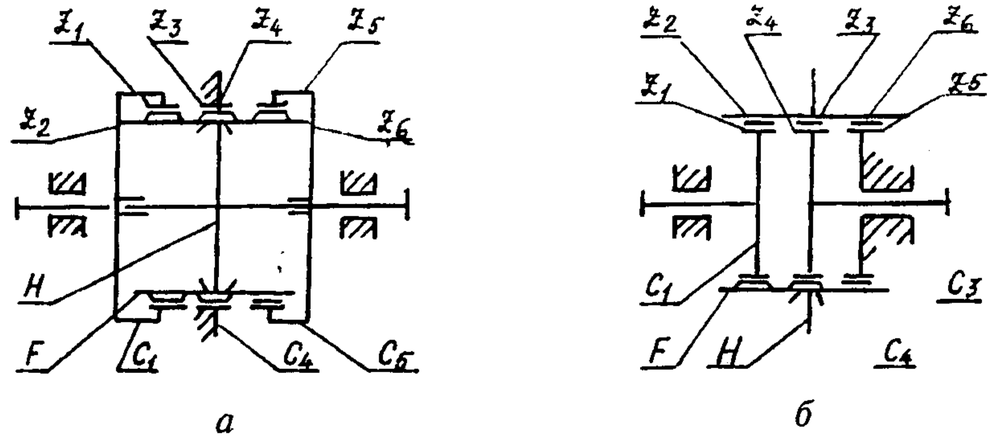
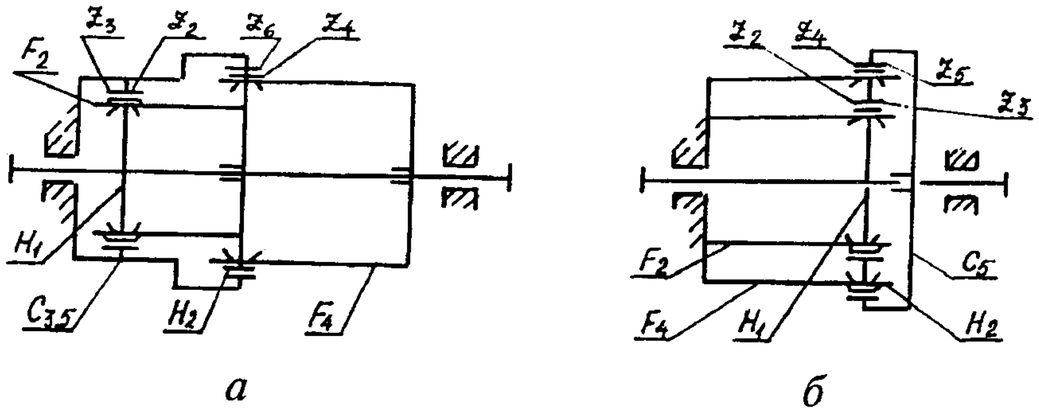


Рис. 7.7. Схема волновой передачи с одним гибким и тремя жесткими колесами

$$i^{C_4}_{C_1C_5} = \left(1 - \frac{z_4z_2}{z_1z_3}\right) \Big/ \left(1 - \frac{z_4z_6}{z_3z_5}\right);$$

$$i^{H}_{C_1C_4} = \left(1 - \frac{z_4z_2}{z_3z_1}\right); \quad i^{H}_{C_5C_4} = \left(1 - \frac{z_4z_6}{z_3z_5}\right). \tag{7.7}$$

На рис. 7.8 приведены схемы передач, состоящих из последовательно соединенных механизмов: *F—C—H*. Их передаточное отношение равно произведению передаточных отношений ступеней.



а *б*

Рис. 7.8. Схемы волновых передач с последовательно соединенными механизмами

В передаче на рис. 7.8, *а* не вращаются жесткие звенья обеих ступеней. Передаточное отношение равно

$$i^{C_{3,5}}_{HF_4} = \frac{z_2z_4}{(z_3 - z_2)(z_5 - z_4)}. \tag{7.8}$$

В передаче по рис. 7.8, *б* не вращаются гибкие звенья. Передаточное отношение будет

$$i^{F_{2,4}}_{HC_5} = \frac{z_3z_5}{(z_3 - z_2)(z_5 - z_4)}. \tag{7.9}$$

На рис. 7.9 изображена схема замкнутой передачи $2F—2C—2H$. Она состоит из базового механизма с ведомым гибким звеном F_2 и замыкающего механизма с остановленным жестким звеном C_5. Жесткое звено C_3 базового механизма связано с гибким звеном F_4 замыкающего мезанизма. Передаточное отношение передачи равно

$$i_{HF_2} = \frac{z_2}{(z_5 - z_4)(1 + z_3/z_4)}. \tag{7.10}$$

Замкнутые механизмы можно получить из механизмов по рис. 7.8 остановкой звена F_4 и освобождением звена C_5 (рис. 7.8, *а*) или освобождением звена F_4 и остановкой звена C_5 (рис. 7.8, *б*). Такие механизмы имеют широкие кинематические возможности.

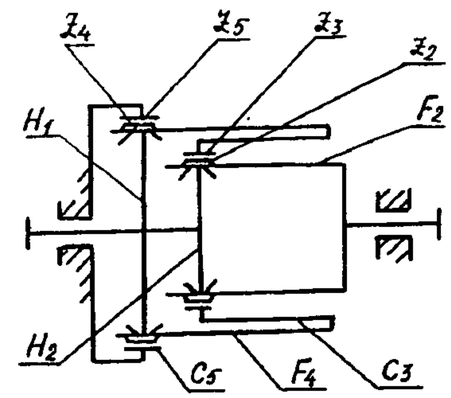
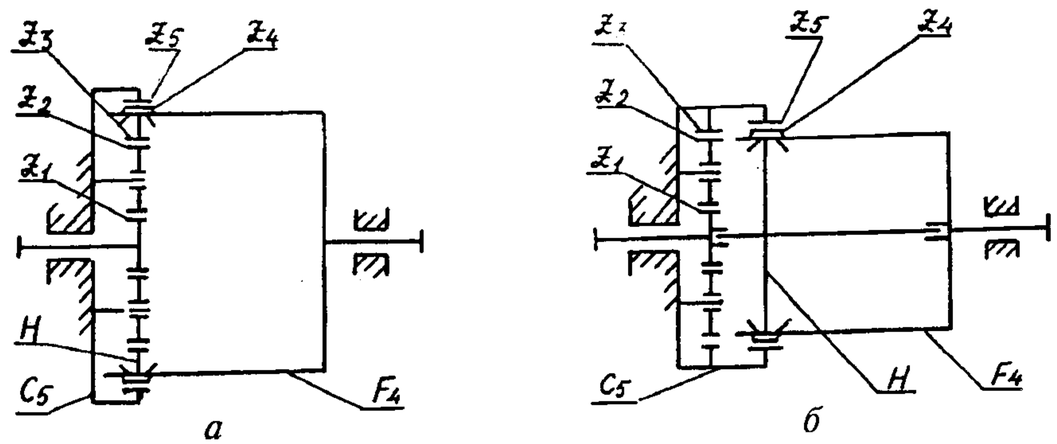


Рис. 7.9. Схема замкнутой волновой передачи

На рис. 7.10 приведены схемы комбинированных передач. Комбинированная передача (рис. 7.10, *а*) состоит из простого зубчатого механизма с ведущим (*1*) и промежуточными (*3*) колесами и волнового механизма *F—C—H*. Передаточное отношение передачи будет

$$i^{C_5}_{1F_4} = i_{1H}\, i^{C_5}_{HF_4} = \left(-\frac{z_3}{z_1}\right)\left(-\frac{z_4}{z_5 - z_4}\right) = \frac{z_3z_4}{z_1(z_5 - z_4)}. \tag{7.11}$$

Передача по рис. 7.10, *б* состоит из планетарного механизма с остановленным центральным колесом (z_3) с внутренними зубьями и волнового механизма *F—C—H*. Генератор *H* связан с води-



а *б*

Рис. 7.10. Схемы комбинированных волновых передач

лом планетарного механизма. Передаточное отношение передачи равно

$$i_{1F_4}^{C_5} = \left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right) \frac{z_4}{z_5 - z_4}. \qquad (7.12)$$

Аналогичные передачи можно получить и при охватывающих генераторах. Комбинированные передачи имеют высокий КПД, позволяют расположить внутри гибкого звена электродвигатель и уменьшить габариты привода.

7.2. ПЛАСТМАССОВЫЕ ГИБКИЕ КОЛЕСА ВОЛНОВЫХ ПЕРЕДАЧ

Использование полимерных материалов для изготовления гибких звеньев позволяет усовершенствовать конструкцию и расширить диапазон применения волновых передач. Применение пластмасс дает возможность значительно снизить массу и уменьшить моменты инерции вращающихся частей, снизить вибрацию и шум, повысить коррозионную стойкость. Процесс изготовления элементов волновых передач из пластмасс является более технологичным и менее дорогостоящим, чем металлических элементов. Потери на трение в зоне контакта зубьев в волновых передачах намного меньше по сравнению с обычными зубчатыми передачами. Повышение срока службы гибкого колеса можно получить за счет интенсивного смазывания и охлаждения зоны зацепления.

При выборе полимерного материала для гибкого колеса в качестве основной характеристики принимается отношение предела выносливости к модулю упругости, которое для пластмасс составляет 0,012 (для стали 0,007—0,0023). Невысокий модуль упругости полимерных материалов обеспечивает возможность работы гибкого колеса при больших местных деформациях.

На работоспособность деформируемых элементов волновых передач большое влияние оказывают форма и соотношение размеров элементов конструкции. Обычно пластмассовые гибкие колеса выполняются в виде тонкостенных цилиндрических или конических стаканов, неподвижно соединяемых с валом или имеющих свободные торцы со шлицами [24, 152].

7.2.1. Геометрия зацепления зубьев. Форма и параметры деформации гибкого колеса*

С целью разгрузки зубьев пластмассового зубчатого колеса схема синтеза зацепления должна предусматривать повышенную многопарность контакта на дуге зацепления. Это условие выполняется при использовании генератора принудительной деформации, с помощью которого могут быть получены любые формы упругой линии деформированного гибкого колеса и устойчивость полученной формы в процессе работы механизма. Нейтральную упругую линию на деформированном гибком колесе и соответствующую ей окружность на жестком называют равноскоростными кривыми. В дальнейшем ограничимся рассмотрением круга вопросов, относящихся к двухволновым зубчатым передачам, как получившим наибольшее распространение. Так как серединная (нейтральная) окружность при деформировании гибкого звена, имеющего в общем случае форму цилиндрической оболочки, практически не меняет своей длины, то шаги зубьев целесообразно измерять именно по этой окружности. Отсюда возникают понятия об условном шаге p_y и условном модуле зацепления m_y:

$$p_y = \frac{2\pi r_F'}{z_F}; \quad m_y = \frac{p_y}{\pi} = \frac{d_F'}{z_F}, \qquad (7.13)$$

где r_F' и d_F' — радиус и диаметр равноскоростной окружности гибкого колеса в недеформированном состоянии; z_F — число зубьев гибкого колеса.

Отношение толщины стенки обода гибкого колеса на участке расположения зубьев к условному модулю называется коэффициентом толщины стенки

$$\vartheta = \frac{\delta}{m_y} \approx \frac{\delta}{m}. \qquad (7.14)$$

Соотношение между модулем инструмента, нарезающего зубчатый венец колеса или матрицу для его изготовления, и условным модулем будет иметь вид

$$m_y = \frac{m}{z_F}\left[z_F - 2\,(h_a^* + c^*)\,2x_F - \vartheta\right], \qquad (7.15)$$

* Материал для п.п. 7.2.1—7.2.3 представлен Е. Г. Гинзбургом и Е. Г. Матюшиным [24].

где h_a^* и c^* — параметры исходного контура зубьев: $h_a^* = 1{,}0$; $c^* = 0{,}35$; x_F — коэффициент смещения исходного контура при нарезании зубчатого венца гибкого колеса.

Применение колес со смещением исходного контура обусловлено, с одной стороны, возможностью использовать в этом случае стандартный инструмент, а с другой стороны, необходимостью избежать интерференции зубьев при их совместной работе. Кроме того, использование профилей со смещенным контуром способствует увеличению изгибной прочности зубьев пластмассового гибкого колеса и ведет к уменьшению кривизны эвольвентных профилей. Для пластмассовых зубьев хорошие результаты дают следующие зависимости между x_F и z_F : $x_F = 0{,}011\ z_F$ и $x_F = 0{,}022\ z_F$. В первом случае при высоте зуба $h = 1{,}55\ m$ и профильном угле $\alpha = 23°04'$, а во втором — при $h = 1{,}35\ m$ и $\alpha = 25°50'$. Зубья с меньшим профильным углом целесообразно применять на колесах, изготовленных из более жестких материалов (полиформальдегид, стеклонаполненный полиамид и др.). Величина наибольшей радиальной деформации гибкого колеса для двухволновой передачи записывается в виде [24]:

$$\Delta = K_\Delta m_y , \qquad (7.16)$$

где K_Δ — коэффициент радиальной деформации.

Ориентировочно величину коэффициента смещения исходного контура зубьев жесткого колеса назначают с учетом возможного теплового расширения зубчатого венца полимерного гибкого колеса

$$x_C = \frac{h+\delta}{m}\alpha_F \Delta T + x_F + K_\Delta \frac{m_y}{m} - 1 , \qquad (7.17)$$

где α_F — коэффициент линейного расширения материала гибкого звена; ΔT — температурный градиент.

В дальнейшем, после определения размеров гибкого колеса и передачи в целом и более точного расчета температуры поверхности полимерных зубьев, величина x_C может быть уточнена.

Предлагаемая схема геометрического синтеза металлополимерной передачи основана на методе приближенного зацепления [106]. Отыскивая траекторию относительного движения точек зубьев и определяя границу интерференции, можно добиться такого положения траектории точки профиля зуба жесткого колеса, при котором она будет на определенном участке практически совпадать с профилем зуба гибкого колеса.

Наиболее сильно влияет на форму указанной траектории параметр K_Δ. Оптимальные значения K_Δ в зависимости от z_C и ϑ приведены на графике (рис. 7.11) для случая $x_F = 0{,}011\ z_F$. Для $x_F = 0{,}022\ z_F$ — величины K_Δ, снимаемые с графиков рис. 7.11, следует уменьшить на 0,04.

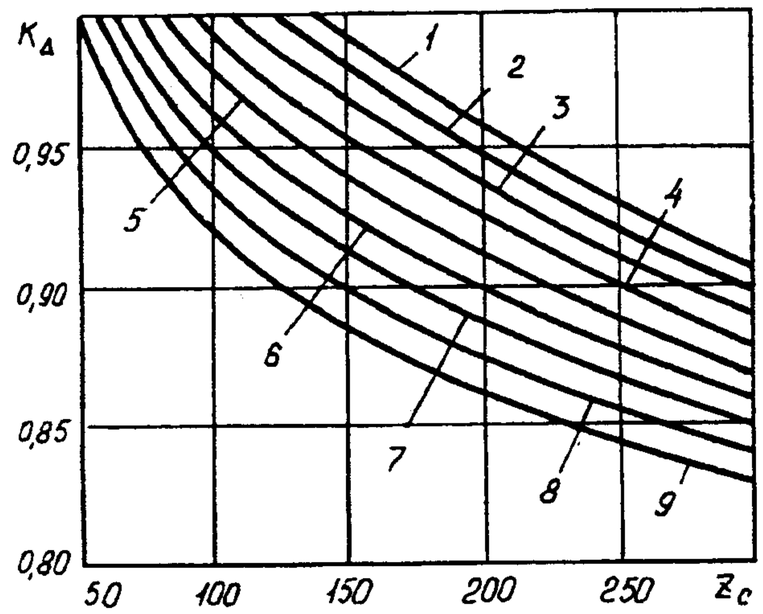


Рис. 7.11. График для определения коэффициента K_Δ радиальной деформации гибкого звена: *1* — $\vartheta_F = 5{,}0$; *2* — **4,5**; *3* — **4,0**; *4* — **3,5**; *5* — **3,0**; *6* — **2,5**; *7* — **2,0**; *8* — **1,5**; *9* — $\vartheta_F = 1{,}0$

Форма деформации или форма равноскоростной упругой кривой гибкого колеса на угле $\pi/2$ задается в виде трех сопряженных дуг окружности (рис. 7.12). При этом процент зубьев, теоретически находящихся в зацеплении и передающих нагрузку, достигает 33%.

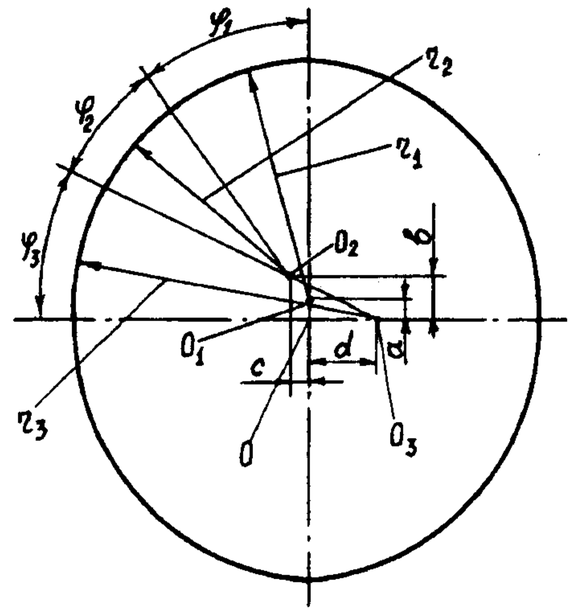


Рис. 7.12. Принятая форма деформированной упругой кривой гибкого звена по трем дугам окружности (для одного квадранта кольца)

Радиусы кривизны дуг и их центральные углы (см. рис. 7.12) связаны системой следующих уравнений:

$$r_1\varphi_1 + r_2\varphi_2 + r_3\varphi_3 = \frac{\pi}{2} r_{FN};$$

$$r_3 = r_2 + \frac{(r_1 - r_2)\cos\varphi_1 + a}{\sin\varphi_3}; \qquad (7.18)$$

$$\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 = \frac{\pi}{2}.$$

Радиус кривизны гибкого колеса на первом участке находим из геометрических соображений:

(7.19)

$$r_1 = \frac{(K_l\Delta)^2 + 2(1 - \cos\varphi_1)\{r_C - [1 - (1 - K_l)K_\Delta]m_y\}[r_C - (1 - K_\Delta)m_y]}{2(1 - \cos\varphi_1)[r_C - (1 - K_\Delta)m_y] + 2K_l\Delta\cos\varphi_1},$$

где K_l — коэффициент уменьшения глубины захода зубьев на первом участке деформации; r_C — радиус равноскоростной окружности жесткого колеса.

Величину K_l целесообразно задавать в интервале $0 \le K_l \le 0{,}75$. При значении $K_l = 0$ можно получить так называемый предельный случай зацепления с продленной зоной контакта, упоминаемый в работе [106]. Радиус кривизны r_2 рассчитывают по формуле

$$r_2 = \frac{(r_1\cos\varphi_1 + a)\varphi_3 - \left(\frac{\pi}{2} r_{FN} - \varphi_1 r_1\right)\sin\varphi_3}{\varphi_3\cos\varphi_1 - (\varphi_2 + \varphi_3)\sin\varphi_3}. \qquad (7.20)$$

Из выражения (7.18) находят величину радиуса кривизны на третьем участке деформации.

Хорошие показатели зацепления при его высокой многопарности и удовлетворительные энергетические характеристики деформации обода гибкого колеса для большинства рекомендуемых полимерных материалов ($E \le 2500$ МПа) реализуются при следующих угловых параметрах упругой линии: $\varphi_1 = 37°$; $\varphi_2 = 23°$; $\varphi_3 = 30°$.

Допускаемые значения радиусов кривизны упругой линии гибкого колеса вычисляются из уравнений

$$r_{\min p} = \frac{r_{FN}\,\delta\,EK_E}{\sigma_{FP}(2r_F + \delta) + EK_E};$$

$$r_{\max p} = \frac{r_{FN}\,\delta\,EK_E}{\delta\,EK_E - \sigma_{FP}(2r_{FN} + \delta)}, \qquad (7.21)$$

где E — табличное значение модуля упругости, измеренного при обычных скоростях деформирования (рис. 3.4, табл. П. 7.2 приложения 7); K_E — коэффициент увеличения E при повышенных скоростях деформирования; σ_{FP} — допускаемый уровень напряжений изгиба в стенке обода гибкого колеса при его деформировании генератором волн.

В случае малых передаточных отношений ($i > 40$) и применения материалов с повышенной жесткостью ($E > 2500$ МПа) значения радиусов r_2 и r_3, рассчитанных по формулам (7.20) и (7.18), могут оказаться соответственно меньше и больше величин, определяемых условиями (7.21). В этом случае целесообразно использовать эвольвентную упругую линию, которая имеет больший минимальный радиус кривизны [151].

7.2.2. Расчет пластмассового гибкого зубчатого колеса на прочность

Работоспособность волновой передачи в основном зависит от прочности гибкого колеса. Как уже упоминалось, пластмассовые гибкие колеса чаще всего выполняются в виде тонкостенных цилиндрических стаканов, неподвижно соединяемых с валом, либо имеющих свободные торцы и шлицевое соединение. Известно, что в стенке обода гибкого колеса и в зубьях действуют переменные напряжения, поэтому определяющим фактором является выносливость материала, из которого изготовлено гибкое колесо. При выбранных параметрах зубьев и деформации гибкого колеса образуемые зубьями кинематические пары можно условно классифицировать как низшие. Условие обеспечения удовлетворительной износостойкости таких пар при сохранении несущей способности рабочих поверхностей зубьев имеет вид

$$p < [p], \qquad (7.22)$$

где p — давление в зоне контакта зубьев; $[p]$ — допускаемое давление.

Величина $[p]$ определялась экспериментально. На основании полученных данных, приведенных ниже, рекомендуются в условиях сухого трения следующие величины допускаемых давлений (средняя скорость скольжения $v_{ск} = 0{,}01$ м/с, температура окружающей среды $T = 20$ °С):

	[p], МПа
Полиформальдегид	5...6
Полиамид П 610	3...4
Полиамид П 610 + 30% СВ	3...5
Капролон В	4...5

В случае применения смазки значения [p] могут быть повышены в 1,5—2,5 раза.

С повышением средней скорости скольжения и температуры величины допускаемых давлений уменьшаются. Ориентировочные значения коэффициентов, учитывающих влияние температуры (K_T) и скорости скольжения (K_v), представлены в табл. 7.1.

Влияние режима эксплуатации на работоспособность полимерных зубьев учитывается коэффициентом режима Y_A. Перерывы в работе передачи позволяют повысить уровень допускаемых удельных давлений. Значение коэффициента режима работы:

	Y_A
Продолжительная непрерывная работа (до 24 часов и более)	0,7...0,85
Периодическая работа с кратковременными остановками	1,0
Работа с частыми длительными остановками при невысокой ПВ (10%)	1,5

Таблица 7.1. **Поправочные коэффициенты, учитывающие влияние температуры и скорости**

t, °С	K_T	$v_{ск}$, м/с	K_v
20	1	0,01	1
40	0,95	0,05	0,8
60	0,8	0,1	0,6
80	0,4	0,2	0,5
100	0,2	0,4	0,3

Из условия (7.22) определяется диаметр делительной окружности жесткого колеса (мм):

$$d_C = 10^3 \left(\frac{4 T_C K_\beta}{K_\varepsilon \Psi_{bd} K_h [p] Y_A K_T K_v} \right)^{1/3}, \qquad (7.23)$$

где T_C — момент внешней нагрузки на жестком колесе; K_β — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца; K_ε — коэффициент, учитывающий влияние перекрытия; K_h — коэффициент глубины захода зубьев ($K_h = h_w/m$), где h_w — глубина захода зубьев; Ψ_{bd} — коэффициент рабочей ширины зубчатого венца:

$$\Psi_{bd} = b_w / d_C ,$$

Коэффициент неравномерности распределения давления назначается: для неармированных термопластов K_β = 1,3...1,6; для армированных материалов K_β = 1,5...1,8. Коэффициент K_ε перекрытия выбирается в зависимости от формы упругой деформированной кривой гибкого колеса:

	K_ε
Свободная деформация (двухроликовый генератор волн)	0,15...0,2
Деформация по эвольвентной кривой	0,25
Деформация по трем дугам окружности	0,3...0,33

Коэффициент рабочей ширины зубчатого венца целесообразно устанавливать в зависимости от длины оболочки L гибкого колеса в следующих пределах:

Ψ_{bd} = 0,15 при $L \le d_C$,

Ψ_{bd} = 0,20 при $L \ge 1{,}5\ d_C$,

Ψ_{bd} = 0,25 при $L \ge 2\ d_C$ (для этого случая необходима проверка на устойчивость по напряжениям кручения).

Коэффициент K_h при $h_3 \approx m$ принимается равным 1. Среднюю скорость скольжения зубьев рассчитывают по формуле (м/с):

$$v_{ск} = \frac{3 n h_w}{500\ \gamma \cos \alpha_{ср}}, \qquad (7.24)$$

где n — частота вращения генератора волн, мин$^{-1}$; γ — дуга зацепления в градусах (при форме деформации по трем дугам окружности $\gamma = 50°—60°$, при форме деформации по эвольвентной кривой $\gamma = 40°—45°$); $\alpha_{ср}$ — профильный угол в средней по высоте профиля точке зуба.

Для выбранных геометрических параметров зубьев

$$\cos \alpha_{ср} = \frac{\cos \alpha}{1 + (2x_C - 1)/z_C}, \qquad (7.25)$$

где α — профильный угол исходного контура.

После предварительного определения d_C по формуле (7.23) рассчитывают модуль зацепления ($m = d_C/z_C$) и, округлив его до ближайшего стандартного значения, определяют окончательную величину d_C.

Коэффициент толщины стенки обода гибкого колеса ϑ_F находят из выражения

$$\vartheta_F = \frac{[\sigma_F]\, z_F}{E_и K_E\, (r_F / r_{\min} - 1)}, \qquad (7.26)$$

полученного путем преобразования уравнения изогнутой оси кривого бруса.

В формуле (7.26) $[\sigma_F]$ — допускаемое напряжение изгиба оболочки (табл. 7.2). Значения напряжений занижены, так как на

Таблица 7.2. **Допускаемые напряжения σ_{FP} при расчете на прочность пластмассовых гибких колес волновых передач**

Материал	Значения $[\sigma_{FP}]$, МПа при передаточном отношении $i_р$ и температуре эксплуатации T, °С															
	$i_р$ = 40...50				$i_р$ = 50...60				$i_р$ = 60...90				$i_р$ = 90...150			
	20	40	60	80	20	40	60	80	20	40	60	80	20	40	60	80
Поликарбонат	6,5-8,0	5,8-6,5	4,8-5,8	2,9-4,8	6,5-8,0	5,8-6,5	4,3-5,8	2,9-4,3	5,5-6,5	5,0-5,5	4,0-5,0	4,0-2,5	5,0-5,5	4,0-5,0	3,5-4,0	2,5-3,5
Полиамид	4,5-6,0	4,0-4,5	3,0-4,0	2,0-3,0	4,0-4,5	3,0-4,0	2,0-3,0	1,3-2,0	3,0-4,0	2,0-3,0	1,5-2,0	0,8-1,5	2,0-3,0	1,5-2,0	1,0-1,5	0,5-1,0
Капролон	8,0-10	7,0-8,0	5,0-7,0	3,5-5,0	6,0-8,0	5,0-6,0	3,5-5,0	2,8-3,5	5,0-6,0	3,0-5,0	2,0-3,0	1,3-2,0	3,0-4,0	2,0-3,0	1,3-2,0	1,3-0,8
Полиформальдегид	9,0-12	8,0-9,0	6,0-8,0	3,5-6,0	8-10	7,0-8,0	5,0-7,0	3,3-5,0	7,0-9,0	6,0-7,0	4,5-6,0	3,0-4,5	6,0-8,0	5,0-6,0	4,0-5,0	2,8-4,0

данной стадии проектировочного расчета не учитывается влияние внешней нагрузки и эффект концентрации напряжений; $E_и$ — модуль упругости при статическом изгибе, выбирается в зависимости от температуры эксплуатации по графикам, приведенным на рис. 3.4; K_E — коэффициент, учитывающий увеличение жесткости материала при циклическом изгибе гибкого колеса; значения K_E приведены на рис. 7.13; r_F — радиус равноскоростной окружности гибкого колеса в недеформированном состоянии; $r_{\min}$ — минимальное значение радиуса кривизны упругой линии гибкого колеса.

Изменение кривизны нейтральной линии обода гибкого колеса, существенно влияющее на величину напряжений изгиба, определяется отношением радиуса недеформированной линии (окружности) к минимальному радиусу кривизны этой же линии после деформации. Для рекомендуемой формы упругой линии получена графическая зависимость максимального изменения величины относительной кривизны от передаточного числа в диапазоне изменения коэффициентов толщины стенки $\vartheta_F = 2...4$. На стадии проектировочного расчета указанной зависимостью (рис. 7.14) можно пользоваться и при других значениях ϑ_F. Для части обода гибкого колеса, на которой расположены зубья, рекомендуется вычисленное по формуле (7.26) значение ϑ_F увеличить на 10...30%.

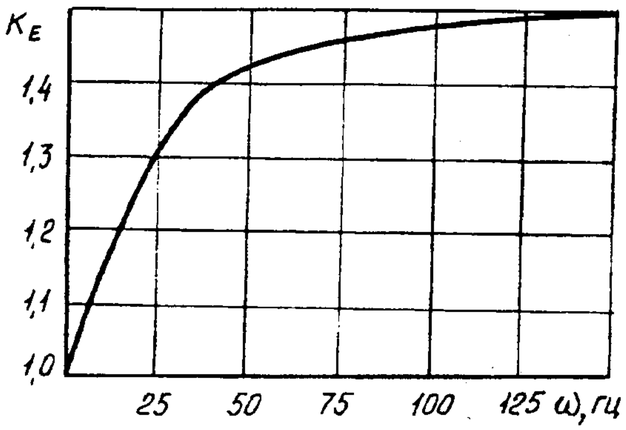


Рис. 7.13. Зависимость коэффициента K_E от угловой скорости ω

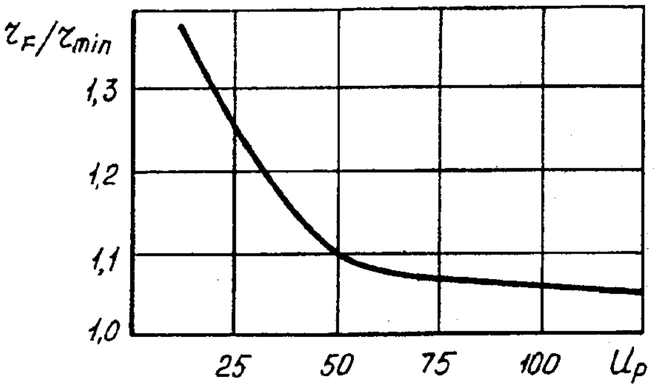


Рис. 7.14. График для ориентировочного выбора относительной кривизны упругой линии гибкого звена в зависимости от передаточного числа редуктора

После определения размеров гибкого колеса и параметров его зубчатого венца проводят проверочный расчет проектируемой передачи путем вычисления суммарных напряжений изгиба и напряжений кручения с учетом эффекта их концентрации, которые затем сравниваются с допускаемыми. При выборе допускаемых напряжений необходимо учесть особенности механического поведения полимерных материалов в условиях длительной знакопеременной нагрузки, а также провести ориентировочные темпе-

ратурные расчеты для решения вопроса о возможности эксплуатации передачи в требуемом режиме.

Максимальные напряжения изгиба обода с учетом концентрации напряжений, обусловленные деформацией гибкого колеса по форме генератора волн, рассчитывают по формуле

$$\sigma_1 = \frac{EK_E\,\delta\,(r_F/r_{\min} - 1)\,K_\delta K_\sigma}{(2r_F + \delta)(1 - \nu^2)}, \qquad (7.27)$$

где δ — толщина стенки обода зубчатого венца гибкого колеса; ν — коэффициент Пуассона (выбирается по табл. 6.7); K_δ — коэффициент увеличения жесткости обода, обусловленной наличием зубьев; K_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений.

Коэффициент K_δ зависит от относительной толщины обода зубчатого венца гибкого колеса: для $\vartheta_F \le 1{,}5$; $K_\delta = 1{,}5...1{,}8$; для $\vartheta_F \le 3{,}0$; $K_\delta = 1{,}2...1{,}5$; для $\vartheta_F < 4{,}5$; $K_\delta = 1{,}05...1{,}2$.

Максимальные напряжения изгиба обода наиболее опасны в начальный период работы волновой передачи. С течением времени происходит релаксация напряжений, поэтому при высоких напряжениях ($\sigma_1 \ge 7{,}5$ МПа), возникающих при деформировании гибкого колеса генератором волн, целесообразна в течении 3—5 ч приработка колес при постепенно повышаемой внешней нагрузке.

К напряжениям изгиба обода добавляются максимальные местные напряжения изгиба зубьев, вызываемые приложенной нагрузкой

$$\sigma_2 = \frac{2T_C K_F}{d_C^3\, K_\varepsilon \Psi_{bd} Y_F} \qquad (7.28)$$

где K_F — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения по зубьям передаваемого окружного усилия, $K_F = 1{,}5...2{,}0$; Y_F — коэффициент, учитывающий форму зубьев (табл. 7.3).

Максимальные местные касательные напряжения от кручения возникают в поперечном сечении обода в месте перехода от зубчатого венца к гладкой цилиндрической поверхности

$$\tau_{\max} = \frac{T_C\,\alpha_\tau}{2\pi\, r_F^2\,\delta_1} \qquad (7.29)$$

Таблица 7.3. **Значения коэффициента формы зуба Y_F**

z_F	Y_F	z_F	Y_F
78	0,6279	208	0,7881
88	0,6476	218	0,7958
98	0,6652	228	0,8031
108	0,6811	238	0,8101
118	0,6955	248	0,8168
128	0,7088	258	0,8232
138	0,7211	268	0,8295
148	0,7325	278	0,8354
158	0,7325	288	0,8412
168	0,7432	298	0,8468
178	0,7626	308	0,8522
188	0,7716	318	0,8574
198	0,7801	328	0,8625

где α_τ — коэффициент концентрации касательных напряжений ($\alpha_{\tau max} \approx 2$); δ_1 — толщина стенки гибкого колеса за пределами зубчатого венца.

Допускаемое напряжение изгиба σ_{FP} определяется по зависимости [24]:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{-1}\,K_T K_\kappa K_f Y_N Y_x Y_R}{S_{F\min}}, \qquad (7.30)$$

где σ_{-1} — условный предел выносливости на базе 10^7 циклов нагружения (табл. 7.4); $S_{F\min}$ — минимальный коэффициент запаса прочности: $S_{F\min} = 1{,}3...1{,}6$.

При отсутствии сведений о значениях σ_{-1}, полученных на оболочках, можно с определенными допущениями пользоваться результатами испытаний на выносливость при симметричном или консольном изгибе вращающихся цилиндрических образцов.

Коэффициент K_T, учитывающий температурный режим работы передачи, выбирается по табл. 7.1.

Влияние водопоглощения на прочность полимерного гибкого колеса учитывается коэффициентом K_κ, значение которого можно рассчитать по формуле:

$$K_\kappa \approx 1 - \frac{2{,}5e}{100}, \qquad (7.31)$$

Таблица 7.4. **Предел выносливости при циклическом нагружении цилиндрических оболочек σ_{-1}**

Марка материала	σ_{-1}, МПа
Полиамид ПА 610	14
Полиамид ПА 610 + 30% СВ	35
Полиамид ПА 6	14
Капролон В	28
Полиформальдегид	30

Примечание: Значения σ_{-1} получены на цилиндрических толстостенных оболочках, закрепленных одним торцом в шлицевой обойме и деформируемых двухроликовым регулируемым генератором свободной деформации. Размеры оболочек $d_{нар} = 50$ мм; $L = 60$ мм; $\delta = 1{,}4$ мм. Оболочки изготовлены механической обработкой. Режим испытаний: циклическое деформирование при частоте $f = 100$ гц до $N_o = 10^7$ при двух двенадцатичасовых перерывах: температура $T = 20 \pm 5$ °С, влажность $60 \pm 10\%$.

где e — содержание воды в пластмассе, % (табл. П. 7.7 приложения 7).

При рабочих частотах, отличных от принятой частоты деформирования $f = 100$ гц, вводится соответствующая корректировка. Коэффициент, учитывающий частоту нагружения K_f, приведен ниже

f, гц	10	50	100	200	400.
K_f	2,0	1,2	1,0	0,7	0,3

Коэффициент Y_N учитывает расчетный срок службы передачи и рассчитывается по формуле

$$Y_N = \left(\frac{10^7}{N_\Sigma}\right)^{1/6}, \qquad (7.32)$$

где N_Σ — число циклов нагружения за весь срок службы передачи;

для двухволновой передачи

$$N_\Sigma = 120nt, \qquad (7.33)$$

где n — частота вращения генератора волн, мин$^{-1}$; t — срок службы передачи, ч.

Масштабный коэффициент Y_x учитывает отклонения размеров проектируемых гибких колес от диаметра испытанных образцов

d_F, мм	20...40	40...60	60...100	100...150	150...250
Y_x	1,2...1,0	1,0	1,0...0,9	0,9...0,7	0,7...0,55

Технология изготовления гибких колес оценивается коэффициентом Y_R, выбираемым из табл. 7.5.

Таблица 7.5. **Значение коэффициента Y_R**

Технология изготовления колес	Полиамиды	Полиацетали
Литье или прессование заготовок с последующей механической обработкой и нарезанием зубьев	1,0	1,0
Тот же режим с промежуточной термической обработкой	1,2	1,0
Литье или прессование колес с последующим зубонарезанием	1,3	1,1
Литье или прессование полностью готовых колес	1,4	1,2

Эффективный коэффициент концентрации напряжений K_σ во впадинах зубьев определяется как отношение условного предела выносливости, полученного на гладких цилиндрических оболочках, к пределу выносливости для гибких зубчатых колес; осредненные величины K_σ, рекомендуемые для проверочного расчета, приведены ниже:

	K_σ
Полиамид ПА 610	1,45...1,55
Полиамид ПА 610 + 30% СВ	1,20...1,30
Полиамид ПА 6	1,45...1,55
Капролон В	1,60...1,75
Полиформальдегид	1,50...1,60

Допускаемое касательное напряжение τ_P рекомендуется принимать равным $0{,}35\sigma_{FP}$. Условия проверочного расчета гибкого колеса из пластмассы могут быть представлены в виде

$$\sigma_1 + \sigma_2 \le \sigma_{FP}, \qquad \tau_{max} \le \tau_P. \qquad (7.34)$$

Для решения вопроса о возможности эксплуатации проектируемой передачи без смазки или о замене сопряженного жесткого металлического колеса пластмассовым необходим проверочный температурный расчет передачи. Температура в зоне контакта

зубьев при установившемся режиме длительной работы не должна превышать 75 °С для полиамидов и 80—90 °С для полиацеталей. Приближенно тепловой режим полимерного колеса может быть оценен, исходя из рассмотрения вида потерь, возникающих в процессе эксплуатации передачи.

Повышение температуры рабочей поверхности зубьев пластмассового гибкого колеса от трения скольжения в зоне контакта рассчитывают по формуле

$$t^0_{\text{тр}} = \frac{2T_C f_{\text{ск}} v_{\text{ск}}}{d_{\text{ср}} \cos \alpha_{\text{ср}} \chi S}, \qquad (7.35)$$

где $f_{\text{ск}}$ — коэффициент трения скольженеия; χ — коэффициент теплопередачи (при естественном отводе тепла χ = 12...21 Вт/м^2·град); S — площадь поверхности редуктора, с которой осуществляется отвод тепла.

Повышение температуры стенки обода гибкого колеса во впадине зуба вследствие гистерезисного разогрева находится по зависимости

$$t^0_{\text{г}} = \frac{\pi f (\sigma_1 + \sigma_2)^2 I''(T) V}{\chi S_F}, \qquad (7.36)$$

где f — частота деформирования колеса генератором волн, гц; $I''(T)$ — коэффициент податливости потерь, зависящий от температуры внешней среды; V — деформируемый объем; S_F — площадь поверхности гибкого колеса.

Повышение температуры на внутренней поверхности стенки обода гибкого колеса, соприкасающейся с наружным кольцом генератора волн, вследствие потерь на трение качения в генераторе определяется по формуле

$$t^0_{\text{кач}} = \frac{T_C \omega_C \frac{f_{\text{к}}}{r_{bC}} \left(\frac{d_{\text{вн}}}{D_{\text{р}}} - 1\right)\left(1 + \frac{2}{z_F}\right)(\sin \alpha_{\text{ср}} + f_{\text{ск}} \cos \alpha_{\text{ср}})}{(1 - f_{\text{ск}} \operatorname{tg} \alpha_{\text{ср}}) \chi S}, \qquad (7.37)$$

где ω_C — угловая скорость ведомого жесткого колеса, с$^{-1}$; $f_{\text{к}}$ — коэффициент трения качения (0,006...0,008 мм — для шариков); r_{bC} — радиус основной окружности жесткого колеса; $d_{\text{вн}}$ — диаметр внутренней поверхности гибкого колеса; $D_{\text{р}}$ — диаметр тел качения в генераторе волн.

В случае приближенной оценки теплового баланса гибкого колеса специальных расчетов по формуле (7.37) можно не производить, принимая ориентировочно $t^0_{\text{кач}} = 0{,}03t^0$, где t^0 — температура окружающей среды.

Значения коэффициента $I''(T)$ даны в табл. 7.6, составленной

Таблица 7.6. **Значение коэффициента податливости потерь $I''(T)$**

Материалы	Величина податливости потерь полимеров $I''\cdot 10^3$, МПа$^{-1}$ при температуре T, °С			
	20	40	60	80
Полиамид ПА 610	27	45	120	200
Полиамид ПА 610 + 30% СВ	15	21	52	140
Полиамид ПА 6	32	70	150	170
Капролон В	7	16	48	88
Полиформальдегид	5	12	35	60

с учетом данных [153]. При расчете длительно работающей волновой передачи должно выполняться условие теплового баланса

$$t_\Sigma = t^0_{\text{тр}} + t^0_{\text{г}} + t^0_{\text{кач}} + t^0 \le [t^0_{\text{э}}], \qquad (7.38)$$

При невыполнении условия (7.38) должны быть внесены необходимые конструктивные изменения (увеличена поверхность теплоотдачи, введен вентиляционный обдув, применена жидкая смазка и т.д.) или, если это возможно, облегчен эксплуатационный режим работы волновой передачи.

Теоретическое значение коэффициента полезного действия для волновой передачи рассчитывают по формулам

— при неподвижном гибком колесе:

$$\eta = \frac{1}{1 - \Psi (1 - i_F)}; \qquad (7.39)$$

— при неподвижном жестком колесе:

$$\eta = \frac{1 - \Psi}{1 + |i_C| \Psi}, \qquad (7.40)$$

где i_F и i_C — передаточные отношения в относительном движении (относительно гибкого или жесткого колеса); Ψ — коэффициент

потерь в относительном движении (относительно генератора волн).

Величина Ψ находится по зависимости [151]

$$\Psi = \frac{1}{r_{bC}}\left[\frac{1{,}273 f_{ск} K_{\Delta} m_y}{(\cos\alpha_{ср} - f_{ск}\sin\alpha_{ср})} + f_к\left(\frac{d_{вн}}{D_р} - 1\right)\left(1 + \frac{2}{z_F}\right)\times\right.$$

$$\left.\times(\sin\alpha_{ср} + f_{ск}\cos\alpha_{ср})\right]. \qquad (7.41)$$

7.2.3. Пример расчета двухволновой зубчатой передачи с пластмассовым гибким колесом

Определить размеры элементов волновой зубчатой передачи по следующим исходным данным:

1. Крутящий момент на жестком колесе $T_C = 10{\cdot}10^3$ Н · мм;
2. Передаточное отношение $i = 75$;
3. Частота вращения на входном валу $n_1 = 1500$ мин$^{-1}$;
4. Материал жесткого колеса — сталь 45, улучшенная;
5. Материал гибкого колеса — капролон В;
6. Температура окружающей среды $T = 40$ °С;
7. Режим эксплуатации — периодическая работа с кратковременными остановками.

Результаты расчета представлены в табл. 7.7.

Таблица 7.7. **Результаты расчета двухволновой зубчатой передачи с пластмассовым гибким колесом**

	Рассчитываемый параметр	Расчетная формула	Численное значение параметра	Примечание
1	Диаметр делительной окружности жесткого колеса, d_C, мм	(7.23)	72	Принимаем $L = 1{,}5d_C$, тогда $\psi_{bm} = 0{,}2$; K_v и K_T выбираем по табл. 7.1 – при $v_{ск} = 0{,}1$ м/с; $K_v = 0{,}6$; $K_T = 0{,}95$; при $h_з = m$, мм $K_h = 1$, $K_ε$ – по данным на стр. 419; $[p]$ – по данным на стр. 418; Y_A – по данным на стр. 418
2	Число зубьев жесткого z_C и гибкого z_F колеса	$z_C = i(z_C - z_F)$ $z_F = z_C(i - 1)/i$	150 148	При z_C – $z_F = 2$; $z_C = 75{\cdot}2 = 150$; $z_F = z_C$ – 2 = 150 – 2 = 148

Таблица 7.7. **Результаты расчета двухволновой зубчатой передачи с пластмассовым гибким колесом**

	Рассчитываемый параметр	Расчетная формула	Численное значение параметра	Примечание
3	Модуль зацепления m, мм	$m = d_C/z_C$	0,48	Принимаем $m = 0{,}5$ мм; $d_C = mz_C = 0{,}5{\cdot}150 = 75$ мм
4	Коэффициент толщины стенки обода гибкого колеса, ϑ_1	(7.26)	3,5	На участке под зубьями принимаем $\vartheta_F = 3{,}8$; E – по графику, рис. 3.4, $E = 3{\cdot}10^3$ МПа; r_F/r_{min} выбираем по графику рис. 7.14; σ_{FP} – по табл. 7.2 – $\sigma_{FP} = 7$ МПа; K_E – по графику рис. 7.13; $K_E = 1{,}425$
5	Коэффициент радиальной деформации, K_Δ	—	0,924	K_Δ определяем по графику рис. 7.11 при $z_C = 150$ и $\vartheta_F = 3{,}8$ (с уменьшением на 0,04)
6	Коэффициент смещения исходного контура зубьев гибкого колеса, x_F	$x_F = 0{,}022\ z_F$	3,256	При глубине захода зубьев $h_3 = m$; $x_F = 0{,}022{\cdot}148 = 3{,}256$
7	Условный модуль зацепления m_y, мм	(7.13)	~0,5	$h_a^* = 1{,}0$; $c^* = 0{,}35$
8	8. Радиус нейтральной окружности недеформированного колеса r_{FN}, мм	$r_{FN} = 0{,}5\ m_y z_F$	37,0	$r_{FN} = 0{,}5{\cdot}0{,}5{\cdot}148 = 37{,}0$
9	Диаметр делительной окружности гибкого колеса d_F, мм	$d_F = 2\ r_{FN}$	74,0	$d_F = 2{\cdot}37 = 74$
10	Диаметр окружности вершин зубьев гибкого колеса d_{aF}, мм	$d_{aF} = d_F + 2x_F m$	77,256	$d_{aF} = 74 + 2{\cdot}3{,}256{\cdot}0{,}5 = 77{,}256$
11	Радиусы нейтральной линии гибкого колеса, мм r_1 r_2 r_3	 (7.19) (7.20) (7.18)	 36,385 35,042 39,325	Радиусы наружного кольца генератора волн рассчитываем путем вычитания из приведенных радиусов размера $\delta = \vartheta_F m_y$

Продолжение таблицы 7.7

	Рассчитываемый параметр	Расчетная формула	Численное значение параметра	Примечание
12	Коэффициент смещения исходного контура для зубьев жесткого колеса, x_C	(7.17)	3,201	$x_C = \frac{1,35 \cdot 0,5 + 1,9}{0,5} \cdot 10^{-4} \cdot 40 + 3,256 + 0,924 \cdot \frac{0,5}{0,5} - 1 = 3,201$
13	Радиус равноскоростной окружности жесткого колеса, r_C, мм	$r_C = 0,5\, m_y z_C$	37,50	$r_C = 0,5 \cdot 0,5 \cdot 150 = 37,50$
14	Диаметр окружности вершин зубьев жесткого колеса, d_{aC}, мм	$d_{aC} = d_C - 2(h_a^* - x_C)\, m$	77,201	$d_{aC} = 75\text{-}2(1\text{-}3,201)0,5 = 77,201$
15	Толщина стенки обода зубчатого венца гибкого колеса, δ, мм	$\delta = \vartheta_F\, m_y$	1,9	$\delta = 3,8 \cdot 0,5 = 1,9$
16	Толщина стенки гибкого колеса в средней части, δ_1, мм	$\delta_1 = \vartheta_1\, m_y$	1,75	$\delta_1 = 3,5 \cdot 0,5 = 1,75$
17	Максимальное напряжение изгиба стенки гибкого колеса на участке расположения зубьев, σ_1, МПа	(7.27)	11,9	$E = 3 \cdot 10^3$ МПа; $\nu = 0,44$; $K_\delta = 1,0$; $K_\sigma = 1,6$
18	Максимальное местное напряжение изгиба зубьев, σ_2, МПа	(7.28)	1,94	Y_F – по табл. 7.3; $K_F = 1,8$; K_ε – на стр. 419; $K_\varepsilon = 0,3$
19	Максимальное местное напряжение кручения в стенке гибкого колеса на границе зубчатого венца, τ_{max}, МПа	(7.29)	1,33	α_τ — выбираем по рекомендации на стр. 423: $\alpha_\tau = 2,0$

Продолжение таблицы 7.7

	Рассчитываемый параметр	Расчетная формула	Численное значение параметра	Примечание
20	Допускаемое нормальное циклическое напряжение изгиба в стенке гибкого колеса, σ_{FP}, МПа	(7.30)	14,4	σ_{-1} – выбираем по табл. 7.4; $K_T = 0,9$; (табл. 7.1), $K_к$ – по формуле (7.31): $K_к = 0,89$; K_f – выбираем по частоте f (гц) на стр. 424: $K_f = 1,2$; Y_N – по формуле (7.32), при $t = 1000$ ч. $Y_N = 0,8$. Y_x – выбираем по d_F (мм) на стр. 425: $Y_x = 0,95$; Y_R – по табл. 7.5 — $Y_R = 1,0$
21	Доускаемое касательное циклическое напряжение в стенке гибкого колеса, $\tau_{кр}$, МПа	$\tau_{кр} = 0,35\, \sigma_{FP}$	5,04	$\tau_{кр} = 0,35 \cdot 14,4 = 5,04$
22	Условия прочности стенки гибкого колеса по изгибу и кручению	(7.34)	13,84 < 14,4 1,33 < 5,04	Условия (7.34) выполняются
23	Повышение температуры рабочей поверхности зубьев гибкого колеса вследствие работы сил трения в зоне контакта, $t_{тр}$, °С	(7.35)	6,0	$v_{ск}$ рассчитывают по формуле (7.24), $f_{ск}$ – выбираем по табл. 1.2; $\cos\alpha_{ср}$ – по формуле (7.25): $\alpha_{ср} = 24,9°$; $d_{ср} = d_{aF} h_3$; $d_{ср} = 76,8$ мм
24	Повышение температуры стенки гибкого колеса вследствие гистерезисного разогрева, $t_г$, °С	(7.36)	10,5	$I''(T)$– выбираем по табл. 7.6; $I''(T) = 12$; $S_F \approx 2\pi[d_{aF} - 2(h_a^* + c^*)m - \delta]L$ $V = \frac{\pi}{2} d_{вн}\, \delta_1\, L$; $d_{вн} = d_{fN} - \delta$
25	Повышение температуры поверхности стенки гибкого колеса вследствие потерь на трение, $t_{кач}$, °С	(7.37)	1,5	$r_{bc} = r\cos\alpha$; $D_р = (0,03...0,08) d_C$; $f_{кач} = 0,006...0,008$; $\omega = \pi n / 30$

Продолжение таблицы 7.7

	Рассчитываемый параметр	Расчетная формула	Численное значение параметра	Примечание
26	Условие работы передачи в нормальном температурном режиме, t_Σ, °С	(7.38)	58,0	Условие $t_\Sigma < [t]$ выполняется; $[t] = 75$ °С
27	Коэффициент потерь в относительном движении, Ψ	(7.41)	0,00387	$\alpha_{ср}$ – по формуле (7.25); $u_д = 2$
28	Коэффициент полезного действия передачи, η	(7.40)	0,77	

7.2.4. Рекомендации по конструктивному оформлению пластмассовых звеньев волновых зубчатых передач

Конструктивное исполнение гибких полимерных и металлополимерных зубчатых колес, обусловленное спецификой их работы, существенно отличается от конструкций обычных колес. Выбор того или иного вида конструкции колеса тесно связан с предполагаемой технологией его изготовления. На рис. 7.15 представлены некоторые рациональные схемы конструкций полимерных и металлополимерных гибких колес. Если гибкие колеса получают из предварительно отлитой или отпрессованной трубчатой заготовки путем механической обработки, предпочтительным является первый вариант конструкции (рис. 7.15, *а*). Последующите три варианта (рис. 7.15, *б—г*) приемлемы для получения готовых колес методом литья под давлением или прессованием.

Во всех представленных вариантах исполнения гибких колес участок, на котором расположены зубья, имеет более толстую стенку, нежели гладкая часть детали. Толщина одной из стенок в случае литья готовых колес не должна отличаться более чем на 30% от другой. Переходы от поверхности выступов зубьев с целью уменьшения концентрации напряжений и повышения технологичности колес рекомендуется выполнять с закруглениями или конусными поясками. Со стороны деформируемого торца желательно наличие гладкого цилиндрического пояска, разгружающего зубья от напряжений изгиба. Для литых колес расчетная величина толщины стенки обода δ должна быть откорректирова-

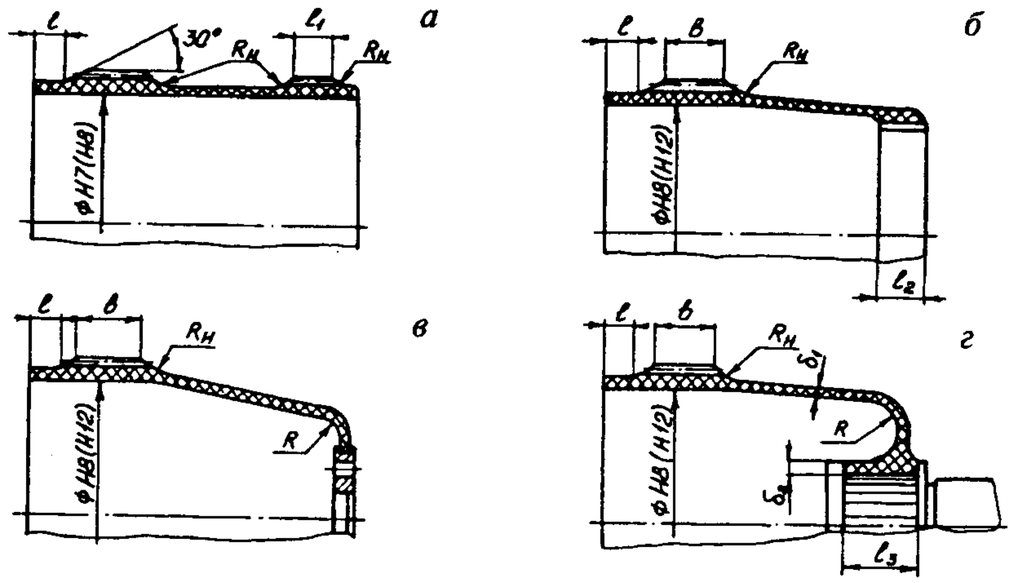


Рис. 7.15. Типовые конструкции гибких колес: *а* — полимерное трубчатое колесо с наружными шлицами; *б* — полимерное трубчатое колесо с внутренними шлицами; *в* — металлополимерное колесо с металлическим фланцем; *г* — металлополимерная конструкция вал — гибкое колесо

на в зависимости от длины гибкого колеса L, вида перерабатываемого полимера и способа его переработки [154].

Наружные и внутренние поверхности стенок гибких колес, показанных на рис. 7.15, *б*, *в*, *г*, имеют технологические уклоны, необходимые для свободного съема изделия из пресс-формы. Наличие уклонов стенки при переходе от зубчатого венца к шлицевой втулке способствует повышению долговечности работы полимерных колес [155]. Рекомендации по выбору величин технологических уклонов для изделий типа тонкостенных стаканов можно найти в работе [154]. При конструировании мест соединения пластмассы и металла (рис. 7.15, *в*, *г*) необходимо предусмотреть на металлической поверхности наличие нескольких, равномерно расположенных, углублений, накатки или рифления глубиной от 1 мм и более.

При назначении толщины стенки $\delta_к$ наружного кольца генератора для передач с полимерными колесами рекомендуется следующее соотношение $\delta_к$ и толщины стенки гибкого колеса $0{,}5\delta < \delta_к < \delta$. При наличии смазки могут использоваться пластмассовые дисковые генераторы волн [156].

В кинематических несмазываемых передачах для существенного снижения момента инерции быстровращающихся деталей ведущего вала перспективным является использование металлополимерного генератора волн. Такой генератор может быть сконструирован либо с напряженным, либо с ненапряженным металлическим кольцом, которое напрессовывается, в первом случае, на полимерный кулачок, а во втором — на полимерный цилиндрический диск. Как кулачок, так и диск желательно армировать изнутри металлической втулкой, имеющей коническую расточку, шпоночный или шлицевые пазы для крепления генератора на ведущем валу передачи. При серийном изготовлении волновых редукторов следует отдать предпочтение генератору с напряженным внутренним кольцом, так как кулачок для него может быть получен в форме методами литья или прессования. Для опытного изготовления можно получить пластмассовый цилиндрический диск механической обработкой, на который затем напрессовывается внутреннее металлическое кольцо, имеющее требуемую форму упругой линии гибкого колеса. С целью повышения надежности крепления диска к валу внутрь пластмассы запрессовывается металлическая втулка или сам вал.

7.3. ПРИМЕРЫ КОНСТРУКЦИЙ ВОЛНОВЫХ РЕДУКТОРОВ С ПЛАСТМАССОВЫМИ ГИБКИМИ КОЛЕСАМИ

На рис. 7.16 представлена схема редуктора, спроектированного для механизма подачи электродной проволоки в автомате дуговой электросварки. Гибкое колесо изготавливается либо из капролона В, либо из полиформальдегида А; жесткое колесо, являющееся ведомым звеном передачи, — металлическое. В редукторе кроме волновой передачи имеется простой зубчатый механизм, служащий быстроходной ступенью. Три промежуточные шестерни, передающие вращение от триба вала электродвигателя на центральное колесо — генератор волн, изготовлены из капролона В. Общее передаточное отношение редуктора $i_р = 136$, волновой ступени $i_в = 59$ (модуль зацепления $m = 0{,}8$ мм). Выбранная комбинированная схема дает возможность расположить двигатель внутри редуктора. Вес и габариты полученного агрегата оказываются существенно меньшими, чем у системы двигатель — редуктор, используемой в типовых конструкциях сварочных автоматов.

При использовании пластмассовых гибких зубчатых колес волновой передачи появляется возможность выполнения приводным механизмом различных дополнительных функций. Так, например,

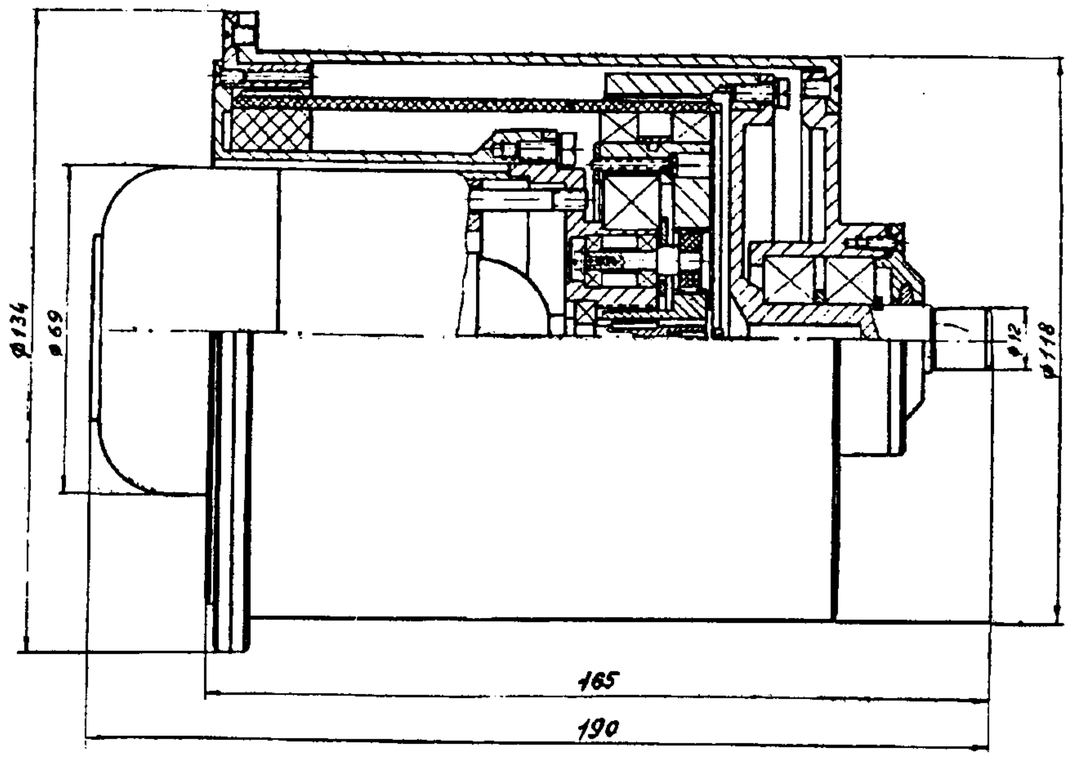


Рис. 7.16. Общий вид комбинированного редуктора механизма подачи электродной проволоки с пластмассовым гибким колесом

в волновой передаче [157] гибкая полимерная оболочка обеспечивает принудительную смазку как самой передачи, так и других узлов. Передача (рис. 7.17, *а*) состоит из корпуса *1* и крышки *2*. Неподвижное жесткое зубчатое колесо *3* имеет концентричный внутренний замкнутый паз. Аналогичный паз по наружной поверхности может иметь и гибкое зубчатое колесо *4*, жестко связанное с ведомым валом *5* передачи. Расположенное в пазах зубчатых колес гибкое кольцо *6*, принимая форму, соответствующую форме деформируемого генератором волн *7* упругого зубчатого колеса *4*, образует с внутренними поверхностями паза колеса *3* и клапанами *8* замкнутые камеры всасывания *9* и нагнетания *10*. При повороте ведущего вала *11* против часовой стрелки объемы камеры всвсывания, соединенной с входным всасывающим каналом *12*, увеличивается, а объем камеры нагнетания, объединенной с нагнетательным каналом *13*, уменьшается, в результате чего происходит всасывание и нагнетание жидкости. Для смазки зубчатой передачи в гибком кольце предусматриваются капиллярные отверстия *14*, а само кольцо может быть жестко соединено с гибким зубчатым колесом.

Для принудительного смазывания зацепления вертикально установленной волновой передачи (смазка элементов зацепления

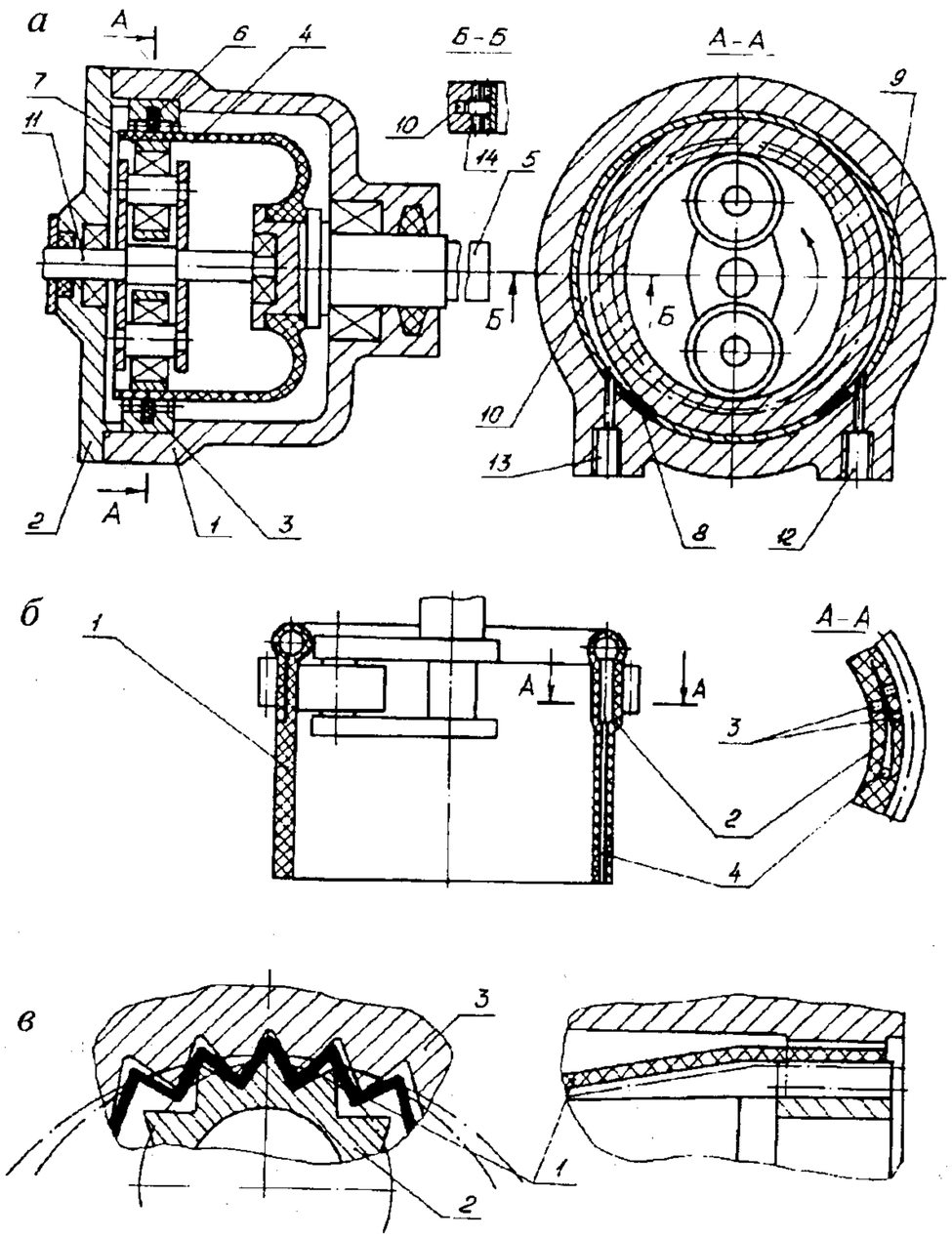


Рис. 7.17. Варианты волновых передач с пластмассовыми гибкими колесами: *а* **— передача, выполняющая наряду с передаточной функцией, функцию смазывающего механизма;** *б* **— передача с принудительной смазкой:** *в* **— передача с гибким колесом, выполненным в виде оболочки с гофрами**

затруднена) используется другое конструктивное решение полимерного гибкого элемента (рис. 7.17, *б*) [159]. Система смазки выполнена в виде образованных в зубчатом венце гибкого колеса *1* замкнутых полостей *2*, капиллярных отверстий *3*, соединяющих полости с зонами зацепления колес и контакта генератора с гибким колесом, и каналов *4*, выполненных в стенке гибкого колеса и соединяющих каждую полость с масляной ванной.

В малогабаритных механизмах используется волновая передача (рис. 7.17, *в*) [158], в которой гибкое колесо *1* выполнено из термопластичного материала в виде оболочки с профилированными гофрами, через которые зубья роликов генератора *2* вводятся в зацепление с зубьями жесткого колеса *3*. Гофры вне зоны зацепления плавно переходят в гладкую цилиндрическую поверхность стакана гибкого колеса.

Портативная лебедка, встроенная в тяговый барабан зубчатой волновой передачи (рис. 7.18, *а*), состоит из рукоятки *1*, укреп-

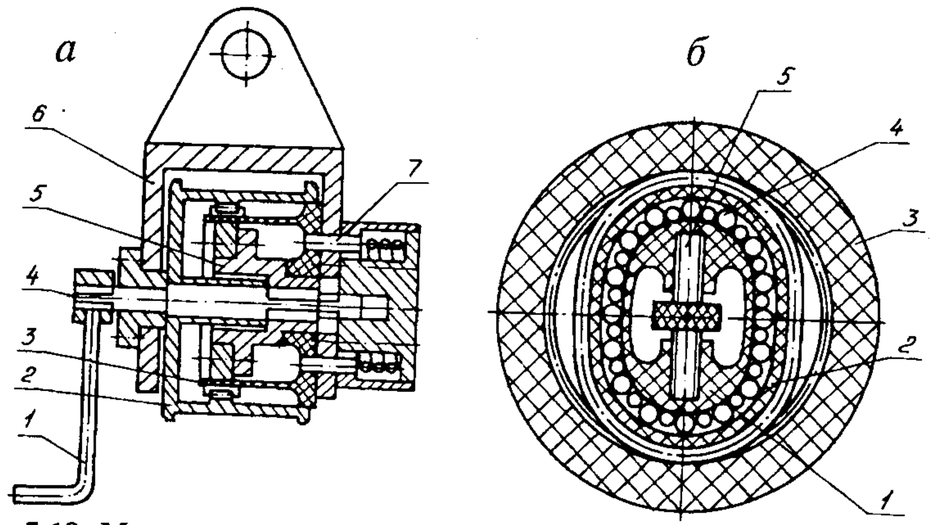


Рис. 7.18. Механизмы с волновыми редукторами: *а* **— портативная лебедка с встроенной волновой передачей;** *б* **— передача с регулируемым двухволновым генератором**

ленной на ведущем валике *4*, на котором жестко закреплен двухволновой генератор *5* и подвижно-тяговый барабан *2* с жестким зубчатым колесом. Гибкое зубчатое колесо *3*, изготовленное из полиамидной смолы, закреплено в корпусе *6* лебедки при помощи шести цилиндрических штифтов *7* и имеет подвижную опору на ступице генератора волн. Лебедка при $i_р = 60$ развивает на барабане при длительном режиме работы тяговое усилие до 100 кГс, а при кратковременном — до 200 кГс. Габариты лебедки 140×150×200 мм.

Конструкция волновой передачи (рис. 7.18, *б*) состоящей из пластмассового корпуса *3*, гибкого зубчатого колеса *2* и двухволнового генератора, обеспечивает возможность выбора мертвого хода, вызванного появляющимся в процессе эксплуатации износом зубьев. Генератор состоит из эллиптического пластмассового кулачка *1*, размеры которого регулируются при помощи стяжного винта *5* с правой и левой резьбой и шариков *4*.

Глава 8

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВЫХ ОПОР

К устройствам, обеспечивающим заданное относительное движение элементов приборов, относятся опоры и направляющие поступательного и вращательного движения. Для первых относительное движение звеньев является прямолинейным. Схемы и конструкции направляющих отличаются большим разнообразием. Элементы их конструкций не стандартизированы, а сами направляющие не выполняются в виде автономной конструкции — узла прибора. Вторые — широко используют стандартные подшипники качения, опоры на камнях и т. п. Их узлы обычно являются отдельными сборочными единицами конструкции прибора.

По виду трения различают направляющие вращательного движения с трением качения, трением скольжения и трением упругости (внутренним трением). Последние используются в тех случаях, когда движение является качательным (диапазон перемещений подвижной части ограничен).

Различие требований к опорам и условиям их работы приводит к большому разнообразию конструкций и применяемых материалов. В опорах вращения с жидкой и газовой смазкой поверхности цапфы и подшипника отделены друг от друга слоем смазки. Рекомендации по расчету и конструированию опор и направляющих различного назначения и геометрической формы подробно описаны в справочной литературе [37, 106, 123, 160] и учебных пособиях [4, 5, 161]. Ниже рассматриваются наиболее распространенные опоры, воспринимающие радиальную и осевую нагрузки — радиальные, радиально-упорные и упорно-радиальные подшипники качения (шариковые) и цилиндрические (радиальные) подшипники скольжения.

Подшипниковые узлы должны обеспечивать [123]: заданную частоту вращения, возможность теплового расширения вала, осевую фиксацию вала, смазку и удержание смазочных материалов, защиту подшипников от попадания посторонних частиц, прочность, жесткость, надежность и долговечность, удобство монтажа и демонтажа подшипников. К приборным подшипниковым узлам предъявляются специфические требования, состоящие в необходимости обеспечения высокой точности установки вала в осевом и радиальном направлениях, малых моментов трения и низкой

виброакустической активности, обеспечение равножесткости подшипников.

Геометрические параметры опор целесообразно выбирать, исходя из конструктивных соображений с последующим проверочным расчетом. Конструктивные соображения при выборе размеров подшипниковых опор сводятся к следующим основным положениям [10]. Исходя из допустимого удельного угла закручивания валика $[\varphi_K'] = 0{,}05—0{,}06$ угл. мин/мм, рассчитывают диаметр хвостовика $d_{хв}$ выходного вала.

При модуле упругости стали $G \approx 8 \cdot 10^4$ МПа

$$d_{хв} \geq 0{,}8 \sqrt{T_{вых}/[\varphi_K']}\ , \qquad (8.1)$$

где $T_{вых}$ — крутящий момент на выходном валике механизма.

Диаметр части выходного вала в пролете между опорами $d_{пр}$ будет

$$d_{пр} \approx (1{,}2...1{,}5)\ d_{хв}\ . \qquad (8.2)$$

Как было показано в главе 1, хвостовик входного вала следует принимать примерно равным диаметру вала двигателя, поэтому диаметр в пролетной части входного и промежуточного валиков можно принять

$$d_{пр} \approx (12...15)\ m\ . \qquad (8.3)$$

Осевой размер валиков в пролетной части принимается равным

$$l_{пр} \approx (8...10)\ d_{пр}\ . \qquad (8.4)$$

Исходя из размеров валиков в пролетной части, диаметр цапф подшипниковых опор (с учетом достаточного размера заплечика, фиксирующего положения валика в осевом направлении) принимают равным

$$d_{ц} \approx (8...10)\ m\ . \qquad (8.5)$$

При использовании подшипника качения $d_{ц}$ округляется по каталогу до стандартного значения диаметра d внутреннего кольца подшипника, а длина цапфы принимается равной соответствующей ширине подшипника.

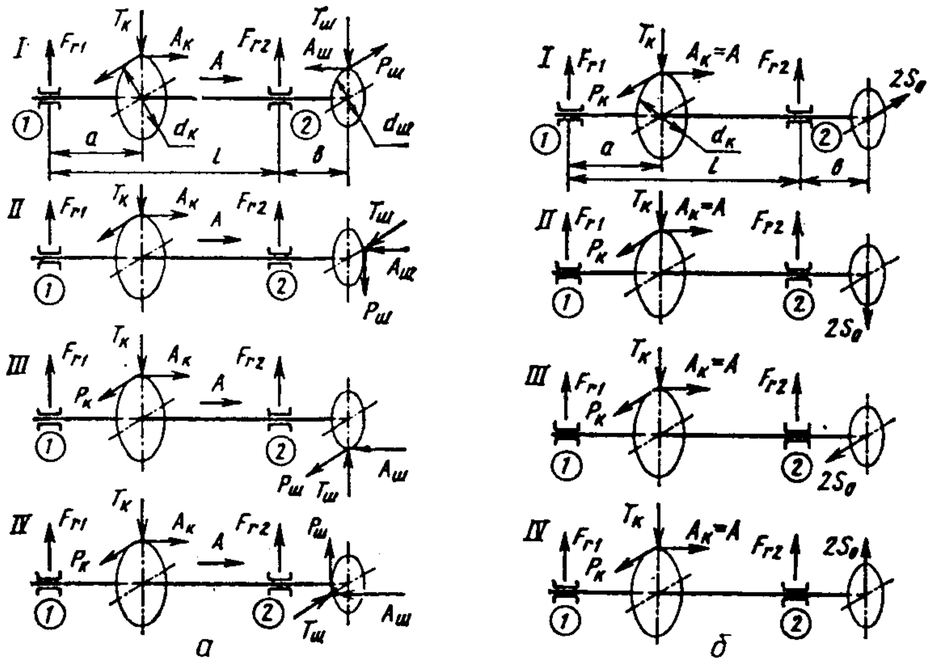


Рис. 8.1. Принципиальные расчетные схемы выходного вала с шестерней (*а*) и шкивом (*б*) [10]

Длина цапфы опоры с подшипником скольжения принимается равной

$$l_{ц} \approx (1...1,5)\, d_{ц} . \qquad (8.6)$$

Проверочный расчет подшипников начинается с определения действующих на подшипник нагрузок.

В качестве объекта расчета следует принимать наиболее нагруженный выходной вал механизма. Варианты расчетных схем для выходных валов зубчатых механизмов с цилиндрическими и червячными передачами показаны на рис. 8.1. Радиальные опорные реакции в горизонтальной и вертикальной плоскостях $R^{г}_{1}$, $R^{в}_{1}$, $R^{г}_{2}$, $R^{в}_{2}$ определяются по формулам, приведенным в табл. 8.1 и 8.2 [10]. Радиальную нагрузку F_r на каждой из опор рассчитывают по формуле

$$F_r = \sqrt{(R^{г})^2 + (R^{в})^2}. \qquad (8.7)$$

Расчетные осевые нагрузки, действующие на радиально-упорные подшипники, определяют в зависимости от схемы воздействия внешних сил с учетом относительного расположения под-

Таблица 8.1. Формулы для определения реакций опор 1 и 2 для схем рис. 8.1, *а*

№ схемы	$R^{г}_{1}$	$R^{в}_{1}$	$R^{г}_{2}$	$R^{в}_{2}$
I	$\frac{P_к (l-a) + P_ш b}{l}$	$\frac{1}{l}\left[A_к \frac{d_к}{2} - T_к (l-a) - A_ш \frac{d_ш}{2} + T_ш b\right]$	$\frac{P_к a - P_ш (l+b)}{l}$	$\frac{1}{l}\left[T_к a + A_к \frac{d_к}{2} - A_ш \frac{d_ш}{2} + T_ш (l+b)\right]$
II	$\frac{1}{l}\left[P_к (l-a) - T_ш b + A_ш \frac{d_ш}{2}\right]$	$\frac{1}{l}\left[T_к (l-a) - A_к \frac{d_к}{2} - P_ш b\right]$	$\frac{1}{l}\left[P_к a + T_к (l+b) - A_ш \frac{d_ш}{2}\right]$	$\frac{1}{l}\left[T_к a + A_к \frac{d_к}{2} + P_ш (l+b)\right]$
III	$\frac{P_к (l-a) - P_ш b}{l}$	$\frac{1}{l}\left[T_к (l-a) - A_к \frac{d_к}{2} - A_ш \frac{d_ш}{2} + T_ш b\right]$	$\frac{P_к a + P_ш (l+b)}{l}$	$\frac{1}{l}\left[T_к a + A_к \frac{d_к}{2} - T_ш (l+b)\right]$
IV	$\frac{1}{l}\left[P_к (l-a) + T_ш b - A_ш \frac{d_ш}{2}\right]$	$\frac{1}{l}\left[T_к (l-a) - A_к \frac{d_к}{2} + P_ш b\right]$	$\frac{1}{l}\left[P_к a + A_к \frac{d_к}{2} - P_ш (l+b)\right]$	$\frac{1}{l}\left[T_к a + A_к \frac{d_к}{2} - P_ш (l+b)\right]$

Таблица 8.2. **Формулы для определения реакций опор 1 и 2 для схем рис. 8.1, *б*.**

№ схемы	$R_1^г$	$R_1^в$	$R_2^г$	$R_2^в$
I	$\frac{P_к\,(l-a)+2S_0b}{l}$	$\frac{1}{l}\left[T_к\,(l-a)-A_к\frac{d_к}{2}\right]$	$\frac{P_к\,a+2S_0\,(l+b)}{l}$	$\frac{1}{l}\left[T_к\,a+A_к\frac{d_к}{2}\right]$
II	$\frac{P_к\,(l-a)}{l}$	$\frac{1}{l}\left[T_к\,(l-a)-A_к\frac{d_к}{2}-2S_0b\right]$	$\frac{P_к\,a}{l}$	$\frac{1}{l}\left[T_к\,a+A_к\frac{d_к}{2}+2S_0\,(l+b)\right]$
III	$\frac{P_к\,(l-a)-2S_0b}{l}$	$\frac{1}{l}\left[T_к\,(l-a)-A_к\frac{d_к}{2}\right]$	$\frac{P_к\,a+2S_0\,(l+b)}{l}$	$\frac{1}{l}\left[T_к\,a+A_к\frac{d_к}{2}\right]$
IV	$\frac{P_к\,(l-a)}{l}$	$\frac{1}{l}\left[T_к\,(l-a)-A_к\frac{d_к}{2}+2S_0b\right]$	$\frac{P_к\,a}{l}$	$\frac{1}{l}\left[T_к\,a+A_к\frac{d_к}{2}-2S_0\,(l+b)\right]$

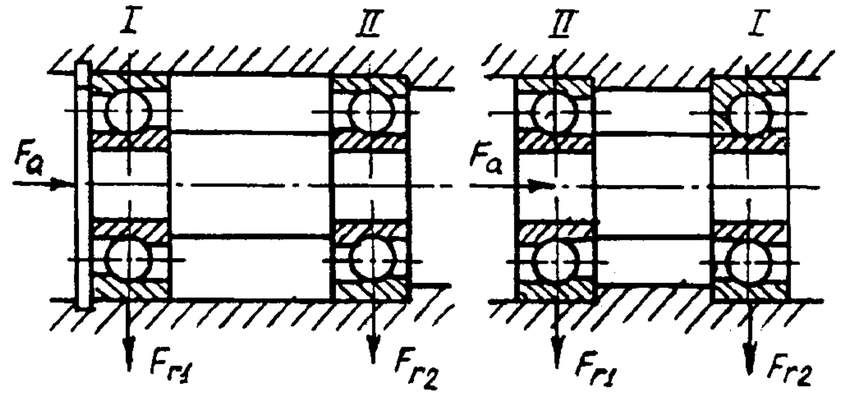


Рис. 8.2. Схема установки радиально-упорных подшипников

Таблица 8.3. **Расчетная осевая нагрузка**

Условия нагружения	Осевые нагрузки
$F_{s1} > F_{s2}$; $F_a \geq 0$	$F_{a1} = F_{s1}$; $F_{a2} = F_{s1} + F_a$
$F_{s1} < F_{s2}$; $F_a \geq F_{s2} - F_{s1}$	
$F_{s1} < F_{s2}$; $F_a \leq F_{s2} < F_{s1}$	$F_{a1} = F_{s2} - F_a$; $F_{a2} = F_{s2}$

шипников (рис. 8.2). Расчетную осевую нагрузку на каждый из двух подшипников определяются по формулам табл. 8.3, где F_{s1} и F_{s2} — осевые составляющие от радиальных нагрузок, приложенных соответственно к подшипникам I и II. Расчетные продольные размеры валика a, b и l берутся из чертежа узла выходного валика; пример выходного валика спроектированного механизма показан на рис. 8.3.

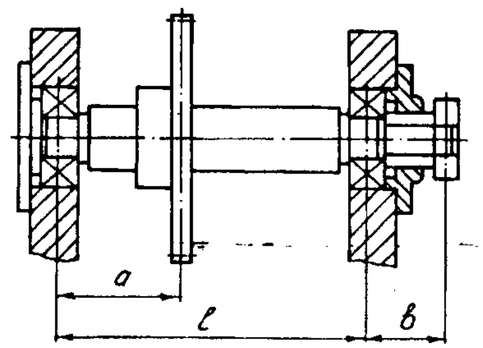


Рис. 8.3. Расчетные линейные размеры выходного вала

8.1. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

8.1.1. Выбор подшипников качения

В приводах приборов наиболее часто применяются однорядные радиальные и радиально-упорные шарикоподшипники. Исходными данными при их выборе являются: определенный из кон-

структивных соображений диаметр цапфы вала $d_ц$, мм; радиальная F_r и осевая F_a нагрузки, Н; частота вращения, n, мин$^{-1}$; возможные перегрузки, w, %; рабочая температура T, °С; требуемая долговечность L_h, ч. и коэффициент V, учитывающий подвижность кольца относительно вектора радиальной нагрузки: $V = 1$ и 1,2 соответственно при вращающемся и неподвижном внутреннем кольце, в том случае, если направление радиальной нагрузки неизменно.

Выбор и расчет шарикоподшипников производится в следующем порядке [123]:

1. По соотношению между осевой и радиальной нагрузками с учетом частоты вращения и скоростного параметра по табл. 8.4 определяют тип подшипника.

2. Выбирают типоразмер подшипника, внутренний диаметр которого равен диаметру цапфы вала. Выбор производится по основным критериям работоспособности или их совокупности: динамической грузоподъемности, статической грузоподъемности, моменту трения, виброакустической активности.

3. Для выбранного типоразмера подшипника значения допускаемой статической C_0 и динамической C грузоподъемности определяют по каталогу или по формулам, приведенным в работе [123].

4. Находят эквивалентную нагрузку P по формулам:

— для однорядных радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников

$$P = (XVF_r + YF_a)\, k_Б k_Т\ ; \qquad (8.8)$$

— для упорно-радиальных подшипников:

$$P = (XF_r + YF_a)\, k_Б k_Т\ , \qquad (8.9)$$

где X, Y — коэффициенты радиальной и осевой динамической нагрузки, определяются по табл. 8.5.

При использовании радиальных подшипников внешняя осевая нагрузка воспринимается одной опорой, для которой $F_{a1} = A$, а вторая опора выполняется с "плавающим" подшипником (предусматривается зазор между буртиком крышки и наружным кольцом подшипника), для последней $F_{a2} = 0$. Поэтому при расчете радиальных подшипников параметр осевого нагружения e можно также определять по эмпирической формуле, используя критерий F_a/C_0.

$$e = \exp\,[0{,}24 \ln (F_a/C_0) - 0{,}67]; \qquad (8.10)$$

Таблица 8.4. **Выбор типа шарикоподшипника**

Вид нагрузки	Тип подшипника при частоте вращения и скоростном параметре $D_{pw}n$, мм/мин$^{-1}$			
	Низкой $D_{pw}n \le 10^5$	Умеренной $10^5 < D_{pw}n \le 3{\cdot}10^5$	Высокой $3{\cdot}10^5 < D_{pw}n \le 15{\cdot}10^5$	Особо высокой $D_{pw}n > 15{\cdot}10^5$
Радиальная F_r	Радиальный однорядный Радиальный сферический двухрядный		Радиальный однорядный	
Радиальная F_r и осевая F_a: $\frac{F_a}{F_r} \le 0{,}35$	Радиальный однорядный Радиальный сферический двухрядный		Радиальный однорядный	Радиальный однорядный, радиально-упорный $\alpha_0 = 12, 18°$
То же $0{,}35 < \frac{F_a}{F_r} \le 0{,}7$	Радиально-упорный, $\alpha_0 = 12, 18°$			Радиально-упорный $\alpha_0 = 12, 18°$ Радиально-упорный со съемным кольцом $\alpha_0 = 18°$
То же $0{,}7 < \frac{F_a}{F_r} \le 1{,}0$	Радиально-упорный, $\alpha_0 = 12, 18°$ Совмещенные опоры, $\alpha_0 = 18°$			Радиально-упорный со съемным кольцом $\alpha_0 = 18°$
То же $1{,}0 < \frac{F_a}{F_r} \le 10$	Радиально-упорный $\alpha_0 = 26°$	Радиально-упорный $\alpha_0 = 26°$ Радиально-упорный двухрядный $\alpha_0 = 26°$	Радиально-упорный $\alpha_0 = 26°$ Радиально-упорный со съемным кольцом $\alpha_0 = 18°$	Радиально-упорный со съемным кольцом $\alpha_0 = 18°$
Осевая F_a	Упорный	Упорно-радиальный $\alpha_0 = 45...60°$	Радиально-упорный $\alpha_0 = 26°$ Радиально-упорный со съемным кольцом $\alpha_0 = 26°$	Радиально-упорный со съемным кольцом $\alpha_0 = 18°$

Примечания: 1. n — частота вращения, об/мин; D_{pw} — диаметр окружности подшипника по центрам шариков; α_0 — начальный угол контакта.

2. Рекомендации по выбору подшипника даны без учета требований к точности вращения, величине внутренних зазоров и равножесткости подшипника.

3. Соотношение F_a/F_r дано без учета усилия предварительного осевого натяга.

Таблица 8.5. **Значения X и Y для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников**

Тип подшипника			Однорядные		Двухрядные				e
α_0, град	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{iF_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{VF_r} > e$		$\frac{F_a}{VF_r} \le e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		
			X	Y	X	Y	X	Y	
0	0,014	—	0,56	2,30	1	0	0,56	2,30	0,19
	0,028			1,99				1,99	0,22
	0,056			1,71				1,71	0,26
	0,084			1,55				1,55	0,28
	0,11			1,45				1,45	0,30
	0,17			1,31				1,31	0,34
	0,28			1,15				1,15	0,38
	0,42			1,04				1,04	0,42
	0,56			1,00				1,0	0,44
12	—	0,014	0,45	1,81	1	1,08	0,74	1,94	0,30
		0,029		1,62		1,84		2,63	0,34
		0,057		1,46		1,60		2,37	0,37
		0,086		1,34		1,52		2,18	0,41
		0,11		1,22		1,39		1,98	0,45
		0,17		1,13		1,30		1,84	0,48
		0,29		1,04		1,20		1,69	0,52
		0,43		1,01		1,16		1,64	0,54
		0,57		1,00		1,16		1,62	0,54
18	—	—	0,43	1,00	1	1,09	0,70	1,63	0,57
26			0,41	0,87		0,92	0,67	1,44	0,68
36			0,37	0,66		0,66	0,60	1,07	0,97

Примечания: 1. Для однорядных подшипников при $F_a/(VF_r) < e$ $X = 1$; $Y = 0$.

2. Для шарикоподшипников радиальных однорядных разъемных $e = 0{,}2$; $X = 0{,}5$; $Y = 2{,}5$.

коэффициент осевой нагрузки при этом равен

$$Y = 0{,}44/e\ ; \qquad (8.11)$$

коэффициент радиальной нагрузки $X = 0{,}56$; $k_Б$ — коэффициент безопасности, учитывающий влияние динамичности нагружения в условиях эксплуатации, определяется по коэффициенту перегрузки w по формуле:

$$k_Б = 1 + 0{,}94\,\frac{w - 100}{100}\ . \qquad (8.12)$$

Значения w, зависящие от характера нагружения подшипника, приведены ниже:

	w
Спокойная нагрузка без ударов. Червячные передачи 4-6-й степеней точности	100
Легкие удары. Червячные передачи 7-й степени точности, зубчатые передачи 4-6-й степеней точности	125
Кратковременные перегрузки червячных передач 9-й степени точности, зубчатые передачи 7-й степени точности	150
Сильные удары в зубчатых передачах 9-10-й степеней точности	200
Частые и значительные перегрузки при наличии в механизме больших инерционных масс	250

Для определения $k_Б$ можно также воспользоваться табличными данными (табл. 8.6).

Таблица 8.6. **Значение коэффициента безопасности $k_Б$**

Характер нагрузки на подшипник	Коэффициент $k_Б$
Спокойная нагрузка, толчки отсутствуют	1
Легкие толчки, кратковременные нагрузки до 125% от расчетной	1...1,2
Умеренные толчки, вибрации, кратковременная нагрузка до 150%	1,3...1,8
Нагрузка со значительными толчками и вибрацией, кратковременные перегрузки до 200%	1,8...2,5
Нагрузка с сильными ударами, кратковременная перегрузка до 300%	2,5...3,0

Температурный коэффициент k_T, учитывающий влияние температурного режима работы на долговечность подшипника, определяется по эмпирической формуле

$$k_T = 0{,}635 + 100/(400 - t) \qquad (8.13)$$

или по данным табл. 8.7. При $t < 100$ °С принимают $k_T = 1$.

Таблица 8.7. **Значение температурного коэффициента $k_т$**

Температура, °С	125	150	175	200	225	250
Коэффициент $k_т$	1,05	1,1	1,15	1,25	1,35	1,4

5. По заданным значениям требуемой долговечности L_h и частоте вращения n по табл. 8.8 определяют отношение $\lambda = C/P$.

Таблица 8.8. **Значения C/P для различных величин долговечности L_h и частоты вращения n**

Долговечность	Значения отношения $\lambda = C/P$ при частотах вращения, мин$^{-1}$													
	10	16	25	40	63	100	125	160	200	250	320	400	500	630
100									1,06	1,15	1,24	1,34	1,45	1,56
5000			—	1,06	1,24	1,45	1,56	11,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67
1000			1,15	1,34	1,56	1,82	1,96	2,12	1,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36
1250		1,06	1,24	1,45	1,68	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63
1600		1,15	1,34	1,56	1,82	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91
2000	1,06	1,24	1,45	1,68	1,96	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,30	3,63	3,91	4,23
2500	1,15	1,34	1,56	1,82	2,12	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56
3200	1,24	1,43	1,68	1,96	2,29	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93
4000	1,34	1,56	1,82	2,12	2,47	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32
5000	1,45	1,68	1,96	2,29	2,67	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75
6300	1,56	1,82	2,12	2,47	2,88	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20
8000	1,68	1,96	2,29	2,67	3,11	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70
10000	1,82	2,12	2,47	2,88	3,36	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23
12500	1,96	2,29	2,67	3,11	3,63	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81
16000	2,12	2,47	2,88	3,36	3,91	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43
20000	2,29	2,67	3,11	3,63	4,23	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11
25000	2,47	2,88	3,36	3,91	4,56	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83
32000	2,67	3,11	3,63	4,23	4,93	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,60
40000	2,88	3,36	3,91	4,56	5,32	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,10	11,50
50000	3,11	3,63	4,23	4,93	5,75	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,60	11,50	12,40
63000	3,36	3,91	4,56	5,32	6,20	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,60	11,50	12,40	13,40
80000	3,63	4,23	4,93	5,75	6,70	7,81	8,43	9,11	9,83	10,60	11,50	12,40	13,40	14,50
100000	3,91	4,56	5,32	6,20	7,23	8,43	9,11	9,83	10,60	11,50	12,40	13,40	14,50	15,60
200000	4,93	5,75	6,70	7,81	9,11	10,60	11,50	12,40	13,40	14,50	15,60	16,80	18,20	19,60

Продолжение таблицы 8.8

Долговечность	Значения отношения $\lambda = C/P$ при частотах вращения, мин$^{-1}$													
	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200	4000	5000	6300	8000	10000	12500	16000
100	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56
5000	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81
1000	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,73
1250	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,60
1600	4,23	4,56	4,93	5,32	5m75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,60	11,50
2000	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,60	11,50	12,40
2500	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,60	11,50	12,40	13,40
3200	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,60	11,50	12,40	13,40	14,50
4000	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,60	11,50	12,40	13,40	14,50	15,60
5000	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,60	11,50	12,40	13,40	14,50	15,60	16,80
6300	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,60	11,50	12,40	13,40	14,50	15,60	16,80	18,20
8000	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,60	11,50	12,40	13,40	14,50	15,60	16,80	18,20	19,60
10000	7,81	8,43	9,11	9,83	10,60	11,50	12,40	13,40	14,50	15,60	16,80	18,20	19,60	21,20
12500	8,43	9,11	9,83	10,60	11,50	12,40	13,40	14,50	15,60	16,80	18,20	19,60	21,20	22,90
16000	9,11	9,83	10,60	11,50	12,40	13,40	14,50	15,60	16,80	18,20	19,60	21,20	22,90	24,70
20000	9,83	10,60	11,50	12,40	13,40	14,50	15,60	16,80	18,20	19,60	21,20	22,90	24,70	26,70
25000	10,60	11,50	12,40	13,40	14,50	15,60	16,80	18,20	19,60	21,20	22,90	24,70	26,70	28,80
32000	11,50	12,40	13,40	14,50	15,60	16,80	18,20	19,60	21,20	22,90	24,70	26,70	28,80	31,10
40000	12,40	13,40	14,50	15,60	16,80	18,20	19,60	21,20	22,90	24,70	26,70	28,80	31,10	—
50000	13,40	14,50	15,60	16,80	18,20	19,60	21,20	22,90	24,70	26,70	28,80	31,10		
63000	14,50	15,60	16,80	18,20	19,60	21,20	22,90	24,70	26,70	28,80	31,10		—	—
80000	15,60	16,80	18,20	19,60	21,20	22,90	24,70	26,70	28,80	31,10	—	—		
100000	16,80	18,20	19,60	21,20	22,90	24,70	26,70	28,80	31,10	—				
200000	21,20	22,90	24,70	26,70	28,80	31,10	—	—	—					

6. Рассчитывают динамическую грузоподъемность подшипника при заданных условиях эксплуатации $C_p = \lambda P$ и проверяют правильность выбора; при $C_p > C$ выбирают подшипник с большей грузоподъемностью. По критерию динамической грузоподъемности выбирают радиальные и радиально-упорные подшипники, предназначенные для длительной работы при частоте вращения большей 1 мин$^{-1}$ и меньшей предельного значения по каталогу.

7. Рассчитывают статическую грузоподъемность подшипника (расчет производится для подшипников, воспринимающих внешнюю нагрузку в неподвижном состоянии или вращающихся с частотой менее 1 мин$^{-1}$, а также сканирующих на малые углы). Подшипник выбирают таким образом, чтобы эквивалентная статическая нагрузка P_0 была меньше статической грузоподъемности C_0. Эквивалентную статическую нагрузку при радиальном или осевом нагружении принимают равной внешней нагрузке, а при комбинированном — выбирают большее из значений, рассчитанных по формулам:

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a ; \qquad (8.14)$$

$$P_0 = F_r , \qquad (8.15)$$

где X_0 и Y_0 — коэффициенты радиальной и осевой статической нагрузки выбираются по табл. 8.9.

Таблица 8.9. **Значения коэффициентов X_0 и Y_0 для радиальных и радиально-упорных подшипников**

Тип подшипника	Коэффициенты X_0 и Y_0 для подшипников			
	Однорядных		Двухрядных	
	X_0	Y_0	X_0	Y_0
Радиальный	0,6	0,5	—	—
Радиально-упорный $\alpha_0 = 12°$ $\alpha_0 = 26°$ $\alpha_0 = 36°$	0,5	0,47 0,37 0,28	1	0,86 0,74 0,56

8. Для высокоскоростных опор выбор подшипника производится по критерию величины момента трения. Нормированные значения моментов трения стандартных радиальных и радиально-упорных шариковых подшипников приведены в табл. 8.10, 8.11.

Таблица 8.10. **Нормированные значения момента трения радиальных подшипников**

Средний диаметр D_{pw}, мм		Момент трения, 10^{-3} Н·см, при контроле на приборах типа								
		ДМП-2			С-24			МДШ		
		Группа								
Св.	До	1	2	3	4	5	6	7	8	9
2	3	0,7	0,4	0,2	1	0,7	0,4	—	—	—
3	4	1,5	0,8	0,5						
4	5		1,0	0,9	4	2,5	1,5			
5	6				3,5	2,0				
6	7	2,0			4	2,5		10	7	5
7	8	3	2,5	1,5	6	3,5	2	11,5	8	6
8	9	6	3	2	7	4,5	3	13	9,5	7
9	10		4,2	2,5		6	4	15	11	8
10	11	8	5,5	3,5	9					
11	12	9	6,4	4	11	8,5	5	17	13	10
12	13	12	8	5	13			19	14	
13	14	15	9	5,5	15	10	6,5	20	15	14
14	15	17	10	6,5				22	16	
15	16	19		8,5	17	11	8,5	23	17	
16	17	28	20	12	21	14	12			
17	18									
18	20	35			25	15				
20	22	45	30	16	31	20	19	—	—	—
22	24	54		18	36	25	24			
24	28	70	40	24	45	36	34,5			
28	32	90	52	30	60	52	47			
32	36	120	65	40	80	74	50			
36	40	150	80	50	103	95	84			

Следует отметить, что в некоторых случаях производится проверка подшипника на контактную прочность; порядок расчета изложен в работе [123]. Там же интересующийся читатель найдет информацию по схемам осевой фиксации вала; определению величины и способам осуществления предварительного натяга, устраняющего осевой люфт подшипника; способам крепления подшипников на валу и в корпусе; типам уплотняющих устройств подшипниковых узлов и монтажным требованиям к ним; типовым конструкциям подшипниковых узлов.

Таблица 8.11. **Нормированные значения момента трения радиально-упорных подшипников**

Средний диаметр D_{pw}, мм		Момент трения, 10^{-3} Н·см, при контроле на приборах типа					
		ДМП-2		С-24		МДШ	
		Группа					
Св.	До	4	5	6	7	8	9
4	5	2,3	1,5	1	—	—	—
5	6	2,3	1,8	1,2	7	5,5	4,5
6	7	3	1,8	1,5			
7	8	4	2,7	2	9	8	6
8	9	5,5	4,5	3	11	9,5	7
9	10	6	5	4	11,5	10	8
10	11	6,5	5	4	12,5	10	8
11	12	9	7	5	13,5	12	10
12	13	12	8,5	5	15	13	10
13	14	14	10	6,5	16	14	11
14	15	16	10	6,5	17	15	12
15	16	18	13	8,5	20	16	15
16	17	19	14	8,5			
17	18	20	15	12	22	19	17
18	20	22	17	12			

Ниже приведены примеры выбора подшипников по динамической и статической грузоподъемности [123].

Пример 1. Подобрать подшипники для вала механизма. Исходные данные $d = 3$ мм; $F_{r1} = 10$ Н; $F_{r2} = 5$ Н; $F_a = 1$ Н; $n = 2200$ мин$^{-1}$; $V = 1$; $w = 100\%$; $T = 100$ °С; $L_h = 1800$ ч.

Выбор и расчет. Выбор подшипника произведем по динамической грузоподъемности, так как $n > 1$ об/мин.

Отношение $F_a/F_{r\min} = 1/5 = 0,2$.

1. По табл. 8.4 для умеренной частоты вращения и отношения $F_a/F_r < 0,35$ определим тип подшипника — радиальный однорядный.

2. По каталогу для $d = 3$ мм выберем подшипник 1000093 (3×8×3 мм), для которого $C = 440$ Н и $C_0 = 200$ Н.

3. Определим F_a/C_0 и $F_a/(VF_r)$ для первой, более нагруженной опоры: $F_a/C_0 = 1/200 = 0,005$; $F_a/(VF_r) = 1/(1 \cdot 10) = 0,1$ и найдем коэффициенты e, X, Y, $k_Б$, k_T. В табл. 8.5 значению $F_a/C_0 = 0,005$

соответствует $e \to 0,19$, и при соотношении $F_a/(VF_r) < e$ $X = 1$ и $Y = 0$. Согласно табл. 8.6 и 8.7 значениям $w = 100\%$ и $T = 100$ °С соответствуют коэффициенты $k_Б = 1$ и $k_T = 1$.

4. По формуле (8.8) найдем эквивалентную нагрузку

$$P = XVF_1k_Бk_T = 1 \cdot 1 \cdot 10 \cdot 1 \cdot 1 = 10 \text{ Н}.$$

5. По табл. 8.8 для $L_h = 1800$ ч и $n = 2200$ об/мин найдем отношение $\lambda = C/P = 6,16$.

6. Вычислим динамическую грузоподъемность C_p:

$$C_p = \lambda P = 6,16 \cdot 10 = 61,6 \text{ Н}.$$

7. Проверим прочность колец подшипника. Подшипник 1000093 имеет размеры поверхностей качения, мм: $r_1 = r_2 = 0,86$; $R_1 = 3,55$; $R_2 = 1,956$; $D_w = 1,588$; число шариков $z = 6$ и угол $\alpha_0 = 0$. Для $r_1/D_w = r_2/D_w = 0,54$ и $2(R_1 - r_1)/D_w = 3,4$; $2(R_2 + r_2)/D_w = 3,54$ по табл. 8.12 и 8.13 найдем $c_1 = 0,97 \cdot 10^3$ МПа$^{2/3}$, $c_2 = 1,28 \cdot 10^3$ МПа$^{2/3}$.

При $q_0 = 5$ определим P_0 по формуле

$$P_0 = q_0 \frac{F_r}{z \sin\alpha_0} + F_y = \frac{5 \cdot 10}{6} = 8,3 \text{ Н}.$$

Напряжения $\sigma_{1,2}$ рассчитываем по формуле

$$\sigma_1 = c_1 \left(\frac{P_0}{D_w^2}\right)^{1/3} = 0,97 \cdot 10^3 \, (8,3/1,588^2)^{1/3} = 1443 \text{ МПа}.$$

Условия прочности удовлетворяются для обоих колец. Выбор подшипника произведен правильно, так как выполняются условия $C_p < C$ и $\sigma_{1,2} < [\sigma]$.

Пример 2. Исходные данные: $d = 8$ мм; $F_r = 30$ Н; $F_a = 10$ Н; $n = 0,5$ об/мин.

Выбор и расчет подшипника произведем по статической грузоподъемности, ввиду того, что $n < 1$ об/мин. Отношение $F_a/F_r = 10/30 = 0,33$.

По табл. 8.4 для $(F_a/F_r) < 0,35$ и низкой частоте вращения выберем радиальный однорядный подшипник. По каталогу определим типоразмер 1000098 (8×16×4 мм), для которого $C_0 = 500$ Н.

Таблица 8.12. **Значение коэффициента c_1**

Отношение $\frac{r_1}{D_w}$	Коэффициент c_1, 10^3 МПа$^{2/3}$ при значениях параметра $\frac{(R_1 - r_1)}{D_w \cos \alpha_1}$						
	3	4	5	7	10	20	50
0,505	0,62	0,64	0,65	0,67	0,68	0,69	0,70
0,506	0,63	0,67	0,68	0,69	0,70	0,72	0,73
0,507	0,67	0,69	0,70	0,71	0,73	0,74	0,75
0,508	0,68	0,70	0,72	0,73	0,74	0,76	0,77
0,509	0,69	0,72	0,73	0,75	0,76	0,78	0,79
0,510	0,71	0,73	0,75	0,76	0,78	0,80	0,81
0,512	0,74	0,76	0,78	0,80	0,82	0,83	0,84
0,514	0,76	0,79	0,81	0,82	0,83	0,85	0,86
0,516	0,79	0,80	0,82	0,84	0,86	0,87	0,88
0,518	0,81	0,83	0,84	0,86	0,88	0,89	0,91
0,520	0,82	0,85	0,86	0,88	0,90	0,92	0,94
0,525	0,86	0,89	0,91	0,93	0,94	0,96	0,98
0,530	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98	1,00	1,01
0,535	0,93	0,95	0,97	0,99	1,01	1,03	1,04
0,540	0,96	0,99	1,00	1,02	1,04	1,06	1,08
0,545	0,99	1,01	1,03	1,04	1,06	1,09	1,10
0,550	1,00	1,03	1,05	1,08	1,09	1,10	1,12
0,560	1,04	1,07	1,09	1,10	1,12	1,15	1,17
0,570	1,08	1,10	1,13	1,15	1,17	1,19	1,21
0,580	1,10	1,14	1,16	1,18	1,21	1,23	1,24
0,590	1,14	1,17	1,19	1,21	1,23	1,25	1,27
0,600	1,17	1,20	1,22	1,24	1,26	1,28	1,29

По табл. 8.9 для $\alpha_0 = 0°$ находим $X_0 = 0,6$ и $Y_0 = 0,5$. Эквивалентная статическая нагрузка

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a = 0,6 \cdot 30 + 0,5 \cdot 10 = 23 \text{ Н};$$

$$P_0 = F_r = 30 \text{ Н}.$$

Подшипник выбран правильно, так как $P_0 < C_0$.

Таблица 8.13. **Значение коэффициента c_2**

Отношение $\frac{r_2}{D_w}$	Коэффициент c_2, 10^3 МПа$^{2/3}$ при значениях параметра $\frac{(R_2 - r_2)}{D_w \cos \alpha_2}$						
	3	4	5	7	10	20	50
0,505	0,87	0,83	0,79	0,77	0,75	0,73	0,72
0,506	0,89	0,84	0,81	0,79	0,77	0,75	0,74
0,507	0,92	0,86	0,84	0,82	0,79	0,77	0,76
0,508	0,93	0,89	0,86	0,84	0,82	0,79	0,78
0,510	0,99	0,93	0,91	0,88	0,85	0,84	0,82
0,512	1,02	0,97	0,94	0,90	0,89	0,86	0,85
0,514	1,05	1,00	0,97	0,94	0,92	0,89	0,88
0,516	1,08	1,02	0,99	0,96	0,94	0,91	0,90
0,518	1,10	1,05	1,02	0,98	0,96	0,93	0,92
0,520	1,13	1,09	1,06	1,00	0,98	0,96	0,94
0,525	1,19	1,12	1,09	1,05	1,03	1,00	0,99
0,530	1,24	1,16	1,13	1,09	1,07	1,04	1,03
0,535	1,27	1,20	1,16	1,13	1,10	1,08	1,06
0,540	1,31	1,23	1,19	1,16	1,13	1,10	1,09
0,545	1,33	1,26	1,23	1,19	1,16	1,13	1,12
0,550	1,37	1,29	1,25	1,21	1,18	1,16	1,14
0,560	1,42	1,34	1,30	1,26	1,23	1,20	1,19
0,570	1,47	1,38	1,34	1,30	1,27	1,24	1,22
0,580	1,51	1,42	1,38	1,33	1,30	1,27	1,26
0,590	1,55	1,45	1,41	1,37	1,34	1,31	1,29
0,600	1,58	1,49	1,44	1,40	1,37	1,34	1,32
0,650	1,70	1,62	1,56	1,50	1,44	1,41	1,40

8.1.2. Допуски и посадки подшипников качения

Допуски и посадки приборных шарикоподшипников отличаются определенной спецификой. Для соединения колец подшипника с валом и корпусом применяют посадки с натягом и зазором. Требуемый характер сопряжения получают за счет изменения отклонений размеров сопрягаемых с кольцами подшипника деталей, то есть вала и корпуса. Посадку наружного кольца подшипника выполняют в системе вала, внутреннего — в системе отверстия. Посадки приборных шарикоподшипников приведены в

Таблица 8.14. **Посадки приборных шарикоподшипников и их обозначение**

Классы точности подшипников	Поля допусков деталей, сопрягаемых с подшипниками, в системах допусков и посадок		
	ОСТ	ИСО—ЕСДП СЭВ	
	Вала и отверстия корпуса	Вала	Отверстия корпуса
0 и 6	$Н_п$	*k*6	*K*7
	$П_п$	j_s6	J_s7
	$С_п$	*h*6	*H*7
	$Д_п$	*g*6	*G*7
5 и 4	$Н_{1п}$	*k*5	*K*6
	$П_{1п}$	j_s5	J_s6
5 и 4	$С_{1п}$	*h*5	*H*6
	$Д_{1п}$	*g*5	*G*6
2	$П_{1п}$	j_s4	J_s5
	$С_{1п}$	*h*4	*H*5
	$Д_{1п}$	*g*4	*G*5

Примечания: 1. В системе ОСТ обозначение посадок: Н — напряженная; П — плотная; С — скользящая; Д — движения; индекс 1 соответствует классу точности 1, второй класс точности не указывают.

2. В системе ИСО—ЕСДП СЭВ поле допуска обозначают буквой, квалитет — цифрой.

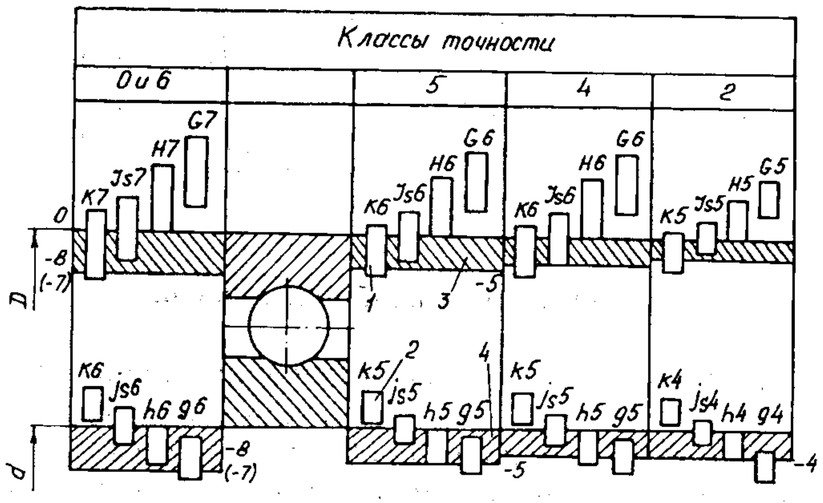


Рис. 8.4. Схема расположения в системе ИСО—ЕСДП СЭВ допусков диаметров: *1* **— отверстия корпуса;** *2* **— вала;** *3* **— наружного кольца подшипника (D_m);** *4* **— внутреннего кольца подшипника (d_m)**

табл. 8.14, схема взаимного расположения полей допусков — на рис. 8.4. В табл. 8.15 указаны поля допусков диаметров валов и отверстий корпуса для посадки подшипников.

Таблица 8.15. **Рекомендуемые поля допусков диаметров вала и отверстия корпуса для посадки подшипников**

Вид нагружения	Классы точности подшипника	Поля допусков диаметров деталей	
		Вала	Корпуса
Местное	0 и 6	j_s6, *h*6, *g*6 , *f*7	J_s7, *H*7, *G*7, *H*8
	5 и 4	j_s5, *h*5	J_s6, *H*6
	2	j_s4, *h*4	J_s5, *H*5
Циркуляционное	0 и 6	*k*6, j_{s6}	*K*7, J_s7
	5 и 4	*k*5, j_{s5}	*K*6
	2	*k*4, j_{s4}	*K*5
Колебательное	0 и 6	j_s6	j_s7
	5 и 4	j_s5	j_s4, j_s5
	2	j_s4	j_s4

Посадки характеризуются наибольшим и наименьшим предельными значениями зазора (или натяга — отрицательного зазора), его средним значением и допуском. Указанные параметры рассчитывают по формулам:

— для соединения внутренее кольцо — вал

$$H_В^{НБ} = d_В^{НБ} - d_m^{НМ};\ H_В^{НМ} = d_В^{НМ} - d_m^{НБ};\qquad (8.16)$$

$$H_{Вm} = \frac{1}{2}(H_В^{НБ} + H_В^{НМ});\ \delta H_В = H_В^{НБ} - H_В^{НМ};\qquad (8.17)$$

— для соединения наружное кольцо — корпус

$$H_Н^{НБ} = D_m^{НБ} + D_К^{НМ};\ H_Н^{НМ} = D_m^{НМ} - D_К^{НБ};\qquad (8.18)$$

$$H_{Нm} = \frac{1}{2}(H_Н^{НБ} + H_Н^{НМ});\ \delta H_Н = H_Н^{НБ} - H_Н^{НМ},\qquad (8.19)$$

где $H_В$, $H_Н$ — натяги (зазоры) колец внутреннего и наружного; H_m — среднее значение натяга; δH — допуск натяга; d, D — номинальные размеры соединения; $d_В$, $D_К$ — действительные

значения диаметров d вала и D корпуса; d_m, D_m — средние диаметры колец подшипника, определяются по формулам:

$$d_m = (d^{НБ} + d^{НМ})/2\ ; \qquad (8.20)$$

$$D_m = (D^{НБ} + D^{НМ})/2\ , \qquad (8.21)$$

индексы "НБ" и "НМ" обозначают наибольшее и наименьшее предельные значения размеров; $d^{НБ,\ НМ}$, $D^{НБ,\ НМ}$ — предельные значения диаметров d и D подшипников. Значения $d^{НБ}$, $d^{НМ}$, $D^{НБ}$ и $D^{НМ}$ могут быть уточнены измерением по стандартной методике.

Числовые характеристики посадок радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников — натяги и зазоры посадок на вал и в корпус — приведены в табл. 8.16 и 8.17.

Таблица 8.16. **Натяги и зазоры посадок на вал радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников классов точности 6, 5, 4 и 2**

Нормальный диаметр d, мм		Предельные значения натягов и зазоров (-), мкм, посадок с полями допусков вала							
		k		j_s		h		g	
Св.	До	нб	нм	нб	нм	нб	нм	нб	нм
		Класс точности 6 (квалитет 6)*							
0,6	3	13	0	10	−3	7	−6	5	−8
3	6	16	1	11	−4		−8	3	−12
6	10	17		11,5	−4,5		−9	2	−14
		Класс точности 5 (квалитет 5)*							
0,6	3	9	0	7	−2	5	−4	3	−6
3	6	11	1	7,5	−2,5		−5	1	−9
6	10	12		8	−3		−6	0	−11
		Класс точности 4 (квалитет 5)*							
0,6	2,5	8	0	6	−2	4	−4	2	−6
2,5	3							0	−9
3	6	10	1	6,5	−2,5		−5	−1	−11
6	10	11		7	−3		−6	−2	−14
		Класс точности 2 (квалитет 4)*							
0,6	3	7	0	5,5	−1,5	4	−3	2	−5
3	6	9	1	6	−2		−4	0	−8
6	10							−1	−9

* Подшипникам класса точности 6 соответствуют поля допусков вала квалитета 6: $k6$, j_s6, $h6$, $g6$; классам точности 5 и 4 квалитет 5: $k5$, j_s5, $h5$, $g5$; классу точности 2 квалитет 4: $k4$, j_s4, $h4$, $g4$.

Таблица 8.17. **Натяги и зазоры посадок в корпус радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников классов точности 6, 5, 4 и 2**

Номинальный диаметр D, мм		Предельные значения натягов и зазоров (-), мкм, посадок с полями допусков диаметра отверстия корпуса							
		K		J_s		H		G	
Св.	До	нб	нм	нб	нм	нб	нм	нб	нм
		Класс точности 6 (квалитет 7)							
2,5	3	10	−7	5	−12	0	−17	−2	−19
3	6	9	−10	6	−13		−19	−4	−23
6	10	10	−12	7,5	−14,5		−22	−5	−27
10	18	12	−13	9	−16		−25	−6	−31
18	30	15	−14	10,5	−18,5		−29	−7	−36
		Класс точности 5 (квалитет 6)							
2,5	3	6	−5	3	−8	0	−11	−2	−13
3	6		−7	4	−9		−13	−4	−17
6	10	7		4,5	−9,5		−14	−5	−19
10	18	9		5,5	−10,5		−16	−6	−22
18	30	11	−8	6,5	−12,5		−19	−7	−26
		Класс точности 4 (квалитет 6)							
2,5	3	6	−4	3	−7	0	−10	−2	−12
3	6		−6	4	−8		−12	−4	−16
6	10	7		4,5	−8,5		−13	−5	−18
10	18	9		5,5	−9,5		−15	−6	−21
18	30	11	−7	6,5	−11,5		−18	−7	−25
		Класс точности 2 (квалитет 4)							
2,5	3	4	−3	2	−5	0	−7	−2	−9
3	6	5		2,5	−5,5		−8	−4	−12
6	10		−4	3	−6		−9	−5	−14
10	18	6	−5	4	−7		−11	−6	−17
18	30	8		4,5	−8,5		−13	−7	−20

Отметим, что при необходимости проведения систематических расчетов подшипников качения можно воспользоваться методами и методиками автоматизированного расчета подшипников на ЭВМ [10, 169]. При небольших объемах расчета, носящих разовый характер, можно рекомендовать метод номографического расчета и использовать содержащиеся в работе [163] номограммы, с помощью которых производится расчет и выбор радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников по долговечности и динамической грузоподъемности.

8.2. ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ*

8.2.1. Конструкции и расчет подшипников скольжения

Конструкции подшипников скольжения. Подшипники скольжения просты по конструкции, имеют малые габариты, надежны в работе; основной недостаток — высокий момент сопротивления вращению.

По основным размерам (диаметру d и длине l) цилиндрические опоры в приборостроении разделяют на миниатюрные (d = 0,5—1,5 мм, l = 5—10 мм), малые (d < 6 мм) и средние (d = 6—15 мм).

Предпочтительные значения отношения λ длины l к диаметру d лежат в пределах $\lambda = l/d$ = 0,5...2.

Конструктивное оформление опор скольжения определяется конструкцией корпуса, условиями сборки, необходимостью ухода, регулирования положения вала или оси и других факторов, зависящих от компоновки прибора.

Простейшие конструкции опор скольжения, в которых подшипником является корпус прибора, представлены на рис. 8.5. Цилиндрический подшипник скольжения состоит из цапфы *1*, которой кончается вал или ось и подшипника *2*. Варианты конструкций подшипников определяются конструкцией корпуса: из штампованного тонкого листа (*а*), массивная панель из листа (*б*), литой корпус (*в*). Торцы ступеньки вала и корпуса образуют торцовую опору, воспринимающую осевые усилия.

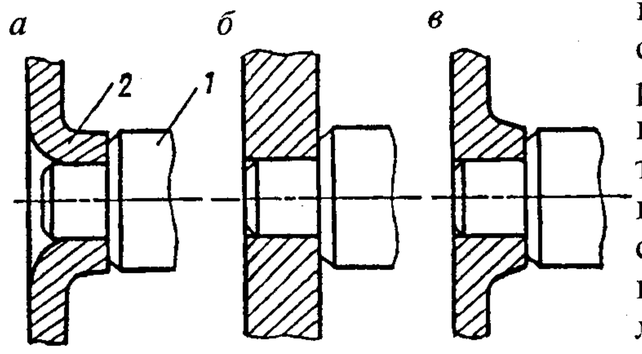


Рис. 8.5. Конструктивные варианты цилиндрических опор скольжения: *а* **— штампованный корпус из тонкого листа;** *б* **— массивная панель корпуса из листа;** *в* **— литой корпус;** *1* **— ось или вал;** *2* **— корпус**

Конструкции с подшипниковыми втулками позволяют: использовать материалы с высокими антифрикционными характеристиками, уменьшить моменты трения, повысить долговечность опоры. Варианты с подшипниковыми втулками показаны на рис. 8.6.

* Материал представлен С.Н. Истоминым.

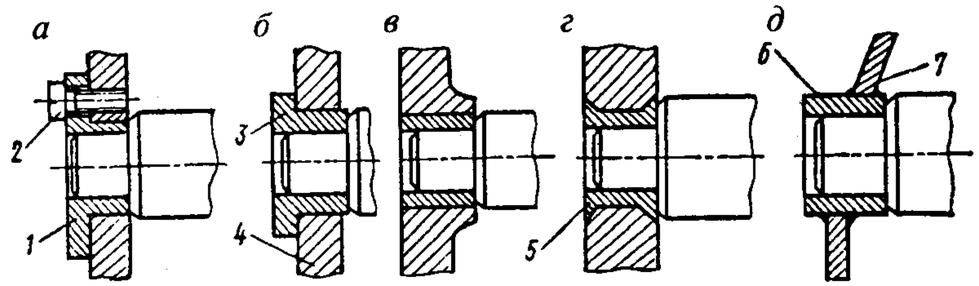


Рис. 8.6. Конструкции опор скольжения с подшипниковыми втулками [13]: *а* **— втулка с фланцем;** *б* **— втулка с буртиком;** *в* **— гладкая втулка;** *г* **— зачеканенная втулка;** *д* **— втулка, установленная в тонкостенном штампованном корпусе с помощью пайки**

В ряде конструкций (в том числе в приводах приборов с вращающимися на осях блоками пластмассовых зубчатых колес, описанных в гл. 1 и 4), необходимы конструкции цилиндрических опор с неподвижными цапфами. Разновидности таких конструкций показаны на рис. 8.7.

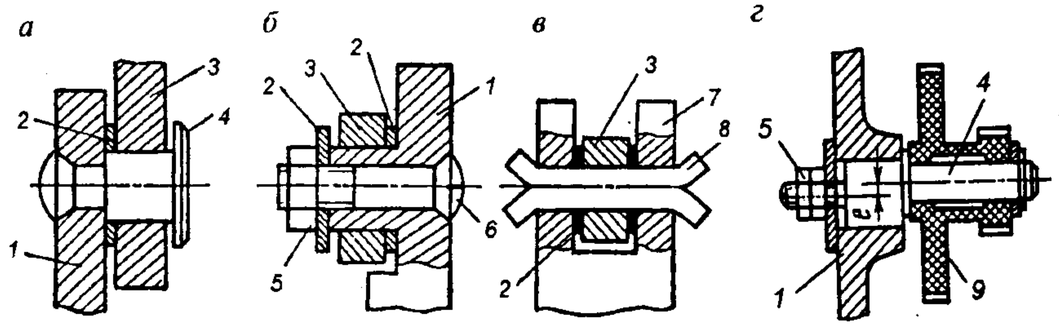


Рис. 8.7. Конструкции опор с неподвижной цапфой [13]: *а* **— цапфа с расклепанным хвостовиком;** *б* **— использование в качестве цапфы цилиндрического выступа корпуса;** *в* **— опоры с неподвижной осью;** *г* **— опоры с консольной осью:** *1* **— корпус;** *2* **— упорная шайба;** *3* **— вращающаяся деталь;** *4* **— цапфа;** *5* **— гайка;** *6* **— винт;** *7* **— вилка (корпусная деталь);** *8* **— ось;** *9* **— блок зубчатых колес**

Расчет цилиндрических подшипников скольжения. Размеры цилиндрических опор приборов рассчитывают из условий износоустойчивости, прочности и ограничения момента сопротивления вращению.

Для металлических втулок подшипников при d > 5 мм обычно производится проверочный расчет давления p на поверхности контакта цапфы и подшипника и тепловой расчет по критерию pV; при $d \le 5$ мм рассчитывают контактные напряжения

с учетом двоякой кривизны опорной поверхности втулки*, из-за чего площадка контакта цапфы валика с опорной поверхностью становится существенно меньше расчетной величины *dl*.

При расчете подшипников скольжения из полимерных материалов давления определяются с учетом высокой податливости полимерного слоя [164].

Таким образом, при нагружении опоры радиальной силой F_r формула ограничения по давлению имеет вид

$$p = F_r / dl \le [p] . \qquad (8.22)$$

При высокой частоте вращения и больших нагрузках рассматривается дополнительное условие — ограничение нагрева опоры

$$pV \le [pV] , \qquad (8.23)$$

где V — окружная скорость цапфы (м/с):

$$V = \pi dn / 60 \cdot 10^3 ;$$

n — частота вращения вала, мин$^{-1}$.

Допускаемые значения $[pV]$ для некоторых материалов приведены в табл. 8.18. (Условные обозначения и марки полимерных материалов для подшипников скольжения — см. в табл. П. 7.1 и П. 7.8 приложения 7).

Момент трения от нагрузки рассчитывают по формулам:

а) от действия радиальной нагрузки:

$$M^r_{тр} = \frac{4}{\pi} f_{ск} F_r \frac{d}{2} ; \qquad (8.24)$$

б) от действия осевой нагрузки:

$$M^a_{тр} = \frac{1}{3} F_a \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} , \qquad (8.25)$$

где D — диаметр заплечика вала.

---

* Двоякая кривизна опорной поверхности втулок малого диаметра ("оливаж") возникает из-за нарушения ее цилиндричности, вызванной большой величиной микронеровностей, существенным колебанием размера в пределах поля допуска на обработку, недостаточной продольной устойчивостью сверла малого диаметра. Опора с двоякой кривизной опорной поверхности квалифицируется также как опора с нецилиндрическим подшипником [168].

Таблица 8.18. **Допускаемые значения [PV] и коэффициент трения f_{ck} ненаполненных и наполненных пластмасс при сухом трении [124]**

Материал (наполнитель)	$[PV]$ (при V), T = 22 °С, МПа·м·с$^{-1}$ (при м·с$^{-1}$)	Коэффициент трения f_{ck}
ПТФЭ	0,06 (0,5)	0,04...0,10
ПТФЭ (стекловолокно)	0,35 (0,05...5,0)	0,10...0,25
ПТФЭ (графитовое волокно)	1,05 (5,0)	0,10
Полиформальдегид	0,14 (0,5)	0,20...0,30
Полиформальдегид (ПТФЭ)	0,19 (0,5)	0,15...0,27
ПЭ-ВМ	0,10 (0,5)	0,15...0,30
ПЭ-ВМ (стекловолокно)	0,19 (0,5)	0,15...0,30
ПА	0,14 (0,5)	0,20...0,40
ПА (графит)	0,14 (0,5)	0,10...0,25
ПК	0,03 (0,05)	0,35
ПК (ПТФЭ)	0,01 (0,5)	—
ПК (ПТФЭ, стекловолокно)	1,05 (0,5)	0,20
ПФС	3,50 (0,5)	0,15...0,30
ПФС (ПТФЭ, графитовое волокно)	3,50 (0,5)	0,10...0,30
ПИ	3,50 (0,5)	0,15...0,30
ПИ (графит)	3,50 (0,5)	0,10...0,30

Примечание: Коэффициент трения измеряли при трении по стали. Приведены ориентировочные значения из разных источников.

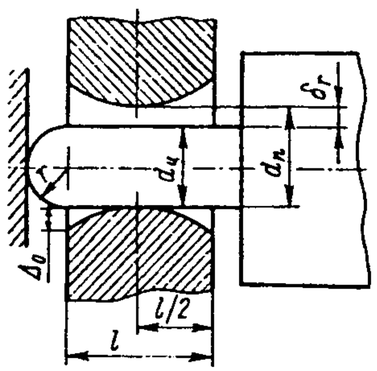


Рис. 8.8. Схема подшипника с нецилиндрическим отверстием

Малонагруженные малогабаритные ($d \le 5$ мм) опоры с нецилиндрическим подшипником (рис. 8.8) рассчитывают из условия контактной прочности:

$$\sigma_к = n_0 \sqrt{\frac{F_r E^2_{пр}}{\rho^2_{пр}}} , \qquad (8.26)$$

где n_0 — поправочный коэффициент, зависящий от параметра ξ, который в свою очередь связан с максимальным приведенным радиусом a:

$$a = \frac{d_{п(max)} d_{ц(min)}}{2\,[d_{п(max)} - d_{ц(min)}]}\,; \qquad (8.27)$$

$$E_{пр} = 2E_ц E_п/(E_ц + E_п)\,; \qquad (8.28)$$

$$\frac{1}{\rho_{пр}} = 2\left(\frac{1}{d_ц} - \frac{1}{d_п}\right). \qquad (8.29)$$

В формулах (8.27)—(8.29) $E_ц$, $E_п$ — модули упругости материалов и подшипника; $d_ц$, $d_п$ — диаметры цапфы и подшипника. Значения $d_{п(max)}$ и $d_{ц(min)}$ рассчитывают по таблицам допусков. Радиус r рассчитывают по формуле

$$r \approx 0{,}5\,[(l/2)^2 + \Delta^2]/\Delta \qquad (8.30)$$

или

$$r \approx l^2/8\Delta\,, \qquad (8.31)$$

где параметр Δ (инструментальная погрешность) определяется по эмпирической формуле [10]

$$\Delta = \frac{0{,}19 - 0{,}03d}{4}\,. \qquad (8.32)$$

Значения Δ лежат в пределах 0,01—0,04 мм.

Если радиус $r \geq a$, то принимается $\rho_{пр} = r$ и $\xi = a/r$. При $r < a$ принимается $\rho_{пр} = a$ и $\xi = r/a$. При этом поправочный коэффициент n_0 определяют по эмпирическим формулам [10]:

$$n_0 \approx \frac{1{,}5 - \xi}{1{,}5} \text{ при } \xi \geq 0{,}1\,; \qquad (8.33)$$

$$n_0 \approx \frac{1{,}5 - \xi}{0{,}07} \text{ при } \xi < 0{,}1\,. \qquad (8.34)$$

Допускаемое контактное напряжение $[\sigma_к]$ материала втулки подшипника можно принимать ориентировочно $[\sigma_к] = \sigma_т/3$, где $\sigma_т$ — предел текучести (приложение 7, табл. П. 7.2 — П.7.4)

Опыт эксплуатации опор скольжения с пластмассовыми подшипниками показывает, что расчет удельного давления по формуле (8.22) дает заниженную величину p, так как при этом не

учитывается фактический угол контакта цапфы с подшипником. Это связано с увеличенными зазорами и высокой податливостью полимерного материала.

Расчет работоспособности пластмассовых подшипников скольжения. При этом виде расчета важными элементами являются правильное определение угла контакта цапфы с втулкой подшипника, определяющего величину удельного давления, а также решение температурной задачи для подшипника [10, 165—171]. Учитывая невысокую частоту вращения валов большинства приборных устройств, ниже рассматривается только методика расчета удельного давления, принимая, что температура на поверхности контакта не превышает ее критического значения, а влияние температуры учитывается подстановкой в расчетные формулы механических характеристик при температуре, соответствующей рабочей температуре подшипникового узла.

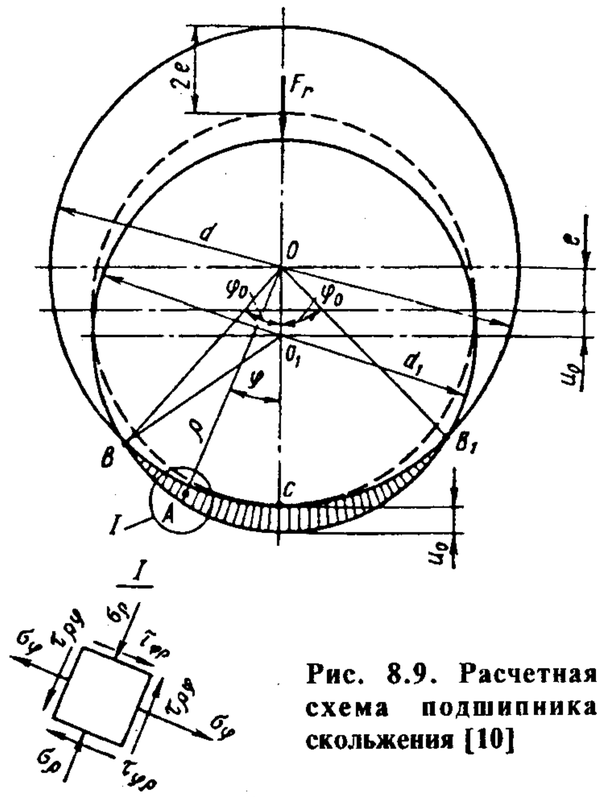


Рис. 8.9. Расчетная схема подшипника скольжения [10]

Из рассмотрения расчетной схемы рис. 8.9, принимая, что материал втулки подшипника работает в зоне упругих деформаций, цапфа вала по отношению к втулке подшипника является жестким штампом и поверхность подшипника в зоне контакта принимает под нагрузкой форму дуги окружности цапфы вала, получаем следующую формулу для расчета половины дуги контакта (треугольник OBO_1) [164]:

$$\cos\varphi_0 = \frac{de + 2eu_0^2 + u_0^2}{d\,(e + u_0)}\,, \qquad (8.35)$$

где e — эксцентриситет оси вала по отношению к оси подшипника при ненагруженном подшипнике: $e = (d - d_1)/2$; u_0 — макси-

мальное перемещение поверхности втулки под нагрузкой по линии ее действия.

Напряженное состояние в произвольной точке A (ρ, φ) дуги контакта характеризуется действием радиальных σ_ρ и окружных σ_φ нормальных напряжений и напряжений сдвига $\tau_{\rho\varphi} = -\tau_{\varphi\rho}$.

Граничные условия рассматриваемой плоской осесимметричной задачи теории упругости в полярных координатах запишем в виде

$$u(\varphi_0; r) = 0;\ v(\varphi_0; r) = 0;\ u(0; r) = u_0;$$
$$v(0; r) = 0;\ \varepsilon_\rho(0; r) = u_0/r,\ \varepsilon_\varphi(0; r) = 0, \tag{8.36}$$

где u, v, ε_ρ и ε_φ — соответственно радиальное и окружное перемещения и относительные деформации в точках B (φ_0; r) и C (0; r) дуги контакта.

Тогда напряжения σ_ρ, σ_φ и $\tau_{\rho\varphi}$ на дуге контакта будут ($r = d/2$):

$$\sigma_\rho = \frac{E}{1-\nu^2}\frac{u_0}{r}\cos\varphi; \tag{8.37}$$

$$\sigma_\varphi = \frac{E\nu}{1-\nu^2}\frac{u_0}{r}\cos\varphi; \tag{8.38}$$

$$\tau_{\rho\varphi} = \frac{E}{1-\nu^2}\frac{u_0}{r}\sin\varphi, \tag{8.39}$$

где E и ν — соответственно модуль упругости и коэффициент Пуассона материала втулки.

Из условия равновесия нагрузок, действующих в точке C на поверхности контакта, имеем

$$\int_0^{\varphi_0} \sigma_\rho rl\cos\varphi\, d\varphi + \int_0^{\varphi_0} \tau_{\rho\varphi} rl\sin\varphi\, d\varphi = F_r/2,$$

откуда максимальная величина смятия

$$u_0 = \frac{1-\nu^2}{E}\frac{F_r}{k\varphi_0}. \tag{8.40}$$

С учетом выражения (8.40) получим формулу для расчета давления

$$p = \sigma_\rho = \frac{F_r}{dl}\frac{\cos\varphi}{\varphi_0}. \tag{8.41}$$

Как следует из формулы (8.41), величина контактных давлений зависит как от размеров d и l опорной поверхности подшипника, так и от реальной дуги контакта $2\varphi_0$, величина которой зависит от характера посадки, упругих свойств материала подшипника и действующей радиальной нагрузки F_r. Максимальное давление в центре площадки контакта при $\varphi = 0$ равно

$$p = \frac{2F_r}{dl\varphi_0} \le [p]. \tag{8.42}$$

При известном допускаемом давлении $[p]$, принимая длину подшипника l = 1 мм, получим формулу для расчета погонной радиальной нагрузки

$$F_r' = [p]\frac{d\varphi_0}{2}. \tag{8.43}$$

Тогда максимальная грузоподъемность равна

$$F_{r\max} = F_r' l. \tag{8.44}$$

8.2.2. Допуски и посадки подшипников скольжения

Допуски и посадки подшипников скольжения принимаются в соответствии с единой системой допусков и посадок (ЕСДП), которая включает следующие стандарты: ГОСТ 25346—89. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений; ГОСТ 25347—82. Поля допусков и рекомендуемые посадки; ГОСТ 25348—82. Ряды допусков, основных отклонений и поля допусков для размеров свыше 3150 мм; ГОСТ 25349—88. Поля допусков деталей из пластмасс.

ЕСДП разработана на базе международной системы допусков и посадок ИСО (рекомендации ИСО Р286—62. Система допусков

и посадок ИСО. Ч.I. Общие сведения, допуски и отклонения; ИСО Р1829—70. Отбор полей допусков общего применения; ИСО Р1938—71. Допуски и посадки по системе ИСО. Ч. II. Контроль гладких соединений; стандарт ИСО 2768—73. Предельные отклонения размеров с неуказанными допусками).

В ЕСДП предусмотрено 19 квалитетов точности: IT01; 0; 1; ...; 18. Допуски в квалитетах, начиная с 5-го, при переходе к более грубому увеличиваются на 60%. Через каждые пять квалитетов допуски увеличиваются в 10 раз. Это правило позволяет развить систему в сторону более грубых квалитетов, например, IT18 = = 10 ·IT13; IT19 = 10 · IT14 и т.д. Необходимость в таких грубых квалитетах появляется для деталей из пластмасс. Посадки ЕСДП носят рекомендуемый характер. Они приведены в ГОСТ 25347—82 и ГОСТ 25348—82 в виде рекомендаций по образованию посадок из стандартных полей допусков. Посадки следует назначать в системе отверстия или в системе вала; применение системы отверстия предпочтительно.

Для подшипниковых узлов с металлическими подшипниками скольжения рекомендуется применять посадки H7/f7; H8/e9; H8/d9, при которых для диаметра цапфы d = 1...5 мм предельные отклонения размеров вала и отверстия по ГОСТ 25347—82 приведены в табл. 8.19.

Таблица 8.19. **Рекомендуемые допуски и посадки для приборных подшипников скольжения d = 1...5 мм**

d, мм	Отверстие		Вал		Посадка
	Значения отклонений, мкм				
	ES	*EI*	*es*	*ei*	
1—3	+10	0	–18	–6	*H7/f7*
5	+12	0	–22	–10	
1—3	+14	0	–28	–14	*H8/e8*
5	+18	0	–38	–20	
1—3	+14	0	–45	–20	*H8/d9*
5	+18	0	–60	–30	

Примечание: *ES*(*es*) и *EI*(*ei*) — соответственно верхнее и нижнее предельные отклонения.

Рекомендации по расчету натягов в соединениях с гарантированным натягом частично изложены в главе 6. Отметим, что расчетам натягов, зазоров и допусков в узлах с пластмассовыми подшипниками скольжения посвящено большое количество работ [45, 160, 164, 166, 167, 168, 171], однако анализ методик [45, 160, 171], проведенный в работе [142], показал, что наиболее достоверные результаты для подшипников небольших размеров дает расчет по [45, 171].

Рекомендуемые вышеуказанными источниками посадки для подшипников скольжения, в том числе пластмассовых, с указанием максимального и минимального значений зазоров или, другими словами, эксцентриситетов осей вала и втулки, необходимых при расчете, приведены в табл. 8.20.

Таблица 8.20. **Рекомендуемые посадки и поля допусков сопряжения вал—втулка для приборных подшипников скольжения**

Интервал размера диаметра вала, мм		Поле допуска (зазор), мкм, для подшипников и сопряжений						
		Металлических [168]			Полимерных [167]			
		H7/f7	*H7/e8*	*H7/d9*	*H8/f8*	*H8/e8*	*H9/f9*	*H9/e9*
от 1 до 3	min	16	24	30	20	28	31	39
	max	26	38	55	34	42	56	61
Св. 3 до 6	min	22	32	42	28	38	40	50
	max	34	50	72	46	56	70	80
Св. 6 до 10	min	28	40	55	35	47	49	61
	max	43	62	91	57	69	85	97
Св. 10 до 18	min	34	50	68	43	59	59	75
	max	52	77	111	70	86	102	118
Св. 18 до 30	min	41	61	86	53	73	79	92
	max	62	94	138	86	106	124	144

Интервал размера диаметра вала, мм		Полимерных [166]					Полимерных [171]	
		E9/h8	*E10/h8*	*D10/h8*	*D11/h8*	*H8/f8*	*H11/d11*	*H11/c11*
от 1 до 3	min	28	28	34	34	—	80	120
	max	53	—	74	94	—	140	180
Св. 3 до 6	min	38	38	48	48	88	105	145
	max	68	86	96	123	136	180	220
Св. 6 до 10	min	47	47	62	62	102	130	170
	max	83	105	120	152	160	220	260
Св. 10 до 18	min	59	59	77	77	117	160	205
	max	102	129	147	187	187	270	315
Св. 18 до 30	min	73	73	98	98	143	195	240
	max	125	157	182	228	215	325	370

Примечания: Посадка *E9/h8* — для наполненных термопластов; посадки *E10/h8* и *D10/h8* — для сопряжений с подшипниками из сополимеров формальдегида СФД; СТД и др; посадки *D11/h8*, *C10/h8* — рекомендуются для опор с подшипниками из ненаполненных полиамидов [160].

На примере данных табл. 8.21 показано, как необходимо назначать посадки с учетом температуры подшипника и водопоглощения материала.

Таблица 8.21. **Рекомендуемые посадки с зазором для подшипниковой пары металлический вал—пластмассовая втулка [171]**

Интервалы размеров, мм	Термопластичные полимеры		Текстолит, волокнит и другие наполненные реактопласты		Стеклопластики на основе прессматериалов	
	Посадки при температуре, °С					
	20	100	20	100	20	100
В системе отверстия						
От 1 до 6	*H*11/*d*11	*H*11/*c*11	—	*H*11/*d*11	*H*9/*h*9	*H*9/*d*9
Св. 6 до 10	*H*11/*d*11	*H*11/*c*11	*H*9/*f*9	*H*11/*d*11	*H*9/*h*9	*H*9/*d*9
Св. 10 до 18	*H*11/*d*11	*H*11/*c*11	*H*9/*f*9	*H*11/*c*11	*H*9/*h*9	*H*10/*d*10
В системе вала						
От 1 до 10	*D*11/*h*11	*C*11/*h*11	*F*9/*h*9	*D*11/*h*11	*H*9/*h*9	*D*9/*h*9
Св. 10 до 14	*D*11/*h*11	*B*12/*h*12	*F*9/*h*9	*D*11/*h*11	*H*9/*h*9	*D*9/*h*9
Св. 14 до 18	*D*11/*h*11	*B*12/*h*12	*F*9/*h*9	*D*11/*h*11	*H*9/*h*9	*D*10/*h*10
Примечания: 1.Коэффициент термического линейного расширения, α, °С$^{-5}$	8...12		2...4		<2	
2. Водопоглощение за 24 ч, %	≥0,6		0,2...0,6		0,1	
3. Для соединения двух пластмассовых деталей принимают посадки в системе неосновного отверстия (вала). Например, в системе отверстия посадка *H*9/*h*9 переходит в посадку *F*9/*h*9; в системе вала посадка *H*9/*h*9 переходит в посадку *H*9/*f*9.						

Ряд задач, связанных с определением параметров пластмассовых подшипников скольжения, в том числе посадок, можно решать с помощью номограммы (рис. 8.10), построенной на основании формул (8.43) и (8.44) при некоторых фиксированных параметрах, указанных в подрисуночной подписи [167].

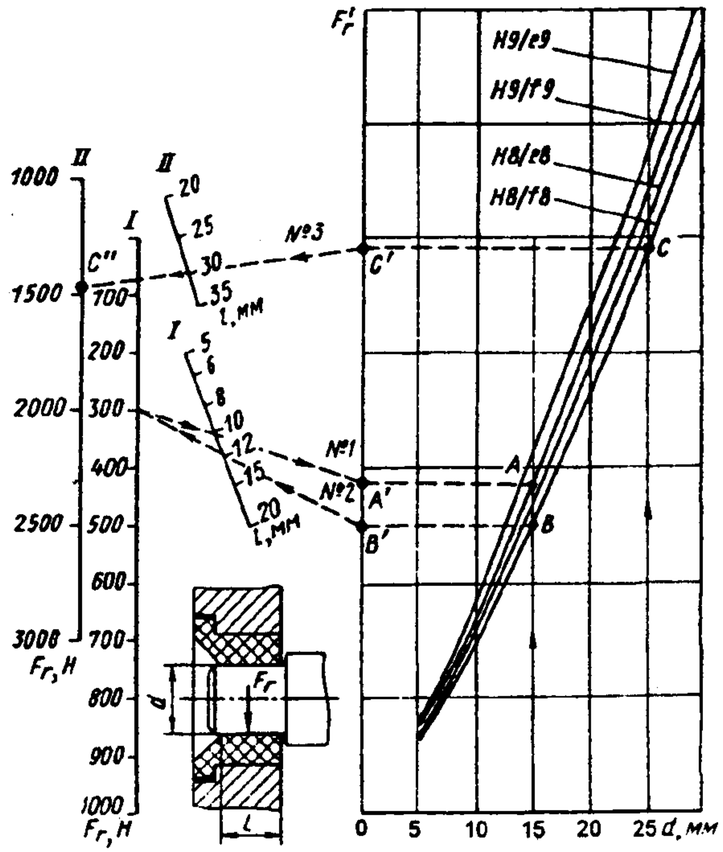


Рис. 8.10. Номограмма для расчета параметров пластмассовых подшипников скольжения: [*p*] = 5 МПа; $E = 1{,}6 \cdot 10^3$ МПа; ν = 0,45 [167]

Примеры расчета параметров подшипников скольжения по номограмме (рис. 8.10)

Пример 1. При известных размерах подшипника $d = 15$ мм и $l = 10$ мм и значении нагрузки $F_r = 300$ Н определить возможный тип посадки.

Решение. Через точки, соответствующие $F_r = 300$ Н на шкале 1 и $l = 10$ мм проводим прямую № 1 до пересечения со шкалой F_r', (точка A'), затем на пересечении прямых, проведенных из точки A' и точки на шкале *d*, соответствующей диаметру $d = 15$ мм, до пересечения с линиями, соответствующими определенным посадкам, находим искомую посадку H9/f9 (точка *A*).

Пример 2. При известных посадке H9/f8 и диаметре подшипника $d = 15$ мм необходимо рассчитать длину подшипника. Нагрузка такая же как в примере № 1.

Решение. Проводим прямую из точки на шкале *d*, соответствующей $d = 15$ мм до пересечения с линией H8/f8 (точка *B*), затем

находим точку B', соединяя прямой № 2 точку B' с точкой F_r = = 300 Н на шкале 1, на пересечении со шкалой l находим требуемый размер — длину втулки l = 12 мм.

Пример 3. При заданных размерах подшипника d = 25 мм; l = 30 мм и посадке H8/f8 определить максимальную нагрузку на подшипник.

Решение. По d = 25 мм находим точки C и C', затем через точки C' и l = 30 мм шкалы II для l находим на шкале II для F_r значение $F_{(r\max)}$ = 1470 Н.

8.3. ВЫБОР ПОЛИМЕРНОГО МАТЕРИАЛА ДЛЯ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

В соответствии с Международным стандартом ISO 6691:1989 (E), "Термопластичные полимеры для подшипников скольжения. Стандартизация и обозначения" классифицируются следующие показатели:

— символы, отражающие название и химическую структуру материала;

— коды, характеризующие область применения (для экструзии, общего применения, для литья под давлением, прессования, ротационного литья и др.);

— коды, характеризующие свойства или добавки (стабилизированный, характеристики горения, тепловая стабилизация, свето- и атмосферостойкость, антифрикционные добавки);

— показатель вязкости (для полиамидов);

— модуль упругости;

— плотность;

— скорость потока расплава;

— показатель вязкости (для полиалкилентерефталатов);

— типы наполнителей и армирующих материалов (бор, углерод, стекло, мел, минералы, металлы, синтетические органические материалы, тальк и др.);

— физическая форма наполнителей и армирующих материалов (порошок, волокно, нитевидные кристаллы, сферы);

— наименование наполнителей (бронза, графит, дисульфид молибдена, минеральное масло, полиэтилен, кремний, политетрафторэтилен, сульфид или дисульфид вольфрама, селенид вольфрама).

Указанный стандарт содержит информационные приложения.

А — характеристики и свойства наиболее широко применяемых термопластов (ненаполненных).

В — основные параметры и рекомендации по применению — выбор и применение термопластов, используемых для подшипников скольжения, типы подшипников, характер движения, характеристики контртела (материал, твердость, шероховатость), смазка, допускаемое давление, скорость, температура, влажность время эксплуатации, динамические нагрузки и вибрации, химическая стойкость, биологическая активность.

С — перечень международных стандартов, использованных при разработке стандарта ISO 6691.

Относительное качественное сравнение некоторых свойств ненаполненных термопластов приведены на рис. 8.11.

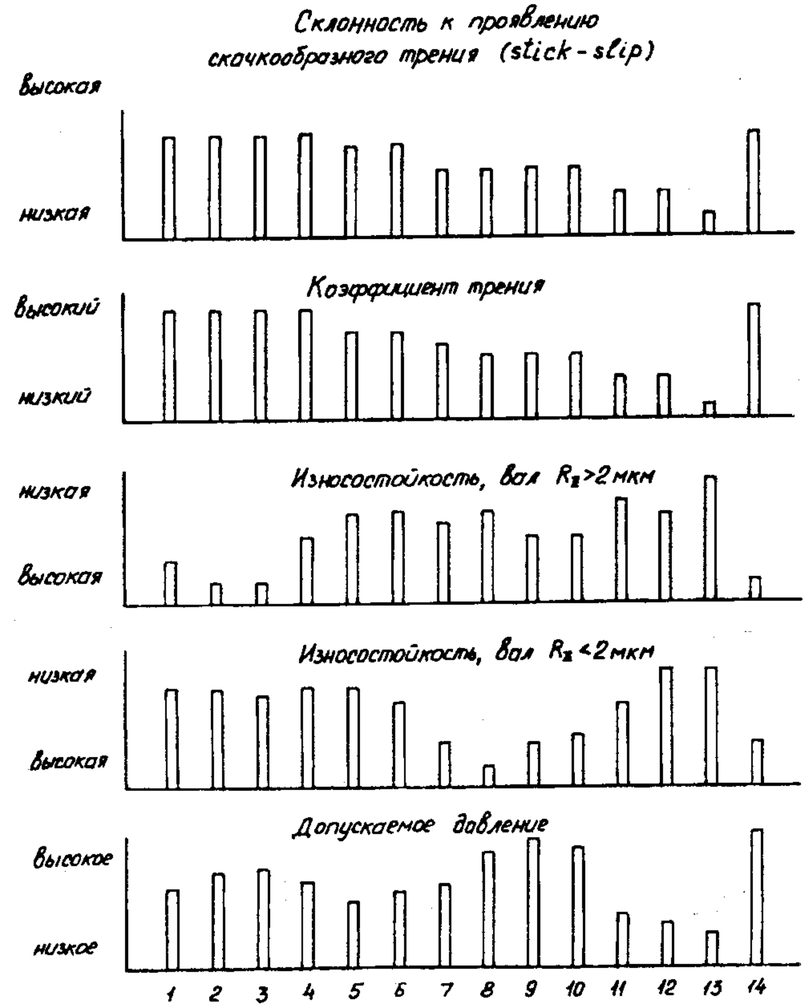


Рис. 8.11. Качественное сравнение триботехнических характеристик некоторых пластмасс, используемых в качестве материала для подшипников скольжения (при трении по стальному контртелу, без смазки, при низкой скорости скольжения): *1* — ПА 6; *2* — ПА 6+30% СВ; *3*— ПА 66; *4* — ПА 610; *5* — ПА 11; *6* — ПА 12; *7* — ПА 12+30% СВ; *8* — ПОМ; *9* — ПЭТФ; *10* — ПБТ; *11* — ПЭ-ВМ; *12* — ПЭВП; *13* — ПТФЭ; *14* — ПИ

ХАРАКТЕРИСТИКИ МИКРОЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

Таблица П.1.1. **Характеристики электродвигателей СЛ**

№ п/п	Обозначение	Номинальная мощность $P_н$, Вт	Номинальная частота вращения n, мин$^{-1}$	Номинальный момент $T_н$, Н· мм	Момент инерции ротора $I_р$, г· мм^2	Размеры, мм			
						габаритные		вала	
						D	L	d	l
1	СЛ-М	2,0	5700	3,5	2400	33	60	—	—
2	СЛ-220	3,6	3500	10,0	—	85	—	—	—
3	СЛ-123	5,5	4500	12,0	3900	50	88	4	7
4	СЛ-268	5,5	3000	18,0	20000	70	155	6	25
5	СЛ-121	7,5	4500	12,0	3900	50	88	4	7
6	СЛ-328	9,0	2000	44,0	60000	85	144	7	19
7	СЛ-161	9,0	4000	21,0	5300	50	100	4	7
8	СЛ-163	10,0	4000	24,0	5300	50	100	4	7
9	СЛ-221	13,0	3600	35,0	14000	70	104	4	9
10	СЛ-262	14,5	4000	35,0	20000	70	115	6	9
11	СЛ-240	18,5	4500	40,0	—	70	156	6	9
12	СЛ-372	19	2900	81,0	—	85	136	—	—
13	СЛ-322	22	3600	60,0	60000	85	123	8	13
14	СЛ-360	23	4500	50,0	75000	85	180	8	13
15	СЛ-261	24	3600	65,0	20000	70	115	6	9
16	СЛ-281	26	5200	50,0	20000	70	126	6	10
17	СЛ-276	27	4000	65,0	20000	70	115	6	9

Продолжение таблицы П.1.1

№ п/п	Обозначение	Номинальная мощность $P_н$, Вт	Номинальная частота вращения n, мин$^{-1}$	Номинальный момент $T_н$, Н· мм	Момент инерции ротора $I_р$, г· мм^2	Размеры, мм			
						габаритные		вала	
						D	L	d	l
18	СЛ-327	28	3000	90,0	60000	85	126	—	—
19	СЛ-370	28	4500	60,0	280000	85	180	8	13
20	СЛ-528К	30	3000	97,5	150000	85	133	8	13
21	СЛ-367	32	2500	125,0	70000	85	133	8	12
22	СЛ-525	35	3800	200,0	—	108	96	9	16
23	СЛ-569К	36	850	420,0	270000	108	173	10	16
24	СЛ-321	38	3000	125,0	60000	85	135	8	12
25	СЛ-661	38	2900	100,0	—	130	234	—	—
26	СЛ-361	50	3000	160,0	70000	85	133	8	13
27	СЛ-369	55	3600	150,0	70000	85	133	8	13
28	СЛ-521	77	3000	250,0	170000	108	148	10	16
29	СЛ-571К	95	2200	420,0	270000	—	—	—	—
30	СЛ-563	110	4000	280,0	250000	108	173	10	16
31	СЛ-565	170	3000	550,0	250000	108	173	10	16
32	СЛ-621	172	2500	700,0	675000	130	204	10	16
33	СЛ-569	175	3600	475,0	270000	108	173	10	16
34	СЛ-661	230	2500	925,0	935000	130	234	10	16

Таблица П.1.2. **Характеристики электродвигателей ЭМ**

№ п/п	Обозначение	Номинальная мощность $P_н$, Вт	Номинальная частота вращения n, мин$^{-1}$	$T_н/T_{пуск}$	Момент инерции ротора $I_р$, г·мм^2	Размеры, мм			
						габаритные		вала	
						D	L	d	l
1	ЭМ-02М	0,2	2,500	0,8/1,6	550	42	73	2	12
2	ЭМ-05М	0,4	2000	2/4	690			3	
3	ЭМ-1М	1,0		3,2/6,5	1350		80		
4	ЭМ-2М	2,0		8/17	4100	55	90		
5	ЭМ-4М	4,0		11/22	16600	90	100		
6	ЭМ-8М	8,0	4000	16/32	30000	110	115	4	
7	ЭМ-15М	15,0	4200	30/60	40000	120	130		16
8	ЭМ-25М	25,0	5000	45/90	170000	130	141	6	22
9	ЭМ-50М	50,0	1300	60/120	250000	140	150	8	25

Таблица П.1.3. **Характеристики электродвигателей ДИД**

№ п/п	Обозначение	Номинальная мощность $P_н$, Вт	Номинальный момент $T_н$, Н· мм	Пусковой момент $T_{пуск}$, Н· мм	Номинальная частота вращения n, мин$^{-1}$	Момент инерции ротора $I_р$, г· мм^2	Размеры, мм			
							габаритные		вала	
							D	L	d	l
1	ДИД-01ТА	0,1	0,15	0,25	13000	22,5	18,5	38	*	4,3
2	ДИД-05ТА	0,3	0,35	0,7	14000	45	22	45		
3	ДИД-06ТА	0,6	0,65	1,2	15000	70	26			
4	ДИД-1ТА	1,0	0,7	1,6	18000	75	33	55	2,8	10
5	ДИД-2ТА	2,0	1,8	3,4		90		69		
6	ДИД-3ТА	3,0	5,6	10	8000	840	48	70	3,2	
7	ДИД-5ТА	5,0	12	22		2500	60	104	4,8	19
8	ДИД-10ТА	10,0	15	28	10000	3700		110		

* На валу электродвигателя выполнена шестерня с z = 12...14, m = 0,3 мм

Таблица П.1.4. **Характеристики электродвигателей УЛ мощностью до 270 Вт**

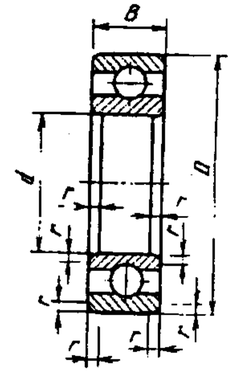
№ п/п	Обозначение	Номинальная мощность $P_н$, Вт	Номинальная частота вращения n, мин$^{-1}$	$T_{max}/T_н$	Момент инерции ротора $I_р$, г·мм^2	Размеры, мм				
						габаритные		вала		до оси вала
						D	L	d	l	h
1	УЛ-02	5	5000	3	2500	46	108	4	10	28
2		10	8000							
3	УЛ-03	10	5000		6250	52	120			34
4		18	8000							
5	УЛ-041	5	2700		19000	69	136	5	12	42
6		18	5000							
7		30	8000							
8	УЛ-051	10	2700	1,8	62500	88,5	168	8	20	53
9		30	5000							
10		50	8000							
11	УЛ-052	30	2700		67500		183			
12		80	5000							
13		120	8000							
14	УЛ-061	80	2700		162000	106	202	10	33	63
15		120	5000							
16		180	8000							
17	УЛ-062	80	2700		200000		218			
18		180	5000							
19		270	8000							

Таблица П.1.5. **Характеристики электродвигателей АДП**

№ п/п	Обозначение	Номинальная мощность $P_н$, Вт	Номинальная частота вращения n, мин$^{-1}$	Номинальный момент $T_н$, Н·мм	Пусковой момент $T_{пуск}$, Н·мм	Момент инерции ротора $I_р$, г·мм^2	Размеры, мм: габаритные D	L	вала d	l
1	АДП-1	3,7	9000	4	5,5	800	58	87	4	10
2		12	6000	19,5	22,5					
3		10,5	6000	17	28,3					
4	АДП-120	2,4	4000	6	—	—	55	108	8	
5	АДП-123	4,1	4000	10	14	—	50	90		
6	АДП-123Б	8,9	6000	14,5	17	—				
7	АДП-262	9,5	1850	50	90	—	70	115	6	9
8	АДП-263	24	6000	40	54	1700	74	122,5		10
9		22,8	6000	37	64,5					
10		18	4000	44	65					
11	АДП-263А	27,8	6000	45	60	2700	89	145	8	13
12		23,3	6000	38	66,5	2000				
13		18,8	4000	46	75	2000				
14	АДП-362	19	1950	95	170	1700				
15	АДП-363	35	6000	57	70	4000				
16		36,5	6000	59,2	94					
17		30,2	4000	73,5	99					
18	АДП-363А	46,4	6000	75	85	5000				
19		43	6000	70	120					
20		34,5	4000	84	106					
21	АДП-562	19	2000	95	170	4000	—	—	—	—
22	АДП-563А	62	6000	100	120	12000	112	183	10	16
23		54,9	6000	89	142					
24		43,2	4000	105	140					

ХАРАКТЕРИСТИКИ РАДИАЛЬНЫХ И РАДИАЛЬНО-УПОРНЫХ ШАРИКОПОДШИПНИКОВ

Таблица П.2.1. **Подшипники шариковые радиальные однорядные (ГОСТ 8338—75)**



Обозначение подшипника	d	D	B	r	C	C_0	$n_{пред}$, мин$^{-1}$, при смазочном материале		m, кг
	мм				Н		пластичном	жидком	
Сверхлегкая серия диаметров 8									
1000084	4	9	2,5	0,3	540	186	45000	53000	0,0008
1000085	5	11	3,0	0,3	635	280	40000	48000	0,0012
1000088	8	16	4,0	0,4	1330	510	36000	43000	0,0034
1000801	12	21	5,0	0,5	1430	700	30000	36000	0,007
1000802	15	24	5,0	0,5	1560	830	26000	32000	0,008
1000805	25	37	7,0	0,5	3120	1980	17000	20000	0,020
1000806	30	42	7,0	0,5	3420	2350	15000	18000	0,030
1000807	35	47	7,0	0,5	4030	3000	13000	16000	0,030
1000807	60	78	10,0	0,5	8710	7350	7500	9000	0,127
1000813	65	85	10,0	1,0	11700	8300	7000	8500	0,13
1000814	70	90	10,0	1,0	12100	9150	6700	8000	0,18
1000816	80	100	10,0	1,0	12400	9800	6000	7000	0,22
1000818	90	115	13,0	1,5	19500	15600	5800	6300	0,33
1000821	105	130	13,0	1,5	20800	18000	4300	5000	0,45
Сверхлегкая серия диаметров 9									
1000091	1	4	1,6	0,2	125	34	45000	53000	0,0001
1000092	2	6	2,3	0,3	280	86	45000	53000	0,0004
1000093	3	8	3,0	0,3	560	186	43000	50000	0,0007
1000094	4	11	4,0	0,3	950	340	40000	48000	0,0020
1000095	5	13	4,0	0,4	1080	390	38000	45000	0,0025
1000096	6	15	5,0	0,4	1470	555	38000	45000	0,0040

Продолжение таблицы П.2.1

Обозначение подшипника	d	D	B	r	C	C_0	$n_{пред}$, мин$^{-1}$, при смазочном материале		m, кг
	мм				Н		пластичном	жидком	
1000097	7	17	5,0	0,5	2020	770	36000	43000	0,0050
1000098	8	19	6,0	0,5	2240	885	34000	40000	0,0080
1000099	9	20	6,0	0,5	2680	1050	32000	38000	0,0080
1000900	10	22	6,0	0,5	3340	1350	30000	36000	0,0090
1000901	12	24	6,0	0,5	3390	1350	28000	34000	0,010
1000902	15	28	7,0	0,5	3480	1480	22000	28000	0,017
1000903	17	30	7,0	0,5	3640	1650	20000	26000	0,018
1000904	20	37	9,0	0,5	6550	3040	18000	22000	0,035
1000905	25	42	9,0	0,5	7320	3680	15000	18000	0,042
1000906	30	47	9,0	0,5	7590	4000	13000	16000	0,049
1000907	35	55	10,0	1,0	10400	5650	11000	14000	0,086
1000098	40	62	12	1,0	12200	6900	10000	13000	0,11
1000909	45	68	12	1,0	14300	8150	9000	11000	0,15
1000911	55	80	13	1,5	16000	10000	7500	9500	0,19
1000912	60	85	13	1,5	16400	10600	6300	8000	0,26
1000913	65	90	13	1,5	17400	11900	6300	8000	0,25
1000915	75	105	16	1,5	24300	16800	5600	7000	0,38
1000916	80	110	16	1,5	27500	18900	5300	6700	0,43
1000917	85	120	18	2,0	31900	22200	4000	5000	0,70
1000918	90	125	18	2,0	32900	23500	4500	5600	0,72
1000919	95	130	18	2,0	32900	23500	4000	5000	0,76
1000920	100	140	20	2,0	44900	32000	4000	5000	1,02
Сверхлегкая широкая серия									
2000154	1,5	4	1,7	0,1	140	39	36000	43000	0,0001
2000083	3	7	2,5	0,3	450	147	36000	43000	0,0004
2000087	7	14	4	0,3	1170	440	36000	43000	0,0026
2000809	45	58	8	0,5	4300	2960	9500	12000	0,050
Сверхлегкая узкая серия диаметров 8									
7000804	20	32	4	0,5	1740	1180	20000	26000	0,014
7000805	25	37	4	0,5	1740	1180	16000	20000	0,016
7000806	30	42	4	0,5	1820	1180	13000	16000	0,019
7000807	35	47	4	0,5	1820	1180	13000	16000	0,021
7000808	40	52	4	0,5	1820	1180	10000	13000	0,024
7000811	55	72	7	0,5	4690	3700	8000	10000	0,078
Сверхлегкая узкая серия диаметров 9									
7000910	50	72	8	0,5	9500	6450	8000	10000	0,10

Продолжение таблицы П.2.1

Обозначение подшипника	d	D	B	r	C	C_0	$n_{пред}$, мин$^{-1}$, при смазочном материале		m, кг
	мм				Н		пластичном	жидком	
Легкая узкая серия диаметров 2									
23	3	10	4	0,3	490	217	40000	48000	0,0016
24	4	13	5	0,4	900	415	38000	45000	0,003
25	5	16	5	0,5	1480	740	36000	43000	0,005
26	6	19	6	0,5	2170	1160	32000	38000	0,008
27	7	22	7	0,5	3250	1350	30000	36000	0,013
29	9	26	8	1,0	4620	1960	26000	32000	0,019
200	10	30	9	1,0	5900	2650	24000	30000	0,030
201	12	32	10	1,0	6890	3100	22000	28000	0,037
202	15	35	11	1,0	7800	3550	19000	24000	0,046
203	17	40	12	1,0	9560	4500	17000	20000	0,060
204	20	47	14	1,5	12700	6200	15000	18000	0,10
205	25	52	15	1,5	14000	6950	12000	15000	0,12
206	30	62	16	1,5	19500	10000	10000	13000	0,20
207	35	72	17	2,0	25500	13700	9000	11000	0,29
208	40	80	18	2,0	32000	17800	8500	10000	0,36
209	45	85	19	2,0	33200	18600	7500	9000	0,41
210	50	90	20	2,0	35100	19800	7000	8500	0,47
211	55	100	21	2,5	43600	25000	6300	7500	0,60
212	60	110	22	2,5	52000	31000	6000	7000	0,80
213	65	120	23	2,5	56000	34000	5300	6300	0,98
214	70	125	24	2,5	61800	37500	5000	6000	1,08
215	75	130	25	2,5	66300	41000	4800	5600	1,18
216	80	140	26	3,0	70200	45000	4500	5300	1,40
217	85	150	28	3,0	83200	53000	4300	5000	1,80
218	90	160	30	3,0	95600	62000	3800	4500	2,20
219	95	170	32	3,5	108000	69500	3600	4300	2,70
220	100	180	34	3,5	124000	79000	3400	4000	3,20
Средняя узкая серия диаметров 3									
34	4	16	5	0,5	1450	740	36000	43000	0,0050
35	5	19	6	0,5	2190	1160	32000	38000	0,0080
300	10	35	11	1,0	8060	3750	20000	26000	0,050
301	12	37	12	1,5	9750	4650	19000	24000	0,060
302	15	42	13	1,5	11400	5400	17000	20000	0,080
303	17	47	14	1,5	13500	6650	16000	19000	0,11

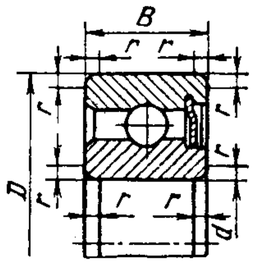
Продолжение таблицы **П.2.1**

Обозначение подшипника	d	D	B	r	C	C_0	$n_{пред}$, мин$^{-1}$, при смазочном материале		m, кг
	мм				Н		пластичном	жидком	
Особолегкая серия диаметров 1									
17	7	19	6	0,5	2200	1160	34000	40000	0,007
18	8	22	7	065	3250	1340	32000	38000	0,012
100	10	26	8	0,5	4620	1960	30000	36000	0,019
101	12	28	8	0,5	5070	2240	26000	32000	0,022
104	20	42	12	1,0	9360	4500	17000	20000	0,070
105	25	47	12	1,0	11200	5600	15000	18000	0,080
106	30	55	13	1,5	13300	6800	12000	15000	0,12
107	35	62	14	1,5	15900	8500	10000	13000	0,16
108	40	68	15	1,5	16800	9300	9500	12000	0,19
109	45	75	16	1,5	21200	12200	9000	11000	0,25
110	50	80	16	1,5	21600	13200	8500	10000	0,25
111	55	90	18	2,0	28100	17000	7500	9000	0,39
112	60	95	18	2,0	29600	18300	6700	8000	0,40
113	65	100	18	2,0	30700	19600	6300	7500	0,45
114	70	110	20	2,0	37700	24500	6000	7000	0,60
115	75	115	20	2,0	39700	26000	5600	6700	0,66
116	80	125	23	2,0	47700	31500	5300	6300	0,85
117	85	130	22	2,0	49400	33500	5000	6000	0,91
118	90	140	24	2,5	57200	39000	4800	5600	1,20
119	95	145	24	2,5	60500	41500	4500	5300	1,60
120	100	150	24	2,5	60500	41500	4300	5000	1,60
Легкая узкая серия диаметров 2									
7000101	12	28	7	0,5	5070	2240	26000	32000	0,018
7000102	15	32	8	0,5	5590	2500	22000	28000	0,025
7000103	17	35	8	0,5	6050	2800	19000	24000	0,030
7000105	25	47	8	0,5	7610	4000	14000	17000	0,060
7000106	30	55	9	0,5	11200	5850	12000	15000	0,10
7000107	35	62	9	0,5	12400	6950	10000	13000	0,11
7000108	40	68	9	0,5	13300	7800	9500	12000	0,13
7000109	45	75	10	1,0	15600	9300	9000	11000	0,20
7000110	50	80	10	1,0	16300	10000	8500	10000	0,21
7000111	55	90	11	1,0	17000	11700	7500	9000	0,28
7000112	60	95	11	1,0	18600	12500	6700	8000	0,29
7000113	65	100	11	1,0	19000	13000	6300	7500	0,38
7000114	70	110	13	1,0	22200	15300	6000	7000	0,45

Продолжение таблицы **П.2.1**

Обозначение подшипника	d	D	B	r	C	C_0	$n_{пред}$, мин$^{-1}$, при смазочном материале		m, кг
	мм				Н		пластичном	жидком	
304	20	52	15	2,0	15900	7800	13000	16000	0,14
305	25	62	17	2,0	22500	11400	11000	14000	0,23
306	30	72	19	2,0	28100	14600	9000	11000	0,34
307	35	80	21	2,5	33200	18000	8500	10000	0,44
308	40	90	23	2,5	41000	22400	7500	9000	0,63
309	45	100	25	2,5	52700	30000	6700	8000	0,83
310	50	110	27	3,0	61800	36000	6300	7500	1,08
311	55	120	29	3,0	71500	41500	5600	6700	1,35
312	60	130	31	3,5	81900	48000	5000	6000	1,70
313	65	140	33	3,5	92300	56000	4800	5600	2,11
314	70	150	35	3,5	104000	63000	4500	5300	2,60
315	75	160	37	3,5	112000	72500	4300	5000	3,10
316	80	170	39	3,5	124000	80000	3800	4500	3,60
317	88	180	41	4,0	133000	90000	3600	4300	4,30
318	90	190	43	4,0	143000	99000	3400	4000	5,10
319	95	200	45	4,0	153000	110000	3200	3800	5,70
320	100	215	47	4,0	174000	132000	3000	3600	7,0
Тяжелая узкая серия диаметров 4									
403	17	62	17	2,0	22900	11800	12000	15000	0,27
405	25	80	21	2,5	36400	20400	9000	11000	0,50
406	30	90	23	2,5	47000	26700	8500	10000	0,72
407	35	100	25	2,5	55300	31000	7000	8500	0,93
408	40	110	27	3,0	63700	36500	6700	8000	1,20
409	45	120	29	3,0	76100	45500	6000	7000	1,52
410	50	130	31	3,5	87100	52000	5300	6300	1,91
411	55	140	33	3,5	100000	63000	5000	6000	2,30
412	60	150	35	3,5	108000	70000	4800	5600	2,80
413	65	160	37	3,5	119000	78100	4500	5300	3,40
414	70	180	42	4,0	143000	105000	3800	4500	5,30
416	80	200	48	4,0	163000	125000	3400	4000	7,00
417	85	210	52	5,0	174000	135000	3200	3800	8,00

Таблица П.2.2. **Подшипники шариковые радиальные однорядные с одной защитной шайбой (ГОСТ 7242—81)**



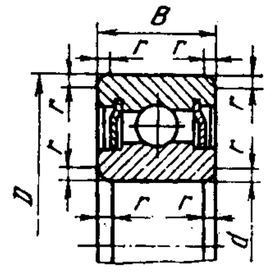
Обозначение подшипника	d	D	B	r	C	C_0	$n_{пред}$, мин$^{-1}$	m, кг
	мм				Н			
Особолегкая серия диаметров 1								
60018	8	22	7	0,5	3250	1340	32000	0,0015
60104	20	42	12	1,0	9360	4500	17000	0,070
60106	30	55	13	1,5	13300	6800	12000	0,119
60120	100	150	24	2,5	60500	41500	4300	1,250
Легкая серия диаметров 2								
60024	4	13	5	0,3	900	415	38000	0,004
60025	5	16	5	0,5	1480	740	36000	0,006
60026	6	19	6	0,5	2170	1160	32000	0,010
60027	7	22	7	0,5	3250	1350	30000	0,012
60029	9	26	8	1,0*	4620	1960	26000	0,020
60200	10	30	9	1,0	5900	2650	24000	0,032
60201	12	32	10	1,0	6890	3100	22000	0,037
60202	15	35	11	1,0	7800	3550	19000	0,045
60203	17	40	12	1,0	9560	4500	17000	0,065
60204	20	47	14	1,5	12700	6200	15000	0,107
60205	25	52	15	1,5	14000	6950	12000	0,128
60206	30	62	16	1,5	19500	10000	10000	0,201
60207	35	72	17	2,0	25500	13700	9000	0,290
60208	40	80	18	2,0	32000	17800	8500	0,367
60209	45	85	19	2,0	33200	18600	7500	0,410
60210	50	90	20	2,0	35100	19800	7000	0,464
60212	60	110	22	2,5	52000	31000	6000	0,787
60214	70	125	24	2,5	61800	37500	5000	1,090

Продолжение таблицы **П.2.2**

Обозначение подшипника	d	D	B	r	C	C_0	$n_{пред}$, мин$^{-1}$	m, кг
	мм				Н			
60215	75	130	25	2,5	66300	41000	4800	1,190
60220	100	180	34	3,5	124000	79000	3400	3,216
Средняя серия диаметров 3								
60302	15	43	13	1,5	11400	5400	17000	0,082
60303	17	47	14	1,5	13500	6650	16000	0,116
60304	20	52	15	2,0	15900	7800	13000	0,144
60305	25	62	17	2,0	22500	11400	11000	0,232
60306	30	72	19	2,0	28100	14600	9000	0,350
60307	35	80	21	2,5	33200	18000	8500	0,460
60308	40	90	23	2,5	41000	22400	7500	0,635
60309	45	100	25	2,5	52700	30000	6700	0,833
60310	50	110	27	3,0	61800	36000	6300	1,075
60311	55	120	29	3,0	71500	41500	5600	1,380
60314	70	150	35	3,5	104000	63000	4500	2,530

* На внутреннем кольце $r = 0,5$ мм

Таблица П.2.3. **Подшипники шариковые радиальные однорядные с одной защитной шайбой (ГОСТ 7242—81)**



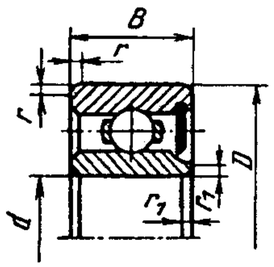
Обозначение подшипника	d	D	B	r	C	C_0	$n_{пред}$, мин$^{-1}$	m, кг
	мм				Н			
Особолегкая серия диаметров 1								
80018	8	22	7	0,5	3250	1340	32000	0,0115
80019	9	24	7	0,5	3710	1540	30000	0,0118
80104	20	42	12	1,0	9360	4500	17000	0,070
80106	30	55	13	1,5	13300	6800	12000	0,119
80107	35	62	14	1,5	15900	8500	10000	0,159
80108	40	68	15	1,5	16800	9300	9500	0,195
Легкая серия диаметров 2								
80023	3	10	4	0,3	490	217	40000	0,002

Продолжение таблицы П.2.3

Обозначение подшипника	d	D	B	r	C	C_0	$n_{пред}$, мин$^{-1}$	m, кг
	мм				Н			
80024	4	13	5	0,3	900	415	38000	0,004
80027	7	22	7	0,5	3250	1350	30000	0,012
80029	9	26	8	1,0*	4620	1960	26000	0,020
80200	10	30	9	1,0	5900	2650	24000	0,032
80201	12	32	10	1,0	6890	3100	22000	0,037
80202	15	35	11	1,0	7800	3550	19000	0,045
80203	17	40	12	1,0	9560	4500	17000	0,065
80204	20	47	14	1,5	12700	6200	15000	0,107
80205	25	52	15	1,5	14000	6950	12000	0,128
80206	30	62	16	1,5	19500	10000	10000	0,201
80208	40	80	18	2,0	32000	17800	8500	0,367
80209	45	85	19	2,0	33200	18600	7500	0,410
80212	60	110	22	2,5	52000	31000	6000	0,787
80213	65	120	23	2,5	56000	34000	5300	0,995
80215	75	130	25	2,5	66300	41000	4800	1,190
80218	90	160	30	3,0	95600	62000	3800	2,160
80220	100	180	34	3,5	124000	79000	3400	2,160

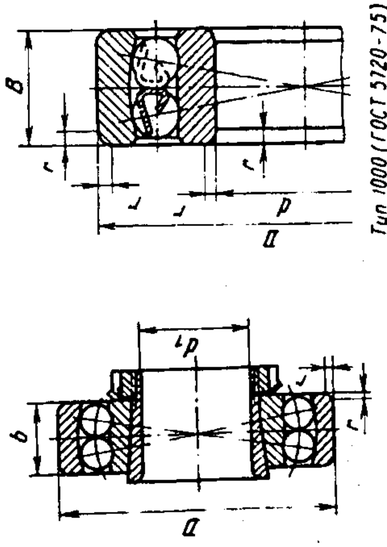
* На внутреннем кольце $r = 0,5$ мм

Таблица П.2.4. **Подшипники шариковые радиальные однорядные с односторонним уплотнением (ГОСТ 8882—75)**



Обозначение подшипника	d	D	B	r	r_1	C	C_0	$n_{пред}$, мин$^{-1}$	m, кг
	мм					Н			
Легкая особоширокая серия									
3160202	15	35	15,9	1,0	0,5	7800	3550	13000	0,060
Легкая широкая серия									
160501	12	32	14	1,0	0,5	6700	2920	15000	0,050
160505	25	52	18	1,5	1,5	14000	6950	8500	0,150
160506	30	62	20	1,5	1,5	19500	10000	7500	0,300
160507	35	72	23	2,0	2,0	25500	13700	6300	0,390
160508	40	80	23	2,0	2,0	30300	16600	5600	0,450

Таблица П.2.5. **Подшипники шариковые радиальные сферические двухрядные**



Обозначение подшипников типа		d	d_1	D	B	L	r	C	C_0	e	Y^*	Y_0	$n_{пред}$, мин$^{-1}$, при смазочном материале		Масса, кг, подшипника типа		
		мм						Н					пластичном	жидком	1000	11000	111000
Легкая узкая серия диаметров 2																	
1005	—	5	—	19	6	—	0,5	2150	540	0,34	1,87/2,90	1,96	32000	38000	0,009	—	—
1006	—	6	—	19	6	—	0,5	2150	540	0,34	1,87/2,90	1,96	32000	38000	0,009	—	—
1007	—	7	—	22	7	—	0,5	2650	655	0,33	1,89/2,92	1,98	30000	36000	0,014	—	—
1008	—	8	—	22	7	—	0,5	2650	655	0,33	1,89/2,92	1,98	30000	36000	0,014	—	—
1009	—	9	—	26	8	—	1,0	3900	930	0,34	1,87/2,88	1,95	26000	32000	0,022	—	—
1200	—	10	—	30	9	—	1,0	5530	1370	0,32	1,96/3,03	2,05	24000	30000	0,034	—	—
1201	—	12	—	32	10	—	1,0	5590	1500	0,33	1,88/2,92	1,97	22000	28000	0,040	—	—
1202	—	15	—	35	11	—	1,0	7410	2040	0,33	1,90/2,94	1,99	19000	24000	0,049	—	—
1203	—	17	—	40	12	—	1,5	7930	2420	0,31	2,05/3,18	2,15	18000	22000	0,073	—	—

Продолжение таблицы П.2.5

Обозначение подшипников типа			d	d_1	D	B	L	r	C	C_0	e	Y^*	Y_0	$n_{пред}$, мин$^{-1}$, при смазочном материале		Масса, кг, подшипника типа		
1000	11000	111000	мм						Н					пластичном	жидком	1000	11000	111000
1204	—	—	20	—	47	14	—	1,5	9950	3180	0,27	2,31/3,57	2,42	15000	18000	0,120	—	—
1205	11204	111205	25	20	52	15	26	1,5	12100	4000	0,27	2,32/3,60	2,44	13000	16000	0,141	0,21	0,138
1206	11205	111206	30	25	62	16	27	1,5	15600	5800	0,24	2,58/3,99	2,70	10000	13000	0,220	0,31	0,216
1207	11206	111207	35	30	72	17	29	2,0	15900	6600	0,23	2,74/4,24	2,87	9000	11000	0,323	0,45	0,317
1208	11207	111208	40	35	80	18	31	2,0	19000	8550	0,22	2,87/4,44	3,01	8500	10000	0,417	0,61	0,411
1209	11208	111209	45	40	85	19	33	2,0	21600	9600	0,21	2,97/4,60	3,11	7500	9000	0,465	0,71	0,459
1210	11209	111210	50	45	90	20	35	2,0	22900	10800	0,21	3,13/4,85	3,28	7000	8500	0,525	0,81	0,515
1211	11210	111211	55	50	100	21	37	2,5	26500	13300	0,20	3,23/5,00	3,39	6300	7500	0,715	1,04	0,693
1212	11211	111212	60	55	110	22	38	2,5	30200	15500	0,19	3,41/5,27	3,57	5600	6700	0,900	1,29	0,885
1213	11212	111213	65	60	120	23	40	2,5	31200	17200	0,17	3,71/5,73	3,88	5300	6300	1,150	1,61	1,130
1214	—	—	70	—	125	24	—	2,5	34500	18700	0,18	3,51/5,43	3,68	5000	6000	1,260	—	—
1215	11213	111215	75	65	130	25	43	2,5	39000	21500	0,18	3,60/5,57	3,77	4800	5600	1,360	2,20	1,340
1216	11214	111216	80	70	140	26	46	3,0	39700	23500	0,16	3,94/6,11	4,13	4500	5300	1,670	2,70	1,640
1217	11215	111217	85	75	150	28	50	3,0	48800	28500	0,17	3,69/5,71	3,87	4000	4800	2,070	3,30	2,040
1218	11216	111218	90	80	160	30	52	3,0	57200	32000	0,17	3,76/5,82	3,94	3800	4500	2,520	3,90	2,480
—	11217	111219	95	85	170	32	55	3,5	63700	37000	0,17	3,68/5,69	3,85	3600	4300	3,100	4,60	3,050
1220	11218	111220	100	90	180	34	58	3,5	68900	40500	0,17	3,64/5,63	3,81	3400	4000	3,700	5,50	3,640

Продолжение таблицы П.2.5

Обозначение подшипников типа			d	d_1	D	B	L	r	C	C_0	e	Y^*	Y_0	$n_{пред}$, мин$^{-1}$, при смазочном материале		Масса, кг, подшипника типа		
1000	11000	111000	мм						Н					пластичном	жидком	1000	11000	111000
Легкая широкая серия диаметров 5																		
1500	—	—	10	—	30	14	—	1,0	7280	1760	0,65	0,97/1,50	1,02	22000	28000	0,047	—	—
1506	11505	111506	30	25	62	20	31	1,5	15300	5700	0,39	1,59/2,47	1,67	9500	12000	0,0260	0,38	0,396
1507	11506	111507	35	30	72	23	35	2,0	21600	8200	0,37	1,69/2,62	1,77	8500	10000	0,403	0,56	0,254
1508	—	—	40	—	80	23	—	2,0	22500	9450	0,33	1,90/2,99	1,99	7500	9000	0,505	—	—
1509	—	—	45	—	85	23	—	2,0	23400	10700	0,31	2,06/3,18	2,16	7000	8500	0,545	—	—
1510	—	—	50	—	90	23	—	2,0	23400	11500	0,28	2,20/3,41	2,31	6300	7500	0,590	—	—
1516	—	—	80	—	140	33	—	3,0	48800	27000	0,25	2,49/3,85	2,61	4000	4800	2,010	—	—
1517	—	—	85	—	150	36	—	3,0	58500	31500	0,25	2,48/3,84	2,60	3800	4500	2,500	—	—
Средняя узкая серия диаметров 3																		
1300	—	—	10	—	35	11	—	1,0	7250	2000	0,33	1,91/2,96	2,00	18000	22000	0,058	—	—
1301	—	—	12	—	37	12	—	1,5	9360	2600	0,35	1,81/2,80	1,90	18000	22000	0,067	—	—
1302	—	—	15	—	42	13	—	1,5	9560	2800	0,33	1,89/2,92	1,98	17000	20000	0,094	—	—
1303	—	—	17	—	47	14	—	1,5	12500	3660	0,33	1,92/2,97	2,01	14000	17000	0,130	—	—
1304	—	—	20	—	52	15	—	2,0	12500	3660	0,29	2,17/3,35	2,27	12000	15000	0,163	—	—
1305	—	—	25	—	62	17	—	2,0	17800	6000	0,28	2,26/3,49	2,36	9500	13000	0,257	—	—
1306	11305	111306	30	25	72	19	31	2,0	21200	7700	0,26	2,46/3,80	2,58	9000	11000	0,387	0,50	0,381
1307	11306	111307	35	35	30	80	21	35	25100	9800	0,25	2,57/3,98	2,69	7500	9000	0,502	0,67	0,502
1308	11307	111308	40	40	35	90	23	36	29600	12200	0,24	2,61/4,05	2,74	6700	8000	0,715	0,91	0,704

Продолжение таблицы П.2.5

Обозначение подшипников типа			d	d_1	D	B	L	r	C	C_0	e	Y^*	Y_0	$n_{пред}$, мин$^{-1}$, при смазочном материале		Масса, кг, подшипника типа		
1000	11000	111000	мм						Н					пластичном	жидком	1000	11000	111000
1309	11308	111309	45	40	100	25	39	2,5	37700	15900	0,25	2,54/3,93	2,66	6300	7500	0,957	1,91	0,942
1310	11309	111310	50	45	110	27	42	3,0	43600	17500	0,24	2,69/2,14	2,80	5600	6700	1,210	1,49	1,190
1311	11310	111311	55	50	120	29	45	3,0	50700	22500	0,23	2,70/4,17	2,82	5000	6000	1,580	1,91	1,560
1312	11311	111312	60	55	130	31	47	3,5	57200	26500	0,23	2,80/4,33	2,93	4500	5300	1,960	2,30	1,930
1313	11312	111313	65	60	140	33	50	3,5	61800	29500	0,23	2,79/4,31	2,92	4300	5000	2,450	2,90	2,410
1314	—	—	70	—	150	35	—	3,5	74100	35500	0,22	2,81/4,35	2,95	4000	4800	2,990	—	—
1315	11313	111315	75	65	160	37	55	3,5	79300	38500	0,22	2,84/4,39	2,97	3800	4500	3,560	4,40	3,510
1316	11314	111316	80	70	170	39	59	3,5	88400	42000	0,22	2,92/4,52	3,06	3600	4300	4,180	5,20	4,120
1317	—	—	85	—	180	41	—	4,0	97500	48500	0,22	2,90/4,49	3,04	3400	4000	4,980	—	—
1318	11316	111318	90	80	190	43	65	4,0	117000	56000	0,22	2,82/4,36	2,95	3200	3800	5,800	7,10	5,710
1320	11318	111320	100	90	215	47	71	4,0	143000	72000	0,24	2,67/4,14	2,80	2800	3400	8,300	10,00	8,190

Продолжение таблицы П.2.5

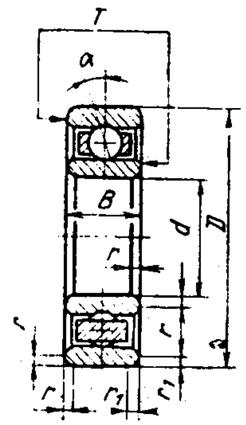
Обозначение подшипников типа			d	d_1	D	B	L	r	C	C_0	e	Y^*	Y_0	$n_{пред}$, мин$^{-1}$, при смазочном материале		Масса, кг, подшипника типа		
1000	11000	111000	мм						Н					пластичном	жидком	1000	11000	111000
Средняя широкая серия диаметров 6																		
1605	—	—	25	—	62	24	—	2,0	24200	7500	0,47	1,34/2,07	1,40	9500	12000	0,350	—	—
1606	—	111606	30	—	72	27	—	2,0	31200	10000	0,44	1,43/2,22	1,50	8500	10000	0,500	—	0,489
1607	11606	111607	35	30	80	31	43	2,5	39700	12900	0,46	1,36/2,11	1,43	7000	8500	0,675	0,86	0,657
1608	—	111608	40	—	90	33	—	2,5	44900	15700	0,43	1,46/2,25	1,52	6300	7500	0,925	—	0,903
1609	—	—	45	—	100	36	—	2,5	54000	19400	0,42	1,51/2,33	1,58	5600	6700	1,230	—	—
1610	11609	111610	50	45	110	40	55	3,0	63700	23600	0,43	1,48/2,29	1,55	5300	6300	1,640	2,00	1,600
1611	—	—	55	—	120	43	—	3,0	76100	28000	0,41	1,53/2,36	1,60	4500	5600	2,100	—	—
1612	11611	111612	60	55	130	46	62	3,5	87100	33000	0,40	1,56/2,41	1,63	4000	5000	2,600	3,10	2,530
1613	—	—	65	—	140	48	—	3,5	95600	38500	0,38	1,65/2,55	1,73	3600	4500	3,200	—	—
1614	—	—	70	—	150	51	—	3,5	111100	44500	0,38	1,68/2,59	1,76	3200	4000	3,900	—	—
1616	—	—	80	—	170	58	—	3,5	135000	58000	0,37	1,68/2,61	1,76	2600	3200	6,100	—	—

* В числителе для $F_a/(VF_r) \le e$, в знаменателе для $F_a/(VF_r) > e$.

1. Эквивалентная нагрузка: динамическая $P = XF_r + YF_a$; статическая $P_0 = F_r + Y_0F_a$.

2. Для $F_a/(VF_r) \le e$ $X = 1{,}0$, для $F_a/(VF_r) > e$ $X = 0{,}65$.

Таблица П.2.6. **Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные (ГОСТ 831—75).** $\alpha = 12°$



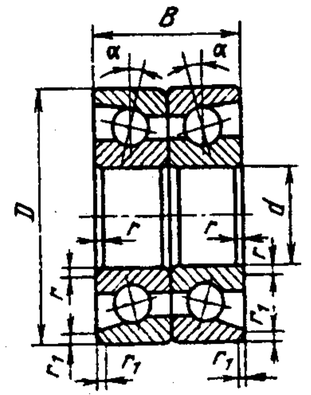
Обозначение подшипника	d	D	B	T	r	r_1	C	C_0	$n_{пред}$, мин$^{-1}$, при смазочном материале		m, кг
	мм						Н		пластичном	жидком	
Особолегкая серия диаметров 1											
36100	10	26	8	8	0,5	0,3	5030	2180	34000	46000	0,020
36101	12	28	8	8	0,5	0,3	5450	2450	34000	46000	0,025
36102	15	32	9	9	0,5	0,3	6290	2990	30000	40000	0,030
36103	17	35	10	10	0,5	0,3	7230	3510	28000	36000	0,040
36104	20	42	12	12	1,0	0,5	10600	5320	22000	30000	0,070
36105	25	47	12	12	1,0	0,5	11800	6290	19000	24000	0,080
36106	30	55	13	13	1,5	0,8	15300	8570	17000	22000	0,120
36107	35	62	14	14	1,5	0,8	19100	11300	16000	20000	0,160
Легкая узкая серия диаметров 2											
36201	12	32	10	10	1,0	0,5	7150	3340	24000	32000	0,040
36202	15	35	11	11	1,0	0,5	8150	3830	24000	32000	0,050
36203	17	40	12	12	1,0	0,5	12000	6120	18000	24000	0,070
36204	20	47	14	14	1,5	0,8	15700	8310	16000	20000	0,110
36205	25	52	15	15	1,5	0,8	16700	9100	13000	17000	0,135
36206	30	62	16	16	1,5	0,8	22000	12000	11000	16000	0,200
36207	35	72	17	17	2,0	1,0	30800	17800	10000	12000	0,240
36208	40	80	18	18	2,0	1,0	38900	23200	9500	13000	0,370
36209	45	85	19	19	2,0	1,0	41200	25100	9000	12000	0,425
36210	50	90	20	20	2,0	1,0	43200	27000	8000	11000	0,480
36211	55	100	21	21	2,5	1,2	58400	34200	7000	9500	0,630
36212	60	110	22	22	2,5	1,2	61500	39300	6300	8500	0,800
36214	70	125	24	24	2,5	1,2	80200	54800	6000	8000	1,100
36216	80	140	26	26	3,0	1,5	93600	65000	5600	7500	1,475

Продолжение таблицы **П.2.6**

Обозначение подшипника	d	D	B	T	r	r_1	C	C_0	$n_{пред}$, мин$^{-1}$, при смазочном материале		m, кг
	мм						Н		пластичном	жидком	
36217	85	150	28	28	3,0	1,5	101000	70800	5000	6700	1,840
36218	90	160	30	30	3,0	1,5	118000	83000	4800	6300	2,260
36219	95	170	32	32	3,5	2,0	134000	95000	4300	5600	2,630
Средняя узкая серия диаметров 3											
36302	15	42	13	13	1,5	0,8	13600	6800	16000	20000	0,093
36303	17	47	14	14	1,5	0,8	17300	8700	13000	17000	0,122
36308	40	90	23	23	2,5	1,2	53900	32800	7000	9500	0,695
36318	90	190	43	43	4,0	2,0	189000	145000	2800	3600	5,650

Примечание. Эквивалентная нагрузка: динамическая $P = VF_r$ при $F_a/(VF_r) \le e$, $P = 0{,}45F_r + YF_a$ при $F_a/(VF_r) > e$; статическая $P_0 = F_r$; $P = 0{,}5F_r + 0{,}47F_a$; при $P < F_r$ принимают $P_0 = F_r$

Таблица П.2.7. **Подшипники шариковые радиально-упорные сдвоенные (ГОСТ 832—78)**



Обозначение подшипника	d	D	B	r	r_1	C	C_0	$n_{пред}$, мин$^{-1}$, при смазочном материале		m, кг
	мм					Н		пластичном	жидком	
Тип 236200; легкая узкая серия диаметров 2; $\alpha = 12°$										
236203	17	40	24	1,0	0,3	19500	12200	13000	18000	0,125
236204	20	47	28	1,5	0,5	25400	16600	12000	17000	0,203
236205	25	52	30	1,5	0,5	27200	18100	11000	16000	0,244

Продолжение таблицы **П.2.7**

Обозначение подшипника	d	D	B	r	r_1	C	C_0	$n_{пред}$, мин$^{-1}$, при смазочном материале		m, кг
	мм					Н		пластичном	жидком	
236206	30	62	32	1,5	0,5	37700	26100	10000	13000	0,410
236207	35	72	34	2,0	1,0	50000	35500	10000	13000	0,577
236208	40	80	36	2,0	1,0	63200	46400	9500	12000	0,720
236210	50	90	40	2,0	1,0	70200	54200	8000	10000	0,893
236211	55	100	42	2,5	1,2	86800	68500	6700	9000	1,200
236214	70	125	48	2,5	1,2	130000	110000	5300	7000	2,190
236217	85	150	56	3,0	1,5	164000	142000	4000	5000	3,360
236219	95	170	64	3,5	2,0	218000	190000	3200	4000	5,200
Тип 436200; легкая узкая серия диаметров 2; $\alpha = 12°$										
436201	12	32	20	1,0	0,3	11600	6600	20000	26000	0,080
436203	17	40	24	1,0	0,3	19500	12200	13000	18000	0,125
436204	20	47	28	1,5	0,5	25400	16600	12000	17000	0,200
436205	25	52	30	1,5	0,5	27200	18100	11000	16000	0,244
436206	30	62	32	1,5	0,5	37700	26100	10000	13000	0,391
436207	35	72	34	2,0	1,0	50000	35500	9500	12000	0,578
436208	40	80	36	2,0	1,0	63200	46400	9000	11000	0,740
436209	45	85	38	2,0	1,0	67000	50300	8000	10000	0,840
436210	50	90	40	2,0	1,0	70200	54200	7000	9000	0,940
436211	55	100	42	2,5	1,2	86800	68500	6700	8500	1,200
436212	60	110	44	2,5	1,2	100000	78600	6000	7500	1,540
436213	65	120	46	2,5	1,2	115000	93300	5000	6300	1,960
436215	75	130	50	2,5	1,2	137000	117000	4000	5000	2,780

Примечания: 1. Эквивалентная нагрузка для подшипника типа 236200: динамическая $P = VF_r + YF_a$ при $F_a/(VF_r) \le e$, $P = 0{,}74F_r + YF_a$ при $F_a/(VF_r) > e$; статическая $P_0 = F_r$; $P_0 = F_r + 0{,}94F_a$; при $P < F_r$ принимают $P_0 = F_r$

2. Эквивалентная нагрузка для подшипника типа 436200: динамическая $P = VF_r$ при $F_a/(VF_r) \le e$, $P = 0{,}45F_r + YF_a$ при $F_a/(VF_r) > e$; статическая $P_0 = F_r$; $P_0 = 0{,}5F_r + 0{,}47F_a$; при $P_0 < F_r$ принимают $P_0 = F_r$

Таблица П.3.1. **Значения эвольвентной функции**

Угловые минуты	Угол α, град: 15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
	inv α = tgα – α — значения эвольвентной функции × 10^3										
0	6,149	7,493	9,025	10,760	12,715	14,904	17,345	20,054	23,049	26,350	29,975
5	6,255	7,613	9,161	10,915	12,888	15,098	17,560	20,292	23,312	26,639	30,293
10	6,361	7,774	9,299	11,071	13,063	15,293	17,777	20,533	23,577	26,931	30,613
15	6,469	7,857	9,439	11,228	13,240	15,490	17,996	20,775	23,845	27,225	30,935
20	6,577	7,982	9,580	11,387	13,418	15,689	18,217	21,019	24,114	27,521	31,260
25	6,687	8,107	9,722	11,547	13,598	15,890	18,440	21,266	24,386	27,820	31,587
30	6,799	8,234	9,866	11,709	13,779	16,092	18,665	21,514	24,660	28,121	31,917
35	6,911	8,362	10,012	11,873	13,296	16,296	18,891	21,765	24,936	28,424	32,249
40	7,023	8,492	10,158	12,038	14,148	16,502	19,120	22,018	25,214	28,729	32,583
45	7,140	8,623	10,307	12,205	14,334	16,710	19,350	22,272	25,495	29,037	32,920
50	7,256	8,756	10,456	12,373	14,523	16,920	19,583	22,529	25,778	29,348	33,260
55	7,374	8,889	10,608	12,543	14,713	17,132	19,817	22,788	26,062	29,660	33,602

Приложение 4

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС В СИСТЕМЕ "PLASTIC GEARING TECHNOLOGY"

Приведен порядок расчета размеров пластмассовых зубчатых колес в системе PGT. Система обеспечивает равновеликую толщину у основания зубьев пар сопряженных колес, исключает подрез зубьев и снижает изгибные напряжения применением исходного производящего контура с полностью скругленной впадиной. Применение модифицированных исходных контуров PGT-2, PGT-3 и PGT-4 с увеличенной высотой зубьев предотвращает интерференцию при повышенной температуре и содержании воды и уменьшение коэффициента перекрытия ниже допустимого значения при пониженной температуре.

По формулам табл. П.4.1 рассчитывают диаметр окружности вершин зубьев d_a, а затем производят проверку по нижеприведенной формуле (П. 4.1) и принимают в качестве фактического меньший из рассчитанных диаметров:

$$d_{a\max} = z\ \mathrm{tg}\alpha / 1{,}017P\cos\phi_1\ , \qquad (П.4.1)$$

где d_a — диаметр окружности вершин зубьев, P — диаметральный питч, z — число зубьев, s — окружная толщина зуба на делительной окружности, $d_{a\max}$ — максимальный допустимый диаметр вершин зубьев, ϕ_1 — угол, инволюта которого равна

$$\mathrm{inv}\ \phi_1 = \frac{sP}{z} + \mathrm{inv}\ \alpha. \qquad (П.4.2)$$

По формулам таблицы П.4.2 определяется диаметр окружности впадин d_f для колес с принятой для расчета формой зуба.

При использовании в расчетах данных табл. П.4.3. можно быть уверенным в отсутствии подрезания зубьев, что особенно важно для колес с малым числом зубьев.

В таблицах П.4.4—П.4.7. приведены параметры зубчатых колес с малым числом зубьев, при которых обеспечивается отсутствие подрезания при изготовлении. Если зубчатое колесо имеет толщину зуба меньше указанной в таблицах П.4.4—П.4.7, а число зубьев больше максимального значения, приведенного в таблицах, необходимо убедиться, что толщина зуба не меньше допускаемого минимума, использовав формулы табл. П.4.3.

Для силовых передач с пластмассовыми зубчатыми колесами необходимо обеспечить одинаковую прочность зубьев шестерни и колеса. При расчете зубчатых колес с формой зубьев PGT-1 используются следующие формулы:

1. Если $z_1 < 35$ и $z_2 < 35$, тогда

$$s_1 = \frac{2{,}3329 - (0{,}0219z_1)}{P}\ ; \qquad (П.4.3)$$

$$s_2 = \frac{2{,}3329 - (0{,}0219z_2)}{P}\ . \qquad (П.4.4)$$

2. Если $z_1 < 35$ и $z_2 \geq 35$, тогда

$$s_1 = \frac{2{,}3329 - (0{,}0219z_1)}{P}\ ; \qquad (П.4.5)$$

$$s_2 = \frac{z_1}{P}\left(\frac{2{,}1922 - (0{,}0066z_1)}{z_2 - 2{,}0938} + \mathrm{inv}\ \phi_2 - 0{,}01490438\right). \qquad (П.4.6)$$

3. Если $z_1 \geq 35$ и $z_2 \geq 35$, тогда

$$s_1 = \left(\frac{z_1\,(z_2 - 2{,}0938)}{z_1 - 2{,}0938}\right)\left(\frac{s_2}{z_2} + \frac{\mathrm{inv}\ \alpha - \mathrm{inv}\ \phi_2}{P}\right) - z_1\left(\frac{\mathrm{inv}\ \alpha - \mathrm{inv}\ \phi_1}{P}\right), \qquad (П.4.7)$$

где s_1 — окружная толщина зуба шестерни, s_2 — окружная толщина зуба колеса, z_1 — число зубьев шестерни, z_2 — число зубьев колеса, P — диаметральный питч.

$$\phi_1 = \arccos\left(\frac{z_1\cos\alpha}{z_1 - 2{,}0938}\right); \qquad (П.4.8)$$

$$\phi_2 = \arccos\left(\frac{z_2\cos\alpha}{z_2 - 2{,}0938}\right). \qquad (П.4.9)$$

Расчет модификаций косозубых зубчатых колес по системе PGT производится с использованием формул таблиц П.4.8—П.4.10; порядок расчета нормальной окружной толщины зуба с

выравненным уровнем прочности зубьев шестерни и колеса изложен ниже.

1. Шестерня и колесо имеют число зубьев меньшее, чем рассчитано по формуле

$$z = \frac{2{,}0938\ \cos\beta}{1 - \cos\phi}, \qquad (П.4.10)$$

тогда

$$s_{n1} = \frac{1}{P_n}\left[2{,}3329 - \frac{\mathrm{tg}\alpha\ z_1\ (1 - \cos\phi)}{\cos\beta}\right]; \qquad (П.4.11)$$

$$s_{n2} = \frac{1}{P_n}\left[2{,}3329 - \frac{\mathrm{tg}\alpha\ z_2\ (1 - \cos\phi)}{\cos\beta}\right]. \qquad (П.4.12)$$

2. Шестерня имеет число зубьев меньшее, а колесо — большее, чем рассчитанное по формуле (П.4.10), тогда

$$s_{n1} = \frac{1}{P_n}\left[2{,}3329 - \frac{\mathrm{tg}\alpha\ z_1\ (1 - \cos\phi)}{\cos\beta}\right]; \qquad (П.4.13)$$

$$s_{n2} = \frac{z_2}{P_n}\left[\frac{P_n\ B\cos\beta}{z_2 - (2{,}0938\ \cos\beta)} + \mathrm{inv}\phi_2 - \mathrm{inv}\phi\right]. \qquad (П.4.14)$$

3. Каждое из пары колес (шестерня и колесо) имеет число зубьев большее, чем рассчитанное по формуле (П.4.10), тогда

$$s_{n1} = \left\{\frac{z_1\ [z_2 - (2{,}0938\ \cos\beta)]\ B\cos\beta}{z_1 - (2{,}0938\ \cos\beta)}\right\} \times \times\left[\frac{s_{n2}}{z_2} + \frac{\mathrm{inv}\phi - \mathrm{inv}\phi_2}{P_n}\right] - z_1\left[\frac{\mathrm{inv}\phi - \mathrm{inv}\phi_2}{P_n}\right], \qquad (П.4.15)$$

где β — угол наклона, $\phi = \mathrm{arctg}\left(\frac{\mathrm{tg}\,\alpha}{\cos\beta}\right)$; z_1 — число зубьев шестерни; z_2 — число зубьев колеса; s_{n1} — окружная толщина зуба шестерни в нормальном сечении; s_{n2} — толщина зуба колеса в нормальном сечении;

$$\phi_1 = \arccos\left(\frac{z_1\ \cos\phi}{z_1 - (2{,}0938\ \cos\beta)}\right);$$

$$\phi_2 = \arccos\left(\frac{z_2\ \cos\phi}{z_2 - (2{,}0938\ \cos\beta)}\right);$$

$$B = \frac{z_1\ \cos\phi}{P_n\ \cos\beta}\left[\frac{P_n s_{n1}}{z_1} + \mathrm{inv}\ \phi\right].$$

Таблица П.4.1. **Система PGT — диаметр окружности вершин зубьев**

Вариант модификации	d_a
PGT-1	$d_a = \frac{1}{P}(z - 2{,}3158) + (2{,}7475s)$
PGT-2	$d_a = \frac{1}{P}(z - 2{,}0158) + (2{,}7475s)$
PGT-3	$d_a = \frac{1}{P}(z - 1{,}8158) + (2{,}7475s)$
PGT-4	$d_a = \frac{1}{P}(z - 2{,}6158) + (2{,}7475s)$

Примечание: В табл. П.4.1—П.4.3 — P — диаметральный питч; z — число зубьев; s — минимальная окружная толщина зуба на делительной окружности

Таблица П.4.2. **Система PGT — диаметр окружности впадин d_f**

Вариант модификации	d_f
PGT-1	$d_f = \frac{1}{P}(z - 6{,}9758) + (2{,}7475s)$
PGT-2	$d_f = \frac{1}{P}(z - 7{,}2758) + (2{,}7475s)$
PGT-3	$d_f = \frac{1}{P}(z - 7{,}4758) + (2{,}7475s)$
PGT-4	$d_f = \frac{1}{P}(z - 7{,}6758) + (2{,}7475s)$

Таблица П.4.3. **Система PGT — минимальная окружная толщина зуба s**

Вариант модификации	S
PGT-1	$s = \frac{2{,}3329 - (0{,}0426z)}{P}$
PGT-2	$s = \frac{2{,}4793 - (0{,}0426z)}{P}$
PGT-3	$s = \frac{2{,}5768 - (0{,}0426z)}{P}$
PGT-4	$s = \frac{2{,}6751 - (0{,}0426z)}{P}$

Таблица П.4.4. **Система PGT — модификация (PGT-1) для зубчатых колес с малым числом зубьев**

z	s	d_a	d_f
6	2,0773	8,9254	4,7316
7	2,0347	9,9477	5,6145
8	1,9921	10,9578	6,4975
9	1,9495	11,9577	7,3805
10	1,9069	12,9234	8,2634
11	1,8643	13,8064	9,1464
12	1,8217	14,6893	10,0293
13	1,7791	15,5723	10,9123
14	1,7365	16,4553	11,7952
15	1,6939	17,3382	12,6782
16	1,6513	18,2212	13,5611
17	1,6087	19,1041	14,4441
18	1,5708	20,0000	15,3400

Примечание:
1. В табл. П.4.4—П.4.7 — приведены данные для диаметрального питча $P = 1$.
2. s — минимальная окружная толщина зуба.

Таблица П.4.5. **Система PGT — модификация (PGT-2) для зубчатых колес с малым числом зубьев**

z	s	d_a	d_f
6	2.2237	9,0970	4,8338
7	2,1811	10,1247	5,7168
8	2,1385	11,1398	6,5997
9	2,0959	12,1446	7,4827
10	2,0533	13,1405	8,3656
11	2,0107	14,1287	9,2486
12	1,9681	15,1100	10,1316
13	1,9255	16,0852	11,0145
14	1,8829	17,0549	11,8975
15	1,8403	18,0196	12,7804
16	1,7977	18,9234	13,6634
17	1,7551	19,8064	14,5463
18	1,7125	20,6893	15,4293
19	1,6699	21,5723	16,3123
20	1,6273	22,4552	17,1952
21	1,5847	23,3382	18,0782
22	1,5708	24,3000	19,0400

Таблица П.4.6. **Система PGT — модификация (PGT-3) для зубчатых колес с малым числом зубьев**

z	s	d_a	d_f
6	2,3212	9,2103	4,9017
7	2,2786	10,2413	6,1447
8	2,2360	11,2597	6,6676
9	2,1934	12,2677	7,5466
10	2,1508	13,2666	8,4335
11	2,1082	14,2577	9,3165
12	2,0656	15,2419	10,1994
13	2,0230	16,2200	11,0824
14	1,9804	17.1924	11,9653
15	1,9378	18,1598	12,8483
16	1,8952	19,1226	13,7313
17	1,8526	20,0810	14,6142
18	1,8100	21,0355	15,4792
19	1,7674	21,9863	16,3801
20	1,7248	22,9231	17,2631
21	1,6822	23,8061	18,1460
22	1,6396	24,6890	19,0290
23	1,5970	25,5720	19,9120
24	1,5708	26,5000	20,8400

Таблица П.4.7. **Система PGT — модификация (PGT-4) для зубчатых колес с малым числом зубьев**

z	s	d_a	d_f
6	2,4195	9,3236	4,9718
7	2,3769	10,3580	5,8547
8	2,3343	11,3795	6,6377
9	2,2917	12,3907	7,5936
10	2,2491	13,3926	8,5036
11	2,2065	14,3867	9,3826
12	2,1639	15,3737	10,2695
13	2,1213	16,3545	11,1525
14	2,0787	17,3296	12,0354
15	2,0361	18,2996	12,9184
16	1,9935	19,2650	13,8013
17	1,9509	20,2260	14,6843
18	1,9083	21,1830	15,5673
19	1,8657	22,1363	16,4502

z	s	d_a	d_f
20	1,8231	23,0861	17,3332
21	1,7805	24,0326	18,2161
22	1,7379	24,9760	19,0991
23	1,6953	25,9164	19,9820
24	1,6527	26,8541	20,8650
25	1,6101	27,7891	21,7479
26	1,5708	28,7000	22,6400

Таблица П.4.8. **Система PGT — диаметр окружности вершин зубьев косозубых колес**

Вариант модификации	d_a
PGT-1	$d_a = \frac{1}{P_n}\left(\frac{z}{\cos\psi_\beta} - 2{,}3158\right) + (2{,}7475 s_n)$
PGT-2	$d_a = \frac{1}{P_n}\left(\frac{z}{\cos\psi_\beta} - 2{,}0158\right) + (2{,}7475 s_n)$

Примечание: В табл. П.4.8—П.4.10 — P_n — нормальный диаметральный питч; z — число зубьев; β — угол наклона; s_n — окружная толщина зуба по делительной окружности в нормальном сечении.

Таблица П.4.9. **Система PGT — диаметр окружности впадин косозубых колес**

Вариант модификации	d_f
PGT-1	$d_f = \frac{1}{P_n}\left(\frac{z}{\cos\psi_\beta} - 6{,}9758\right) + (2{,}7475 s_n)$
PGT-2	$d_f = \frac{1}{P_n}\left(\frac{z}{\cos\psi_\beta} - 7{,}2758\right) + (2{,}7475 S_n)$

Таблица П.4.10. **Система PGT — минимальная нормальная окружная толщина зуба косозубых зубчатых колес**

Вариант модификации	S_n
PGT-1	$S_n = \frac{1}{P_n}\left(2{,}3329 - \frac{z_2\,(1 - \cos^2\phi)}{2{,}7475\cos\psi}\right)$
PGT-2	$s_n = \frac{1}{P_n}\left(2{,}4793 - \frac{z_2\,(1 - \cos^2\phi)}{2{,}7475\cos\psi}\right)$

Примечание: $\phi = \text{arctg}\left(\frac{\text{tg}\alpha}{\cos\beta}\right)$

Таблица П.5.1. **Коэффициенты перевода единиц измерения из дюймовой системы мер в метрическую (1) и обратно (2)**

Перевод из дюймовой в метрическую	Коэффициент 1	Коэффициент 2	Перевод из метрической в дюймовую
Фут / сек^2	$3{,}048\times10^{-1}$	3,2810	Метр/сек^2 (м/с^2)
Дюйм / сек^2	$2{,}54\times10^{-2}$	$3{,}9370\times10^{1}$	Метр/сек^2 (м/с^2)
Килограмм· сила·метр	9,806650	$1{,}01970\times10^{-1}$	Ньютон×метр (Н·м)
Унция-сила·дюйм	$7{,}061552\times10^{-3}$	$1{,}41613\times10^{2}$	Ньютон×метр (Н·м)
Фунт-сила·дюйм	$1{,}12999848\times10^{-1}$	$8{,}85075\times10^{1}$	Ньютон×метр (Н·м)
Фунт-сила·фут	1,355818	$7{,}40292\times10^{-1}$	Ньютон×метр (Н·м)
Фунт-сила·фут/дюйм	$5{,}337866\times10^{2}$	$1{,}87340\times10^{-2}$	Ньютон×метр/метр (Н·м/м)
Фунт-сила·дюйм/дюйм	4,448222	$2{,}24809\times10^{-1}$	Ньютон×метр/метр (Н·м/м)
Килограмм-сила	9,806650	$1{,}01970\times10^{-1}$	Ньютон (Н)
Унция-сила	$2{,}780139\times10^{-1}$	3,596942	Ньютон (Н)
Фунт-сила	4,448222	$2{,}24809\times10^{-1}$	Ньютон (Н)
Фунт-сила/дюйм	$1{,}751268\times10^{2}$	$5{,}71015\times10^{-3}$	Ньютон/метр (Н/м)
Фунт-сила/фут	$1{,}459390\times10^{1}$	$6{,}85218\times10^{-2}$	Ньютон/метр (Н/м)
Фут	$3{,}048\times10^{-1}$	3,2810	Метр (м)
Дюйм	$2{,}54\times10^{-2}$	$3{,}9370\times10^{1}$	Метр (м)
Микродюйм	$2{,}54\times10^{-8}$	$3{,}9370\times10^{7}$	Метр (м)
Микрометр	$1{,}0\times10^{-6}$	$1{,}0\times10^{6}$	Метр (м)
Миль	$2{,}54\times10^{-5}$	$3{,}9370\times10^{4}$	Метр (м)
Ньютон/квадр.метр	1,0	1,0	Паскаль (Па)
Фунт-сила/квадр.фут	$4{,}788026\times10^{1}$	$2{,}08854\times10^{-2}$	Паскаль (Па)
Фунт-сила/квадр.дюйм	$6{,}894757\times10^{3}$	$1{,}45039\times10^{-4}$	Паскаль (Па)
Градус Фаренгейта	$T_C = (T_F - 32)/1{,}8$	$T_F = 1{,}8T_C + 32$	Градус Цельсия (°С)
Фунт/мин	$5{,}08\times10^{-3}$	$1{,}96850\times10^{3}$	Метр/секунда (м/с)
Фунт-сила/квадр.дюйм	$6{,}894757\times10^{3}$	$1{,}45039\times10^{2}$	Паскаль (Па)
Модуль зацепления	25,4	$3{,}9370\times10^{-2}$	Диаметральный питч (P, P_d)

ТАБЛИЦЫ ДЛЯ ВЫЧИСЛЕНИЯ СТАТИСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

Таблица П.6.1. **Квантили нормального распределения**

$$\Phi(u_p) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{u_p} \exp(-t^2/2)\, dt = p; \quad u_{1-p} = -u_p;$$

здесь p — исследуемая величина; $p = P(t)$

$P(t)$	$u_{P(t)}$	$P(t)$	$u_{P(t)}$	$P(t)$	$u_{P(t)}$
0,50	0,000	0,68	0,468	0,86	1,080
0,51	0,025	0,69	0,496	0,87	1,126
0,52	0,051	0,70	0,524	0,88	1,175
0,53	0,075	0,71	0,553	0,89	1,227
0,54	0,100	0,72	0,583	0,90	1,281
0,55	0,125	0,73	0,613	0,91	1,341
0,56	0,150	0,74	0,643	0,92	1,405
0,57	0,176	0,75	0,674	0,93	1,476
0,58	0,202	0,76	0,706	0,94	1,555
0,59	0,228	0,77	0,739	0,95	1,645
0,60	0,254	0,78	0,772	0,96	1,751
0,61	0,279	0,79	0,806	0,97	1,881
0,62	0,306	0,80	0,842	0,98	2,054
0,63	0,332	0,81	0,878	0,99	2,326
0,64	0,358	0,82	0,915	0,999	3,090
0,65	0,385	0,83	0,954	0,9999	3,720
0,66	0,412	0,84	0,005	0,99999	4,265
0,67	0,440	0,85	1,036		

Таблица П.6.2. **Коэффициенты Стьюдента t_α**

n - 1	α				
	0,90	0,95	0,98	0,99	0,999
1	6,31	12,7	31,8	63,7	636,6
2	2,92	4,30	6,96	9,92	31,6
3	2,35	3,18	4,54	5,84	12,9
4	2,13	2,78	3,75	4,60	8,61
5	2,02	2,57	3,36	4,03	6,87
6	1,94	2,45	3,14	3,71	5,96
7	1,89	2,36	3,00	3,50	5,41
8	1,86	2,31	2,90	3,36	5,04
9	1,83	2,26	2,82	3,25	4,78
10	1,81	2,23	2,76	3,17	4,59
11	1,80	2,20	2,72	3,11	4,44
12	1,78	2,18	2,68	3,05	4,32
13	1,77	2,16	2,65	3,01	4,22
14	1,76	2,14	2,62	2,98	4,14
15	1,75	2,13	2,60	2,95	4,07
16	1,75	2,12	2,58	2,92	4,02
17	1,74	2,11	2,57	2,90	3,97
18	1,73	2,10	2,55	2,88	3,92
19	1,73	2,09	2,54	2,86	3,88
20	1,72	2,09	2,53	2,85	3,85
21	1,72	2,08	2,52	2,83	3,82
22	1,72	2,07	2,51	2,82	3,79
23	1,71	2,07	2,50	2,81	3,77
24	1,71	2,06	2,49	2,80	3,75
25	1,71	2,06	2,49	2,79	3,73
26	1,71	2,06	2,48	2,78	3,71
27	1,70	2,05	2,47	2,77	3,69
28	1,70	2,05	2,47	2,76	3,67
29	1,70	2,05	2,46	2,76	3,66
30	1,70	2,04	2,46	2,75	3,65
32	1,69	2,04	2,45	2,74	3,62
34	1,69	2,03	2,44	2,73	3,60
36	1,69	2,03	2,43	2,72	3,58
38	1,69	2,02	2,43	2,71	3,57
40	1,68	2,02	2,42	2,70	3,55
42	1,68	2,02	2,42	2,70	3,54
44	1,68	2,02	2,41	2,69	3,53
46	1,68	2,01	2,41	2,69	3,52
48	1,68	2,01	2,41	2,68	3,51
50	1,68	2,01	2,40	2,68	3,50
55	1,67	2,00	2,40	2,67	3,48
60	1,67	2,00	2,39	2,66	3,46
65	1,67	2,00	2,39	2,65	3,45

Таблица П.6.3. **Нормированная функция Лапласа**

$$\Phi_0(z) = \frac{1}{2\pi}\int_0^z \exp\,(v^2/2)\,dv$$

z	Сотые доли для z									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
00	0,0000	040	080	120	160	199	239	279	319	359
0,1	398	438	478	517	557	596	636	675	714	753
0,2	793	832	871	910	948	987	.026	.064	.103	.141
0,3	0,1179	217	255	293	331	368	406	443	480	517
0,4	554	591	628	664	700	736	772	808	844	879
0,5	915	950	985	.019	.054	.088	.123	.157	.190	.224
0,6	0,2257	291	324	357	389	422	454	486	517	549
0,7	580	611	642	673	703	734	764	794	823	852
0,8	881	910	939	967	995	.023	.051	.078	.106	.133
0,9	0,3159	186	212	238	264	289	315	340	365	389
1,0	413	437	461	485	508	583	554	577	599	621
1,1	643	665	686	708	729	749	770	790	810	830
1,2	849	869	888	907	925	944	962	980	997	.015
1,3	0,4032	049	066	082	0,99	115	131	147	162	177
1,4	192	207	222	236	251	265	279	292	306	319
1,5	332	345	357	370	382	394	406	418	429	441
1,6	452	463	474	484	495	505	515	525	535	545
1,7	554	564	573	582	591	599	608	616	625	633
1,8	641	649	656	664	671	678	686	693	699	706
1,9	713	719	726	732	738	744	750	756	761	767
2,0	772	778	783	788	793	798	803	808	812	817
2,1	821	826	830	834	838	842	846	850	854	857
	860	864	867	871	874	877	880	883	886	889
	966	474	906	263	545	755	894	962	962	893
2,3	892	895	898	900	903	906	908	911	913	915
	759	559	296	969	581	133	625	060	437	758
2,4	918	920	922	924	926	9288	930	932	934	936
	025	237	397	506	564	572	531	493	309	128
2,5	0,4937	939	941	942	944	946	947	949	950	952
	903	634	323	969	574	139	664	151	600	012
2,6	053	954	956	957	958	959	960	962	963	964
	388	729	035	308	547	754	730	074	189	274

Продолжение таблицы П.6.3.

z	Сотые доли для z									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
2,7	965	966	967	968	969	970	971	971	972	973
	330	358	359	333	280	202	099	972	821	646
2,8	974	975	975	976	977	978	978	979	980	980
	449	229	988	726	443	140	818	476	116	738
2,9	981	981	982	983	983	984	984	985	985	986
	342	929	498	052	589	111	618	110	588	051
3,0	986	986	987	987	988	988	988	989	989	989
	501	938	361	772	171	558	933	297	650	992
3,1	990	990	990	991	991	991	992	992	992	992
	324	646	957	260	553	836	112	378	636	886
3,2	993	993	993	993	994	994	994	994	994	994
	124	363	590	180	024	230	429	623	810	991
3,3	995	995	995	995	995	995	996	996	996	996
	166	335	499	658	811	959	103	242	376	505
3,4	996	996	996	996	997	997	997	997	997	997
	631	752	869	982	091	197	299	398	493	585
3,5	997	997	997	997	997	998	998	998	998	998
	674	759	842	922	999	074	146	215	282	347
3,6	998	998	998	998	998	998	998	998	998	998
	499	469	527	583	637	689	739	787	834	879
3,7	998	998	999	999	999	999	999	999	999	999
	922	964	004	043	080	116	150	184	216	247
3,8	999	999	999	999	999	999	999	999	999	999
	274	305	333	359	385	409	433	456	478	499
3,9	999	999	999	999	999	999	999	999	999	.999
	519	539	557	575	593	609	625	641	655	670
4,0	999	999	999	999	999	999	999	999	999	999
	683	696	709	721	733	744	755	765	775	784
4,1	999	999	999	999	999	999	999	999	999	999
	793	802	811	819	826	834	841	848	854	861
4,2	999	999	999	999	999	999	999	999	999	999
	867	872	878	883	888	893	898	902	907	911
4,3	0,4999	999	999	999	999	999	999	999	999	999
	915	918	922	925	929	932	935	938	941	943

Продолжение таблицы П.6.3.

z	Сотые доли для z									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
4,4	999	999	999	999	999	999	999	999	999	999
	330	358	359	333	280	202	099	972	821	646
4,5	999	999	999	999	999	999	999	999	999	999
	966	968	969	971	972	973	974	969	977	978
5,0	999									
	997									

Примечание. В таблице заданы лишь три последних десятичных знака из четырех; первый из них записан в графе "0" данной строки или выше данной. Если перед последними тремя десятичными знаками стоит точка, то это значит, что первый десятичный знак надо смотреть в графе "0" следующей строки. Например, для $z = 0{,}53$ имеем $\Phi_0(0{,}53) = 0{,}2019$ (а не 1019).

Для значений $2{,}2 \le z \le 5{,}0$ под основными четырьмя десятичными знаками функции $\Phi_0(z)$ даются еще три десятичных знака. Например, при $z = 3{,}51$ находим $\Phi_0(3{,}51) = 0{,}4999$, т.е. $\Phi_0(3{,}51) = 0{,}4999759$

Приложение 7

ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ, ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА КОНСТРУКЦИОННЫХ И АНТИФРИКЦИОННЫХ ТЕРМОПЛАСТОВ И КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ НА ИХ ОСНОВЕ

Таблица П. 7.1. **Конструкционные термопласты и композиционные материалы на их основе**

	Наименование и условное обозначение материала	Плотность, кг/м^3	Торговая марка
1	Полиэтилен высокой плотности (ПЭВП)	960	PE-Schkopau, Baylon, Alkathene, Moplen, Lupolen, Vestolen, Hostalen LD, Naten
2	Полиэтилен низкой плотности (ПЭНП)	920	Liten, Hostalen, Vestolen
3	Высокомолекулярный полиэтилен (ПЭ-ВМ)	916	Hostalen GUR, Lupolen
4	Полипропилен (ПП)	905...910	Hostalen PP, Moplen, Mosten, Noblen, Novolen, Vestolen P, Napryl, Daplen, Shell Pp, Luparen
5	Полиамид 6 (ПА 6) и композиционные материалы на основе ПА 6	1120...1150	Degamid, Durethan, Ultramid B, Miramid, Akulon, Grilon, Гроднамид, Этамид, Капрон
6	Полиамид 66 (ПА 66)	1120...1150	Ultramid A, Maranyl A, Zytel E, Leona, Sylamid, Spalamid
7	Полиамид 11 (ПА 11)	1020...1040	Rilsan B
8	Полиамид 12 (ПА 12)	1010...1020	Rilsan A, Grilamid, Vestamid
9	Полиамид 610 (ПА 610)	1070...1090	Ultramid S
10	Полиамид аморфизированный (ПА(А))	1130...1160	Trogamid T, Ultramid KR, Amidel, Grilamid TR
11	Полиамид 6 стеклонаполненный (ПА 6 + 30% СВ)	1350	Renyl, Zytel, Orgamide
12	Полиамид 66 стеклонаполненный (ПА 6 + 30% СВ)	1350	Durethan, Aculon R, Catalin, Verton RF
13	Поликарбонат (ПК) и композиционные материалы на основе ПК	1070...1230	Makrolon, Orgalan, Lexan, Merlon
14	Полиоксиметилен (ПОМ) и композиционные материалы на основе ПОМ*	1340...1430	Delrin, Celcon, Hostaform, Duracon

Продолжение таблицы П.7.1

	Наименование и условное обозначение материала	Плотность, кг/м^3	Торговая марка
15	Полиоксиметилен стеклонаполненный (ПОМ + 30% СВ)	1700	Kematal, Tenac, Ultraform
16	Полибутилентерефталат (ПБТ)	1300	Pocan, Deroton, Ultradur, Dynalit
17	Полибутилентерефталат стеклонаполненный (ПБТ + 30% СВ)	1550	Pibiter, Orgater, Celanex, Snialen
18	Полиэтилентерефталат (ПЭТФ)	1370	Arnite, Crastin, Tenite, Vestodur, Rynite, Hostadur, Pocan, Ultradur, Лавсан
19	Полиэтилентерефталат стеклонаполненный (ПЭТФ + 30% СВ)	1650	Rhodester
20	Полифениленоксид (ПФО/ПС)	1060	Noril
21	Полисульфон (ПСО)	1240...1250	Bakelite P, Udel, Polysulfon
22	Полиэфирсульфон (ПЭС)	1370	Polyathersulfon, Victrex
23	Полифениленсульфид (ПФС)	1340	Ryton
24	Полиимид (ПИ)	1430	Kapton, Vespel, Kinel
25	Полиэфирэфиркетон (ПЭЭК)	1320	Victrex
26	Термопластичный полиуретан (ТПУ)	1250	Desmopan, Elastollen, Vulkollan, Resistifol

* *Полиоксиметилен* (ПОМ) — распространенное название высокомолекулярного полиметиленоксида (*полиформальдегид*) — термопластичного полимера, продукта полимеризации формальдегида; для обозначения пластмасс на его основе в технике используется также обобщенный термин — *полиацетали*. Выпускаются *гомополимеры* — линейные полимеры ацстальной структуры (полиформальдегид ПФЛ; гомополимер с торговой маркой "*Delrin*" и др.) и *сополимеры* — продукты сополимеризации формальдегида с сомономерами, содержащими углеродные связи (*сополимер формальдегида с диоксоланом СФД, сополимер триоксана с диоксоланом СТД*, сополимеры триоксолана с окисью этилена — торговые марки "*Celcon*", "*Hostaform*"и др.).

Таблица П.7.2. **Механические свойства пластмасс при 20 °С**

Материал	Напряжение при растяжении, МПа		Модуль упругости при растяжении, *E*, МПа	Относительное удлинение при разрыве, %	Ударная вязкость по Шарпи, кДж/м^2	
	$\sigma_т$	$\sigma_{вр}$			без надреза	с надрезом
ПЭВП	15...25	—	600...1400	100...1000	Не разрушается	5...20
ПЭ-ВМ	20	—	700	450	-"-	Не разрушается
ПП	26...38	—	1100...1600	700...800	-"-	3...15
ПП + 30% СВ	—	70	3500...4000	15	15	6
ПА 66 высушенный	80...85	—	2600...3000	30...60	Не разрушается	2...3
ПА 66 равновесной влажности	55...60	—	1700...2000	120...220	-"-	10...20
ПА 66 + 30% СВ равновесной влажности	—	140	8000...10000	5	45	8
ПА 6 высушенный	75...85	—	2500...3200	50...130	Не разрушается	3...10
ПА 6 нормальной влажности	30...50	—	900...1400	160...250	-"-	20...35
ПА 6 + 30% СВ равновесной влажности	—	100	6000...8000	4	60	13
ПА 610 равновесной влажности 45...55	45...55	—	1300...1600	80...150	Не разрушается	13...15
ПА 11 высушенный	47	—	1300...1400	280	Не разрушается	10...20
ПА 11 равновесной влажности	42	—	1100...1200	230	-"-	30...40
ПА 12 высушенный	47...58	—	1500...1800	100...350	-"-	5.11

Продолжение таблицы П.7.2

Материал	Напряжение при растяжении, МПа		Модуль упругости при растяжении, *E*, МПа	Относительное удлинение при разрыве, %	Ударная вязкость по Шарпи, кДж/м^2	
	$\sigma_т$	$\sigma_{вр}$			без надреза	с надрезом
ПА 12 равновесной влажности	38...46	—	1200...1350	120...350	Не разрушается	10...15
ПА аморфизированный	85	—	2900	70	-"-	10...15
ПОМ	70	—	2800...3500	10...14	-"-	3...5
ПОМ + 30% СВ	—	95...100	6000...8000	5...6	30	2...5
ПК	60...65	—	2000...2200	80...120	Не разрушается	20...30
ПК + 30% СВ	—	90	6000...7000	4	40	10...15
ПЭТФ	55...74	—	2800...3100	50...150	Не разрушается	4
ПЭТФ + 30% СВ	—	150	12000	2...3	25...30	8
ПБТ	50...60	—	2600...2800	100...200	Не разрушается	4...5
ПБТ + 30% СВ	—	110...115	11000	2...3	40...45	10
ПФО/ПС	50...70	—	2200...2500	60	Не разрушается	15
ПФО/ПС + 30% СВ	120	—	8500...9500	4...6	30	8
ПСО	72...93	—	2440	50...100	Не разрушается	3...10
ПЭС	80...90	—	2750	40...60	-"-	4...6
ПИ	—	75...95	3200	7...9	—	—
ПФС	—	76	3400	3	—	—

Таблица П.7.3. **Свойства суперконструкционных пластиков**

Показатель	Полиэфир-эфиркетон	Полиэфир-имид	Полиэфир-сульфон	Полифенилен-сульфид	Полисульфон	Полифениленэфир	Жидкокристаллический "Вектра"	Полиамид-имид
Плотность, кг/м^3	1320 / 1490	1270 / 1510	1370 / 1600	1370 / 1560	1240 / 1450	1060...1100 / 1210...1360	1400...1900 / 1700...1800*	1420
Предел прочности при растяжении, МПа	102 / 175	106 / 200	84 / 133	75 / 140	50 / 126	50...67 / 101...125	140...245 / 112	195
Модуль упругости при изгибе, ГПА	3,7 / 7,7	3,4 / 8,8	2,6 / 8,4	4,2 / 11,2	2,8 / 8,4	2,1...2,5 / 5,2...7,6	1,0...4,0 / 13...15	5,1
Ударная вязкость по Изоду, Дж/м: с надрезом без надреза	85 / 115 — / 930	50 / 90 1400 / 870	90 / 80 — / 850	160...220 / 15 430...500 / 75	65 / 97 3000 / 750	250...500 / 125 —	60 / 100 —	150 —
Термический коэффициент линейного расширения, 10^{-5}/°С	—	1,7 / 0,6	1,7 / 1,0	1,7 / 0,6	1,7 / 0,8	1,8...2,1 / 0,8...1,1	— / 0,5	0,95
Деформационная теплостойкость при 1,8 МПа, °С	180 / 316	200 / 210	205 / 213	140 / 260	170 / 185	90...150 / 132...150	180...240 / 310	278
Водопоглощение (за 24 ч), %	0,15 / 0,1	0,25 / 0,18	0,25 / 0,20	0,05 / 0,04	0,20 / 0,20	0,07 / 0,07	0,02...0,04 / 0,01	0,33

Примечание. Под чертой — показатели для стеклонаполненных материалов.

Таблица П.7.4. **Физико-механические характеристики смесей на основе термопластов**

Показатель	Полиамиды			Полиацетали		Поликарбонат					ПБТ		Полифениленоксид
	Дуретан BC 30	Грилон A 28 NX	Цитель ST 610	Дельрин 100 ST	Цейлон 6400	Циколой BH1	Байбленд MH-6500	Юпилон GP1	Ксеной 1100	Макробленд PR	Валокс 815	Покан VPK	Норил SF16FN21
Плотность, кг/м^3	1100	1120	1080	1340	1390	1070	—	1140	1220	1230	1430	—	1250
Предел прочности при растяжении, МПа	50...60	40	41,0	68,9	52,7	50	57,06	58...65	55	55	84	65	102
Модуль упругости при растяжении,МПа	2...3	2,0[2)]	—	2,88[2)]	2,04[2)]	2,42	2,5[2)]	2,4[2)]	2,1[2)]	1,8	4,5[2)]	1,7	4,8[2)]
Относительное удлинение при разрыве, %	50...100	50	210	40...100	75	—	—	80...120	100	120	—	100	4...6
Деформационная теплостойкость, °С, при 1,85 МПа	115...200	60	71	90	84	112	107	105	127	122	160	135	138
Ударная вязкость по Изоду, Дж/м: при 20 °С при -20 °С	 250 90	 40...42[1)] —	 1089 130	 108,7 —	 79,8 —	 370	 400	 500	 800(40[1)])	 747 106	 — 	 40[1)]	 98
Температура плавления, °С		224	255	175	—	—	—	—	—	—	—	—	

Продолжение таблицы П.7.4

Показатель	Этамиды			
	ЭФ-1Л	ЭА-2Л	ЭА-ЛУ	ЭА-Э
Плотность, кг/м^3	1090—1110	1100—1120	1100—1120	1080—1100
Предел прочности при растяжении, МПа	45	50	45	40
Относительное удлинение при разрыве, %	100	80	150	50
Температура размягчения по Вика, °С	200	200	195	180
Ударная вязкость по Шарпи на образцах с острым надрезом, кДж/м^2: при 20 °С при -40 °С	 17 9,0	 15 8,0	 20 7,5	 17 6,5
Температура плавления, °С	200	200	195	180
Максимальное водопоглощение при 100 °С, %	8,0	8,0	7,5	6,5
Усадка, %	1,2—1,4	1,2—1,4	1,2—1,4	1,3—1,6

Примечание. 1) — ударная вязкость по Шарпи с острым надрезом, 2) — модуль упругости при изгибе.

Таблица П. 7.5. **Теплофизические свойства пластмасс**

Марка пластмассы	Удельная теплоемкость C_p, кДж/(кг·К)	Тепло-проводность, λ, Вт/(м·К)	Термический коэффициент линейного расширения $\alpha \cdot 10^3$, °С$^{-1}$	Температурный интервал, °С		Температура хрупкости, °С
				кратко-временный	длительный	
ПЭВП	2,0...2,3	0,38...0,48	14	95	75	-60
ПП	1,7	0,22	18	130	95	-10
ПА 66	1,7	0,2	7...10	140...160	80...90	-20 до 0
ПА 66 + 30% СВ	1,4...1,5	0,23	3...4,5	220	90...120	-20 до 0
ПА 6	1,67...2,1	0,21	7...12	120...150	80...90	-20 до 0
ПА 6 + 30% СВ	1,26...1,7	0,29	3...4,5	170...200	80...120	-20 до 0
ПА 610	1,7	0,3	7	130...150	80...90	-20 до 0
ПА 11	1,4	0,27	11...12	110...140	70...80	-40
ПА 12	1,2	0,2	8...10	110...140	70...80	-40
ПА аморфизи-рованный	1,47	0,21	6	—	—	—
ПОМ	1,47...1,5	0,29	10...14	140	85...95	-50
ПОМ + 30% СВ	1,22	0,40	3	150	95...120	-50

Таблица П. 7.6. **Усадка пластмасс**

Материал	Ограниченная усадка, %	Свободная усадка при толщине стенки, %		Материал	Ограниченная усадка, %	Свободная усадка при толщине стенки, %	
		менее 4 мм	более 4 мм			менее 4 мм	более 4 мм
ПА 6	1,2	1,8	2,0	ПП	1,0	1,8	2,0
ПА 6А	3,0	—	4,0	ПА 6 + 30% СВ	0,2	0,8	0,8
ПА 66	1,2	1,8	2,2	ПА 66 + 30% СВ	0,2	0,8	0,8
ПА 610, ПА 612	0,8	1,4	1,6	ПУ	1,0	1,0	1,0
ПА 11	1,0	1,8	2,0	ПА 11 + 30% СВ	0,4	1,0	1,0
ПА 12	1,0	1,8	2,0	ПА 12 + 30% СВ	0,4	1,6	1,0
ПК	0,6	0,8	0,8	ПОМ + 30% СВ	0,2	0,8	0,8
ПОМ	1,5	2,2	2,5	ПЭТФ + 30% СВ	0,2	0,8	0,8
ПЭТФ	1,2	1,8	2,0	ПБТ + 30% СВ	0,2	0,8	0,8
ПБТ	1,2	1,8	2,0	ПП + 30% СВ	0,4	1,0	0,1
ПЭВП	1,5	—	3,0	ПК + 30% СВ	0,2	0,4	0,4

Таблица П. 7.7. **Водопоглощение термопластов**

Материал	Максимальное водопоглощение κ_{max} при 20 °С в воде, %	Материал	Максимальное водопоглощение κ_{max} при 20 °С в воде, %
ПА 6	9...11	ПА 11 + 30% СВ	1,3
ПА 6 аморфизированный	6,5	ПА 12 + 30% СВ	1,0
ПА 66	7,5	ПОМ	0,2
ПА 610	3,3	ПОМ + 30% СВ	0,55
ПА 11	1,9	ПЭТФ	0,6
ПА 12	1,5	ПЭТФ + 30% СВ	0,07
ПА 6 + 30% СВ	6,0	ПБТ	0,5
ПА 66 + 30% СВ	5,5	ПБТ + 30% СВ	0,35

Таблица П. 7.8. **Полимерные композиционные материалы (ПКМ) для подшипников скольжения**

Класс и марка материала	ГОСТ (ТУ)	Основные компоненты
Полиамиды и ПКМ на их основе		
ПА-6, ПА-6-110, ПА-6-130, ПА-6-210/310, ПА-6-211-14	ОСТ 6-06-С9—76	Продукт полимеризации капролактама
ПА-610	ГОСТ 10589—87	Продукт поликонденсации соли СГ
ПА-66	ОСТ 6-06-С4—79	Продукт поликонденсации соли АГ
ПА-12Л	ТУ 6-05-1309—72	Продукт полимеризации ω-додекалактама
АТМ	ТУ 6-05-031-502—77	Вторичный полиамид ПА 6, графит, термоантрацит
ПА-6ВС, ПА-6ВС-4 (ПА6-130-КС, ПА6-210-КС(ДС), ПА6-211-КС(ДС))	ОСТ 6-11-498—79	Композиция на основе капролактама, стекловолокна и других добавок
ПА-66-КС	ОСТ 6-11-498—79	Полиамид ПА 66, стекловолокно
ПА-61-ДС	ОСТ 6-11-498—79	Полиамид ПА 610, стекловолокно
ПА-610-1-101 (ПНС-610ДМ-1,5)	ОСТ 6-05-408—75	Полиамид ПА 610, дисульфид молибдена до 1,5%
ПА-610-1-109 (ПА-610ВСМ)	ОСТ 6-05-408—75	Полиамид ПА 610, дисульфид молибдена, 30% стекловолокна
ПА-610-1-203	ОСТ 6-05-408—85	Полиамид ПА 610, 2—5% графита
ПА-610-1-108	ОСТ 6-05-408—86	Полиамид ПА 610, до 10% графита
ПА-12-21-3	ОСТ 6-05-425—76	Полиамид ПА 12, дисульфид молибдена
Этамид ЭА-ЛА	ТУ РБ 03535279.030—96	Композиционный материал на основе смеси полиамида 6 и модифицированных полимеров
Капролон В	ТУ 6-05-983—73	Продукт низкотемпературной полимеризации ε-капролактама в присутствии щелочных катализаторов

Продолжение таблицы П. 7.8

Класс и марка материала	ГОСТ (ТУ)	Основные компоненты
Полиацетали и ПКМ на их основе		
СТД-А(Б,В,Г,Д)	ТУ 6-05-1543—79	Сополимер триоксана с диоксоланом
СФД-А(Б,В,Д)	ТУ 6-05-1543—79	Сополимер формальдегида с диоксоланом
СФД-ВС (СФД-21-2)	ТУ 6-05-211-1176—79	Сополимер формальдегида с диоксоланом, сульфат бария
СФД-ВМ (СФД-31-4)	ТУ 6-05-211-1038—76	Сополимер формальдегида с диоксоланом, тальк, нитрид бора
СФД-ВМ-БС	ТУ 6-05-1932—82	Сополимер формальдегида с диоксоланом, сульфат бария, нитрид бора, другие добавки
СФД-ДМ	ТУ 6-05-990-75	Сополимер формальдегида с диоксоланом, дисульфид молибдена
Фторопласты и ПКМ на их основе		
Ф-4	ГОСТ 10007—80	Фторопласт-4
Ф4С15	ТУ 6-05-041-363—72	Фторопласт-4, рубленое стекловолокно
Ф4С15М5	—	Фторопласт-4, рубленое стекловолокно, дисульфид молибдена
Ф4К20	ТУ 6-05-1412—76	Фторопласт-4, кокс
Ф4К15М5	ТУ 6-05-1412—76	Фторопласт-4, кокс, дисульфид молибдена
Ф4М15	—	Фторопласт-4, дисульфид молибдена

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Плюснин А.К., Ердаков В.И., Пин Л.Г.* Проектирование механических передач приборов. —М.: Высшая школа. 1967.

2. *Мосягин Р.В., Павлов Б.И.* Детали и узлы малогабаритных редукторов. —Л.: Машиностроение, 1967.

3. *Куцоконь В.А., Шевченко-Грабский И.В.* Расчет статических моментов и мертвых ходов в кинематических цепях точных приборов. —Л.: Машиностроение. 1968.

4. *Козлов М.П.* Зубчатые передачи точного приборостроения. М.: Машиностроение, 1969.

5. *Дмитриев Ф.С.* Проектирование редукторов точных приборов. Справочное пособие. —Л.: Машиностроение, 1971.

6. *Грейм И.А.* Элементы проектирования и расчета механизмов приборов. —Л.: Машиностроение, 1972.

7. *Шаукстель Л.С.* Малогабаритные редукторы с мелкомодульными зубчатыми передачами. —М.: Машиностроение, 1973.

8. *Благодарный В.М.* Ускоренные ресурсные испытания приборных зубчатых приводов. —М., 1980.

9. *Благодарный В.М.* Расчет мелкомодульных зубчатых передач на износ и прочность. —М.: Машиностроение, 1985.

10. *Истомин С.Н.* Проектирование мелкомодульных передач приборов с применением ЭВМ. —М. 1985.

11. *Кузьмин И.С., Ражиков В.Н.* Мелкомодульные цилиндрические зубчатые передачи. Расчет, конструирование, испытание. Л.: Машиностроение, 1987.

12. *Тищенко О.Ф.* Зубчатые передачи часовых механизмов. М.: Машгиз, 1963.

13. *Элементы* приборных устройств. Курсовое проектирование (в 2-х частях) // Под ред. О.Ф. Тищенко. —М.: Высшая школа. 1978.

14. *Белый В.А., Свириденок А.И., Щербаков С.В.* Зубчатые передачи из пластмасс. —Минск: Наука и техника, 1965.

15. *Гавриленко В.А., Москалев М.А., Остапенко О.И.* Мелкомодульные металлополимерные зубчатые передачи. —М.: Машиностроение, 1972.

16. *Белый В.А., Старжинский В.Е., Щербаков С.В.* Металлополимерные зубчатые передачи. —Минск: Наука и техника, 1981.

17. *Старжинский В.Е. и др.* Пластмассовые зубчатые колеса в передачах точного приборостроения / В.Е. Старжинский, В. Краузе, О.В. Гаврилова, А.Т. Кудинов, С. Симеонов. —Минск: Навука і тэхніка, 1993.

18. *Krause W.* Plastzahnräder. Berlin: VEB Verlag Technik, 1985.

19. *Белчев Б., Арнаудов К., Козлова А.* Зъбни предавки с пластмасови колела. София. 1985.

20. *Clifford E.* Adams. Plastics Gearing. Selection and Application. New York and Basel: Marcel Dekker, Inc. 1986.

21. *Фараонов Г.Т.* Мелкомодульные зубчатые колеса из полиамидной смолы. —Л.: ЛДНТП, 1965.

22. *Бабушкин П.Н., Мордухович Г.М.* Применение пластмасс в винтовых передачах. —М.: ГОСИНТИ, 1965.

23. *Ермаков В.А.* Зубчатые колеса из неметаллических материалов. М.: Машиностроение, 1966.

24. *Матюшин Е.Г., Гинзбург Е.Г.* Расчет и конструирование пластмассовых звеньев волновых зубчатых передач. —Л.: ЛДНТП, 1971.

25. *Крыжановский В.К.* Мелкомодульные зубчатые колеса из новых полимеров. —Л.: ЛДНТП. 1973.

26. *Коновалов Э.Я., Лапицкий И.М., Старжинский В.Е., Щербаков С.В.* Технико-экономическая эффективность и опыт использования пластмассовых деталей механического привода в машиностроении. —Минск: БелНИИНТИ, 1976.

27. *Фараонов Г.Т.* Пластмассовые мелкомодульные зубчатые колеса. —Л.: ЛДНТП, 1982.

28. *Борщевский В.И., Стенькина А.В.* Опыт внедрения металлополимерных зубчатых колес, модульных шкивов и лентопротяжных звездочек в печатающих и счетно-решающих устройствах. —Л.: ЛДНТП, 1988.

29. *Илиев И.К., Симеонов С.К., Иванов Ц.Ил., Цанков П.И.* Оптимальное проектирование многоступенчатых мелкомодульных зубчатых передач приборов // Третья международная молодежная школа "Применение механики в робототехнике и новых материалов". 22—29 сентября 1988 г. Болгарская Академия наук, 1988. С. 94—101.

30. *Сабинин Ю.А.* Электромашинные устройства автоматики. —Л.: Энергоатомиздат. 1988.

31. *Ковчин С.А., Сабинин Ю.А.* Теория электропривода. Учебник для студентов ВТУЗов. СПб.: Энергоатомиздат. 1994.

32. *Зубчатые* передачи в приборах. Учебное пособие / А.М. Политавкин Е.В. Шалобаев, Г.В. Заморуев, В.В. Симанков. —Л.: ЛИТМО, 1985.

33. *Вулгаков Э.Б.* Геометрия зубчатых передач в обобщающих параметрах // Вестник машиностроения 1969. № 11. С. 22—26.

34. *Вулгаков Э.Б.* Анализ обобщенной области существования зубчатого зацепления // Машиноведение, 1970. № 4. С. 54—62.

35. *Отраслевой* стандарт. ОСТ 100480—83. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии в обобщающих параметрах.

36. *Plastics* Gearing, ABA/PGT Publishing Company, Manchester CT 1976.

37. *Заплетохин В.А.* Конструирование деталей механических устройств. —Л.: Машиностроение, 1990.

38. *Вулгаков Э.Б.* Соосные зубчатые передачи. Справочник. —М.: Машиностроение. 1987.

39. *Старжинский В.Е., Кудинов А.Т., Осипенко С.А., Ли С.Ч.* Анализ методов геометрического расчета параметров формообразующих матриц для пластмассовых зубчатых колес // Вестник машиностроения. 1995. № 6. С. 3—7.

40. *Старжинский В.Е., Кудинов А.Т.* Основы расчета геометрии литых пластмассовых зубчатых колес и формообразующих матриц в обобщающих параметрах // Зубчатые передачи-95 / — София, 1995. Т. 3. С. 88—90.

41. *Lee S.C.* A Study of the Design and Manufacturing Thechnology for Precision Plastic Gears. Seoul: KIST, 1994.

42. *AGMA* Standard System for Straight Bevel Gears (AGMA 208.03). American Gear Manufacturers Association. Alexandria. VA 1978.

43. *Zahnräder* aus thermoplastischen Kunststoffen. —VDI - 2545. Dusseldorf. BRD, August, 1976. —31 s.

44. *Kolouch J.* Strojni Soucasti z plastů. Praha. 1981.

45. *Erhard G., Strickle E.* Maschinenelemente aus Thermoplatischen Kunstsoffen, Dusseldorf, Bd 1. 1974. Bd 2. 1978.

46. *Вулгаков Э.Б.* Теория эвольвентных зубчатых передач. —М.: Машиностроение. 1995.

47. *Вулгаков Э.Б., Васина Л.М.* Эвольвентные зубчатые передачи в обобщающих параметрах: Справочник. —М.: Машиностроение, 1978.

48. *Вулгаков Э.Б., Копелевич А.И.* Возможности несимметричных зубчатых передач // Вестн. машиностроения, 1986. № 4. С. 14—16.

49. *Вулгаков Э.Б., Копелевич А.И.* Возможности косозубого эвольвентного зацепления // Вестн. машиностроения, 1982. № 3. С. 12—14.

50. *Вулгаков Э.Б.* Зубчатые передачи с улучшенными свойствами. Обобщенная теория и проектирование. —М.: Машиностроение, 1974.

51. *Старжинский В.Е., Кудинов А.Т.* О разработке методики расчета точности формообразующего инструмента для литых пластмассовых зубчатых колес // Вестн. машиностроения. 1985. № 10. С. 38—41

52. *Кудинов А.Т.* Технологическая точность литых пластмассовых зубчатых колес и методы ее повышения. Автореф. канд. техн. наук. —Санкт-Петербург. 1993.

53. *Колеса* зубчатые из пластмасс. Расчет размеров и точностных параметров формующих матриц. Конструирование литьевых форм. РТМ 0-01-83. —Гомель: ИММС АН БССР. 1983.

54. *Гото Хидео* // Пурасутикку сэйкэй гидзюцу. 1988. Т. 5, № 5. С. 34—40 / Пер. с яп. № 11286. Дальневосточное региональное отделение торгово-промышленной палаты СССР. 1991.

55. *A Computerized* Tribology Information System. Technical Manual, National Institute of Standards and Tribology. 1989.

56. *Каменев Е.И., Мясников Г.Д., Платонов М.П.* Применение пластических масс. Справочник. —Л., 1985.

57. *Филатов В.И., Корсаков В.Д.* Технологическая подготовка процессов формования изделий из пластмасс. —Л.: Политехника, 1991.

58. *Истомин С.Н.* Расчет модуля зацепления по условию изгибной жесткости зубьев // Вестник машиностроения. 1980. № 1. С. 20—23.

59. *Старжинский В.Е., Дорошкина Т.А., Можаровский В.В., Федорова А.Г.* Таблицы для определения координат характерных точек эвольвентного профиля и перемещений зуба зубчатого колеса под действием сил, приложенных в этих точках, Ч. I и II. Изв. АН БССР, сер. физ.-техн. наук, 1977. № 4. С. 116—117 (Деп. в ВИНИТИ, рег. №№ 1066-77 Деп., 1067-77 Деп.).

60. *Айрапетов Э.Л.* Совершенствование методов расчета на прочность зубчатых передач // Вестник машиностроения, 1993. № 7. С. 5—14. № 8. С. 9—18.

61. *Gafitanu M.* Contributions a l'etude de la capacite portante des engrenages cylindriques en Polyamid sur acier // Bulletin Polytehnic DIN IASI. 1969. Sectia IV. T. 15, № 1—2. P. 107—112.

62. *Du Pont Delrin* Acetal Resin Handbook. E. I. Du Pont Denemours and Co., Wilmington, DE. 1981.

63. *Du Pont Zytel* Nylon Resin Design Handbook. Bulletin E-44971, E.I. Du Pont Denemours and Co., Wilmington, DE. 1981.

64. *Иосилевич Г.Б.* Детали машин.: Учебник для студентов машиностроит. спец. вузов. —М.: Машиностроение, 1988.

65. *Решетов Д.Н.* Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. —М.: Машиностроение, 1989.

66. *Кулагин В.В.* Основы конструирования оптических приборов. —Л.: Машиностроение, 1982.

67. *Жолобов В.С., Романов А.Н., Харач Г.М.* Оценка изнашивания зубчатых передач приборного класса по энергетическому критерию разрушения // Трение и износ антифрикционных материалов. —М.: Наука, 1978. С. 30—37.

68. *Благодарный В.М.* Предельная величина износа зубьев колес точных механизмов // Трение и износ, 1995. Т. 16, № 3. С. 454—458.

69. *Повышение* несущей способности механического привода / Под ред. В.Н. Кудрявцева. —Л.: Машиностроение, 1973.

70. *Семенов Ю.С.* Некоторые закономерности износа зубчатых колес // Изв. Томского политехн. ин-та. 1961. Т. 96. С. 171—175.

71. *Стешенко В.П.* Влияние износа на изгибную прочность зубьев зубчатых колес // Изв. Томского политехн. ин-та. 1964. Т. 114. С. 59—60.

72. *Гавриленко В.А.* Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. —М.: Машиностроение, 1969.

73. *Старжинский В.Е.* Создание и применение металлополимерных зубчатых передач // Дисс. ... докт. техн. наук. —Минск, 1987.

74. *Благодарный В.М.* К определению ресурса зубчатой передачи по критерию износа // Надежность и контроль качества. 1987. № 10. С. 26—29.

75. *Статистические* методы обработки эмпирических данных. М.: Изд-во стандартов, 1987.

76. *Костецкий Б.И.* Фундаментальные закономерности трения и износа. —Киев: Знание, 1981.

77. *Симеонов С.К.* Изследване работоспособността на мелкомодулни металопластмасови зъбни предавки по критерий мъртъв ход. Дисс. ... канд.техн. наук. —Габрово, 1983.

78. *Благодарный В.М., Даньков А.М. и др.* Методические принципы классификации точных механизмов. Оперативно-информ. материалы. —Минск: ИНДМАШ АН БССР, 1983.

79. *Благодарный В.М.* Методы и средства прогнозирования, ускоренные испытания и повышение надежности приводов механических систем летательных аппараратов. Дисс. ... докт. техн. наук, 1988.

80. *Благодарный В.М.* Проектирование надежности зубчатых механизмов на этапе проектирования. Методические указания к курсовому и дипломному проектам для студентов технических специальностей. —Могилев: ММИ, 1995.

81. *Шуп Т.* Решение инженерных задач на ЭВМ. —М.: Мир, 1982.

82. *Рабинович Л.В., Петров Б.И. и др.* Проектирование следящих систем. —М.: Машиностроение, 1969.

83. *Нестерова Н.П.* Рациональное проектирование малоинерционного редуктора следящего привода // Труды МВТУ, 1975. № 185.

84. *Истомин С.Н.* Номографический расчет мертвого хода в зубчатой паре // Вестник машиностроение, 1982. № 5. С. 23—24.

85. *Пискунов Н.С.* Дифференциальное и интегральное исчисление для втузов. Ч. 1. —М.: Наука, 1965.

86. *Старжинский В.Е., Осипенко С.А., Шалобаев Е.В.* Оптимизация многоступенчатых зубчатых механизмов по габаритным размерам // Труды международной конференции "Теория и практика зубчатых передач" / под ред. В.И. Гольдфарба. —Ижевск. 1996. С. 439—444.

87. *Куцоконь В.А.* Точность кинематических цепей приборов. Л.: Машиностроение, 1980.

88. *Калашников Н.А.* Исследование зубчатых колес. —М.-Л.: Машгиз, 1941.

89. *Литвин Ф.Л.* Проектирование механизмов и деталей приборов. —Л.: Машиностроение, 1973.

90. *Расчёт* точности машин и приборов / Под ред. В.П. Булатова, И.Г. Фридлендера. СПб: Политехника, 1993.

91. *Бруевич Н.Г.* О точности механизмов. —М.: АН СССР, 1941.

92. *Бруевич Н.Г.* Точность механизмов. —М.: Гостеоретиздат, 1946.

93. *Бруевич Н.Г.* Современное состояние и перспективы развития научных работ о точности в машиностроении и приборостроении / Известия АН СССР, ОТН, 1956. № 6.

94. *Бруевич Н.Г.* Современные направления учения о точности в машиностроении и приборостроении / Теоретические основы конструирования машин. —М.: Машгиз, 1957.

95. *Калашников Н.А.* Точность в машиностроении и её законы. —М.: Машгиз, 1950.

96. *Булатов В.П., Брагинский В.А., Демин Ф.И. и др.* Основы точности машин и приборов / СПб: Наука, 1993.

97. *Цукерман С.Т.* Точные механизмы. —М.: Оборониздат, 1941.

98. *Бруевич Н.Г., Сергеев В.И.* Основы нелинейной теории точности и надёжности устройств. —М.: Наука, 1976.

99. *Машнев М.М., Красковский Е.Я., Лебедев П.А.* Теория механизмов и машин и детали машин. —Л.: Машиностроение, 1980.

100. *Первицкий Ю.Д.* Расчёт и конструирование точных приборов. —М.: Машиностроение, 1976.

101. *Кутыев К.У.* Несущие конструкции и механизмы радиоэлектронной аппаратуры. —Л.: СЗПИ, 1979.

102. *Шнейкер Т.Д.* Несущие конструкции и механизмы РЭА. —Владивосток: ДВПИ, 1981.

103. *Красковский Е.Я., Дружинин Ю.А., Филатова Е.М.* Расчёт и конструирование механизмов приборов и вычислительных систем. —М.: Высшая школа, 1983.

104. *Милосердин Ю.В., Семёнов Б.Д., Кречко Ю.А.* Расчёт и конструирование механизмов и установок. —М.: Машиностроение, 1985.

105. *Мурашев В.А., Юрьев Ю.А., Шалобаев Е.В.* Выбор вида сопряжения и вероятностная оценка мёртвого хода / Под ред. Ф.Л. Литвина. —Л.: ЛИТМО, 1977.

106. *Справочник* конструктора точного приборостроения / Под общ. ред. К.Н. Явленского, Б.П. Тимофеева, Е.Е. Чаадаевой —Л.: Машиностроение, 1989.

107. *Проблемы* качества механических передач и редукторов. Точность и контроль зубчатых колёс и передач / Под ред. Б.П. Тимофеева и Е.В. Шалобаева. —Л.: ЛДНТП, 1991.

108. *Черемховский П.И., Павленко А.В.* Исследование и разработка руководящего документа по допускам червячных передач / Проблемы качества механических передач и редукторов. Точность и контроль зубчатых колёс и передач. —Л.: ЛДНТП, 1991. С. 106—107.

109. *Тимофеев Б.П., Шалобаев Е.В.* Паспортизация бокового зазора в зубчатой передаче / Проблемы качества механических передач и редукторов. Точность и контроль зубчатых колёс и передач. —Л.: ЛДНТП, 1991. С. 121—123.

110. *Шалобаев Е.В.* О рациональном выборе степени точности зубчатых колес / Вопросы исследования и разработки точных систем приборостроения. Труды ЛИТМО, вып. 85. —Л.: ЛИТМО, 1976. С. 70—72.

111. *Расчёт* точностных параметров передач кинематических цепей в курсе ТММ // Вопросы преподавания "Теории машин и механизмов" в условиях перестройки высшего образования. —Л.: ЛИИЖТ, 1988. С. 74—78.

112. *Тимофеев Б.П., Шалобаев Е.В.* Состояние и перспективы нормирования точности зубчатых колес и передач / Вестник машиностроения, 1990. № 12. С. 34—36.

113. *Детали* и механизмы приборов. Справочник / Б.М. Уваров, В.А. Бойко, В.Б. Подаревский, Л.И. Власенко — 2-е изд., перераб. и доп. —Киев: Техніка, 1987.

114. *ГОСТ 21098—82* Цепи кинематические. Методы расчёта точности.

115. *Тимофеев Б.П., Шалобаев Е.В.* Анализ ГОСТ 21098—82. Предложения по совершенствованию стандартной методики расчёта точностных параметров кинематических цепей // Проблемы качества механических передач и редукторов. Точность и контроль зубчатых колёс и передач. —Л.: ЛДНТП, 1991. С. 69—71.

116. *Шалобаев Е.В.* Конструкторско-технолгическое обеспечение точности зубчатых передач и пути совершенствования стандартов для целей САПР // Сб. докл. VI Национального конгресса по теоретической и прикладной механике. Т. 1. —Варна: БАН, 1989. С. 392—395.

117. *Тимофеев Б.П., Шалобаев Е.В.* Конструктивное и технологическое обеспечение заданного радиального биения зубчатого колеса на его рабочей оси // Стандартизация и унификация в области зубчатых передач. Сб. докл. научно-технической конференции. —Харьков: ХОП ВНТОМ, 1990. С. 63—64.

118. *Перель Л.Я.* Подшипники качения. Справочник. М.: Машиностроение, 1983.

119. *Osman M.O., Bahgat B.M.* The effect of bearing clearances on the dynamic response in gearing // Proc. Inter. Symp. Gear. and Power Transm., Tokyo, Aug. 30 - Sent. 3, 1981. V.2. S.1., S.a., p. 79—84.

120. *Парфёнов Е.М.* Электромеханические модули точного приборостроения. М.: Машиностроение, 1984.

121. *Парфёнов Е.М., Павлик С.П.* Статистический метод исследования мертвого хода универсального редуктора и других электромеханических модулей, учитывающий износ // Проектирование и технология изготовления деталей и механизмов в точном приборостроении / Под ред. М.П. Козлова. —М.: МДНТП, 1970. С. 14—15.

122. *Приборные* шариковые подшипники. Справочник / Под ред. К.Н. Явленского, В.Н. Нарышкина, Е.Е. Чаадаевой. —М.: Машиностроение, 1981.

123. *Спришевский А.И.* Подшипники качения. —М.: Машиностроение, 1969.

124. *Handbook* of Tribology. Materials, Coating and Surface Treatment / B. Bhushan, B.K. Gupta. McGraw-Hill, Inc. New York. 1991.

125. *Starzhinskii V., Osipenko S., Kudinov A.* Plastic Gears: Female Dies Geometrical Parameters Computation and Experimental Results. / International Conference ''Gears'96'', Poznan. 1996. P. 350—356.

126. *Смирнов В.М.* Сборка и регулировка приборной передачи с зубчатыми колесами. —Л.: ЛИТМО, 1990.

127. *Шепелев Н.И.* Сборка, регулировка и испытания гироскопических приборов. —М.: Машиностроение, 1977.

128. *Справочник* конструктора оптико-механических приборов / Под ред. М.Я. Кругера и В.А. Ракова. —Л.: Машиностроение, 1963.

129. *Шалобаев Е.В.* Прогнозирование вибрационных характеристик шарикоподшипников в редукторах // Диагностика на машини и съоржения и безразрушителни методи за контрол на материалите. —Варна: БАН, 1990. С. 336—340.

130. *Олексюк В.* К вопросу подбора оптимального расположения совместно работающих колес зубчатых редукторов // Измерения, автоматика, контроль (польск.). 1968. № 7.

131. *Домбровская М.М.* Жесткость штифтовых и шпоночных соединений вал—втулка. —Л.: ЛГУ, 1973.

132. *Цукерман С.Т.* О деформациях в точных механизмах // Оптико-механическая промышленность, 1962. №№ 2, 4, 5. 1963. №№ 4, 5.

133. *Тимофеев Б.П., Шалобаев Е.В.* Первостепенные задачи нормирования зубчатых колес и передач / Прикладные вопросы точности машин, приборов и механизмов. СПб: ИТМО, 1997.

134. *Литвин Ф.Л., Симуни М.М.* Погрешности механизма зубчатых колес, вызываемых вскатыванием цапф // Известия вузов СССР. Приборостроение, 1977. № 6. С. 76—79.

135. *Методические* указания к выполнению курсового проекта по дисциплинам "Механизмы приборных и вычислительных систем" и "Механизмы и несущие конструкции РЭА" / В.А.Бойко, Б.М.Уваров, В.Б.Подаревский. —Киев: КПИ, 1982.

136. *Шалобаев Е.В., Мазиков М.И.* Автоматизация проектирования редуктора // Автоматизированное проектирование в машиностроении. —Устинов: УМИ, 1985. С. 87.

137. *Кацнельсон М.Ю., Балаев Г.А.* Полимерные материалы: Свойства, применение. Справочник. —Л.: Химия, Ч. 1. 1978. Ч. 2. 1982.

138. *Oberbach K.* Kunststoffe. Kennwerte fur Konstrukteure. Munchen - Wien, Carl Hanser Verlag. 1975.

139. *Modern Plastics* Encyclopedia. Guide to Plastics Property and Specification Charts, McGraw - Hill, New York. 1972.

140. *Desk-Top Data Bank* / The International Plastics Sector, Inc. San Diego, CA. 1983.

141. *Международный* транслятор современных пластических масс / Под ред. В.Я.Кершенбаума. —М.: Наука и техника. 1995.

142. *Старжинский В.Е. и др.* Точные пластмассовые детали и технология их получения / В.Е.Старжинский, А.М.Фарберов, С.С.Песецкий, С.А.Осипенко, В.А.Брагинский. —Минск: Навука і тэхніка, 1992.

143. *Krause W.* Grundlagen der Konstruktion - Lehrbuch für Electroingenieure, Berlin, 1984.

144. *Патент 871171.* Великобритания, 1961.

145. *Патент 877646.* Великобритания, 1961.

146. *Терешко Ю.Д., Тростин В.И.* Волновые зубчатые передачи. —Гомель. Ч. 1 — 1984. Ч. 2 — 1985.

147. *Иванов М.Н. и др.* Волновые механические передачи: Методические рекомендации. М.: НИИ ИНФОРММАШ, 1976.

148. *Цейтлин Н.И., Цукерман Э.М.* Волновые передачи // Вопросы ракетной техники. 1965. № 8.

149. *Цейтлин Н.И., Цукерман Э.М.* Волновые передачи // Машиностроительные материалы, конструкции и расчет деталей машин. Гидропривод. —М.: ВИНИТИ АН СССР, 1972.

150. *Кудрявцев В.Н. и др.* Планетарные передачи. Справочник. —Л.: Машиностроение, 1969.

151. *Гинзбург Е.Г.* Волновые зубчатые передачи. —Л.: Машиностроение, 1969.

152. *Терешко Ю.Д.* Исследование и разработка деталей узлов трения волновых передач на основе полимерных композиционных материалов. Автореф. ...канд. техн. наук. —Минск, 1993.

153. *Коробов В.И., Ратнер С.Б.* Разогрев пластмасс при многократной деформации и природа кривой Веллера. // Пластические массы. 1968. № 1. С. 68—72.

154. *Альшиц И.Я., Благов Б.Н.* Проектирование деталей из пластмасс. —М.: Машиностроение, 1977.

155. *Tinder D.V., Carey W.R.* Designing the flexplane with plastics // Mechanical Engineering, 1964. V. 86. № 7.

156. *Константиновский М.Ш.* Пластмассовые волновые передачи // Волновые и цепные передачи. —М.: Станкин, 1967.

157. *А.с. СССР* № 422893, Б.И., 1974, № 13.

158. *А.с. СССР* № 485259, Б.И., 1975, № 35.

159. *А.с. СССР* № 502156, Б.И., 1976, № 6.

160. *Полимеры* в узлах трения машин и приборов. Справочник // Под ред. А.В.Чичинадзе. —М.: Машиностроение, 1980.

161. *Расчет* и конструирование механизмов и деталей приборов / Под ред. О.Ф.Тищенко. —М.: 1985.

162. *Расчет* деталей машин на ЭВМ / Д.Н. Решетов, С.А. Шувалов, В.Д.Дудко и др. / Под ред. Д.Н. Решетова и С.А. Шувалова. —М.: Высш. школа, 1985.

163. *Истомин С.Н.* Номограммы расчета и выбора радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников. Справочник. —М.: Машиностроение, 1989.

164. *Истомин С.Н.* Расчет пластмассовых подшипников скольжения по удельным давлениям // Вестник машиностроения, 1981. № 8. С. 31—33.

165. *Триботехнические* свойства антифрикционных самосмазывающихся пластмасс: Обзор н. информ. / Госстандарт; ВНИЦ ГСССД; Центр данных ГСССД по триботехн. свойствам материалов и др. / Под ред. Сагалаева Г.В., Шембель Н.Л. —М.: Изд-во стандартов, 1982.

166. *Левин А.Л., Байков А.Н., Брагинский В.А., Воробьев Ю.А.* Пути повышения точности сопряжения вал—втулка в термопластичных подшипниках скольжения // Вестник машиностроения. 1987. № 7. С. 14—17.

167. *Истомин С.Н.* Выбор посадок для полиамидных подшипников скольжения // Вестник машиностроения, 1981. № 9. С. 25—26.

168. *Истомин С.Н.* Выбор посадок для втулочных подшипников скольжения при повышенной температуре // Вестник машиностроения, 1981. № 2. С. 14—15.

169. *Раевский А.М.* Проектирование подшипников из полиамидов. —Л.: ЛДНТП, 1965.

170. *Платонов В.Ф.* Подшипники из полиамидов. —М.: Машгиз. 1961.

171. *Ремизов Д.Д., Бочков В.С., Брагинский В.А.* Допуски и посадки полимерных опор, —М.: Машиностроение, 1985.

172. *Олексюк В.* К вопросу выбора оптимальных передаточных отношений в зубчатых редукторах. / Измерения, автоматика, контроль (польск.), 1964. № 12.

173. *Быховский М.Л.* Основы динамической точности электрических и кинематических цепей. —М.: АН СССР, 1958.

174. *Производство* зубчатых колес. / Под ред. Б.А. Тайца. —М.: Машиностроение, 1990.

175. *Тимофеев Б.П.* Прогнозирование точности зубчатых колес и передач // Вибродиагностика качества механизмов приборов. Вып. 18. —Л.: ЛИАП, 1987.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ 3

ВВЕДЕНИЕ 5

Глава 1. ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЙ ПРИВОД. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА НА НАЧАЛЬНОМ ЭТАПЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ. 24

1.1. Назначение и классификация электромеханических приводов малой мощности 24
1.2. Микроэлектродвигатели. Классификация и характеристики 28
1.3. Выбор электродвигателя 29
1.4. Предварительный выбор модуля зацепления 34
1.4.1. Выбор параметров проектирования 34
1.4.2. Исходный контур и расчетный модуль 35
1.4.3. Выбор модуля из конструктивных соображений 45
1.5. Выбор передаточного отношения и чисел зубьев 53
1.6. Предварительный расчет числа ступеней зубчатого механизма и их передаточных отношений 63
1.6.1. Компоновочные схемы многоступенчатых механизмов 63
1.6.2. Общие указания по выбору числа ступеней и их передаточных отношений 68
1.6.3. Особенности выбора передаточных отношений и компоновки механизмов с пластмассовыми зубчатыми колесами 71
1.7. Примеры расчета 72

Глава 2. РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ПЕРЕДАЧ. 76

2.1. Общие положения 76
2.2. Расчет геометрии зубчатых передач в параметрах, связанных с производящим исходным контуром 76
2.2.1. Цилиндрическая зубчатая передача 76
2.2.2. Коническая зубчатая передача 81
2.2.3. Червячная передача 84

2.2.4. Расчет геометрических параметров зубчатых колес и передач с учетом отклонений, обусловленных условиями работы передачи, погрешностей изготовления и монтажа 86
2.2.5. Расчет сборочных зазоров в зацеплении 90
2.2.6. Примеры расчета 102
2.2.7. Блокирующие контуры для зубчатых передач с пластмассовыми колесами 109
2.3. Расчет геометрии зубчатых колес в параметрах, не связанных с производящим исходным контуром 112
2.3.1. Методика расчета геометрии цилиндрической зубчатой передачи по обобщающим параметрам 113
2.3.2. Использование обобщающих параметров при расчете коэффициентов технологической усадки 117

Глава 3. ВИДЫ РАСЧЕТОВ ПРИБОРНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ . . 128

3.1. Общие указания по расчету приборных зубчатых передач 128
3.2. Выбор материала и определение модуля при проектировочном расчете 129
3.2.1. Критерии выбора материала 129
3.2.2. Критерии работоспособности 130
3.2.3. Методические указания по выбору материала 132
3.2.4. Определение модуля при проектировочном расчете 134
3.3. Выбор модуля по критерию жесткости 135
3.4. Проверочный расчет зубьев на прочность 138
3.4.1. Определение расчетного напряжения при изгибе 138
3.4.2. Определение расчетного напряжения при расчете на контактную выносливость 142
3.4.3. Расчет температуры зуба 144
3.4.4. Расчет допускаемых напряжений 145
3.4.5. Особенности расчета на прочность конических зубчатых передач 149
3.4.6. Расчет на прочность пластмассовых колес червячных передач 151
3.4.7. Примеры расчета 153
3.5. Расчет на прочность зубьев мелкомодульных зубчатых колес с учетом износа 153
3.5.1. Предельная величина износа зубьев колес МЗП 157
3.5.2. Проектный расчет модуля по критерию предельно допустимого износа 162

3.5.3. Расчет ресурса МЗП по критерию выносливости при изгибе изношенных зубьев 167
3.6. Расчет показателей надежности МЗП по критериям износа и свободного хода 173
3.6.1. Методика расчета показателей надежности 173
3.6.2. Результаты расчета ресурса МЗП с пластмассовыми зубчатыми колесами по критерию износа 178
3.6.3. Методика расчета надежности МЗП по критерию свободного хода 179
3.6.4. Примеры расчета МЗП по критериям износа, свободного хода и прочности изношенных зубьев 183
3.7. Прогнозирование показателей надежности зубчатых механизмов . . 195
3.7.1. Основы расчета надежности механических систем 195
3.7.2. Методика прогнозирования надежности зубчатого механизма 197

Глава 4. ВЫБОР, РАСПРЕДЕЛЕНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ 207

4.1. Основы оптимизационных расчетов деталей и узлов механизмов . . 207
4.1.1. Общие положения 207
4.1.2. Методика оптимизационного расчета по целевым функциям 212
4.2. Выбор и распределение передаточного отношения зубчатых механизмов 215
4.2.1. Основные критерии оптимизации передаточных механизмов 215
4.2.2. Основные соотношения для габаритного расчета зубчатых механизмов 216
4.2.3. Общие принципы распределения передаточного отношения по ступеням редуктора 218
4.3. Распределение передаточного отношения при проектировании двухступенчатого силового редуктора 224
4.3.1. Выбор оптимальных передаточных отношений двухступенчатого цилиндрического редуктора по сумме межосевых расстояний 226
4.3.2. Выбр оптимальных передаточных отношений двухступенчатого цилиндрического редуктора по массе колес 232
4.4. Оптимизация по габаритам и массе многоступенчатых механизмов 237

4.4.1. Механизмы с кинематической схемой *уступом* 237
4.4.2. Многоступенчатые соосные механизмы. 247
4.5. Оптимизация по приведенному моменту инерции 249
4.5.1. Методика расчета моментов инерции зубчатых колес 249
4.5.2. Оптимизационные рачеты 254
4.6. Оптимизация по суммарной угловой погрешности передачи 258
4.7. Оптимизация по КПД 260
4.8. Примеры расчета 262
4.9. Оптимизационные расчеты многоступенчатого зубчатого механизма с *орбитальной* компоновкой 264
4.9.1. Оптимизация кинематической схемы редуктора с *орбитальной* компоновкой по габаритам 264
4.9.2. Оптимизация кинематической схемы механизма по КПД . . . 275
4.9.3. Сравнительный анализ оптимизации по габаритам и КПД . . 277
4.10. Сравнение размеров оптимизированных по габаритам многоступенчатых механизмов 278
4.11. Оптимизационные расчеты механизмов приборов различных схем 280
4.11.1. Двухпоточные механизмы 280
4.11.2. Трехступенчатые механизмы 286
4.11.3. Механизмы с червячными передачами. 289

Глава 5. РАСЧЕТ ТОЧНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ И ЦЕПЕЙ . . . 296

5.1. Определения и терминология 296
5.1.1. Параметры точности передачи. 296
5.1.2. Взаимосвязь параметров точности зубчатых передач и общей теории точности механизмов. 300
5.2. Система нормирования точности зубчатых механизмов 301
5.2.1. Нормирование кинематической точности 301
5.2.2. Нормирование бокового зазора 303
5.2.3. Замечания по использованию норм точности 305
5.2.4. Примеры условного обозначения передач 307
5.3. Расчет кинематической погрешности 310
5.3.1. Общие положения. 310
5.3.2. Расчет КП по методу максимума-минимума 311
5.3.3. Нестандартная методика расчета КП. 313
5.3.4. Расчет КП по вероятностному методу 314
5.3.5. Расчет суммарной приведенной погрешности монтажа 315

5.3.6. Уточненный расчет суммарной приведенной погрешности монтажа передачи 316
5.4. Расчет мертвого хода 317
5.4.1. Расчет КМХ по методу максимума-минимума 317
5.4.2. Расчет КМХ по вероятностному методу 318
5.4.3. Определение КМХ от зазоров в опорах передачи. 319
5.4.4. Минимизация КМХ, вызванного зазорами в опорах, выбором оптимального взаимного расположения валов редуктора 324
5.4.5. Определение КМХ по методу Ф.Л. Литвина. 325
5.4.6. Выбор вида сопряжения зубчатых колес в передаче 327
5.4.7. Расчет упругого мертвого хода 329
5.5. Констукторско-технологические приемы обеспечения точности . . . 333
5.5.1. Уменьшение кинематической погрешности 333
5.5.2. Уменьшение мертвого хода 335
5.6. Соотношение уровней точности элементов зубчатых механизмов . . 337
5.7. Конструкторско-технологическое обеспечение точности и жесткости редуктора 340
5.8. Пример расчета КП и КМХ кинематической цепи 342

Глава 6. КОНСТРУИРОВАНИЕ ПЛАСТМАССОВЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС 346

6.1. Основные требования к конструкции 346
6.1.1. Этапы конструирования и учет специфических свойств полимерного материала. 346
6.1.2. Усадка 347
6.1.3. Коробление 349
6.2. Общие рекомендации по конструированию. 350
6.2.1. Конструктивное исполнение, обусловленное функциональным назначением 352
6.2.2. Конструктивное исполнение, обусловленное технологией изготовления. 353
6.2.3. Соединение колеса с валом. 357
6.2.4. Примеры комбинированных конструкций 358
6.3. Конструирование пластмассовых зубчатых колес с металлической арматурой 359
6.3.1. Варианты конструкций металлической арматуры. 360
6.3.2. Расчет элементов конструкций. 362

6.3.3. Пример расчета конструктивных элементов пластмассового зубчатого колеса с арматурой 365
6.4. Расчет соединений с натягом 366
6.4.1. Соединение запрессовкой на рифленые поверхности 366
6.4.2. Соединение запрессовкой деталей с гладкими поверхностями 367
6.4.3. Примеры расчета соединений с натягом 379
6.5. Зубчатые передачи с термо- и гигрокомпенсаторами 383
6.6. Конструкции зубчатых передач с компенсацией кинематического мертвого хода 385
6.7. Выполнение чертежей зубчатых колес 392

Глава 7. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ПЛАСТМАССОВЫХ ГИБКИХ КОЛЕС ВОЛНОВЫХ ПЕРЕДАЧ 404

7.1. Общие сведения о волновых передачах 404
7.1.1. Устройство и общая характеристика волновых передач 404
7.1.2. Передаточное отношение и число зубьев колес волновой передачи 406
7.1.3. Кинематические схемы волновых передач 407
7.2. Пластмассовые гибкие колеса волновых передач 412
7.2.1. Геометрия зацепления зубьев. Форма и параметры деформации гибкого колеса 413
7.2.2. Расчет пластмассового гибкого зубчатого колеса на прочность 417
7.2.3. Пример расчета двухволновой зубчатой передачи с пластмассовым гибким колесом 428
7.2.4. Рекомендации по конструктивному оформлению пластмассовых звеньев волновых зубчатых передач 432
7.3. Примеры конструкций волновых редукторов с пластмассовыми гибкими колесами 434

Глава 8. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВЫХ ОПОР 438

8.1. Подшипники качения 443
8.1.1. Выбор подшипников качения 443
8.1.2. Допуски и посадки подшипников качения 455
8.2. Подшипники скольжения 460
8.2.1. Конструкции и расчет подшипников скольжения 460
8.2.2. Допуски и посадки подшипников скольжения 467

8.3. Выбор полимерного материала для подшипников скольжения 472

Приложение 1. Характеристики микроэлектродвигателей 474
Приложение 2. Характеристики радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников 479
Приложение 3. Значения эвольвентной функции 495
Приложение 4. Геометрические параметры зубчатых колес в системе “Plastic Gearing Technology” 496
Приложение 5. Коэффициенты перевода единиц измерения из дюймовой системы мер в метрическую и обратно 503
Приложение 6. Таблицы для вычисления статистических характеристик 504
Приложение 7. Физико-механические, теплофизические и технологические свойства конструкционных и антифрикционных термопластов и композиционных материалов на их основе 509

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ 520

ПАКЕТ ПРОГРАММ ДЛЯ РАСЧЕТА ФОРМООБРАЗУЮЩИХ МАТРИЦ ЛИТЫХ ПЛАСТМАССОВЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Пакет программ предназначен для расчета размеров и допусков формообразующих матриц для литья под давлением пластмассовых зубчатых колес.

В результате расчета определяются геометрические параметры и технологические допуски, а также необходимые корректировки, повышающие показатели точности отдельных параметров литых колес.

Программы обеспечивают построение профилей зубьев матрицы, соответствующих среднему значению и предельным отклонениям литьевой усадки, и предельных профилей зубьев колеса для использования их в графическом редакторе, а также подготовку исходных данных для нарезания матриц на электроэрозионных станках.

В пакет входят программы:

- Программа **"INTUS"** — расчет ведется по табличному интервалу диаметральной усадки.
- Программа **"IMITAT"** — расчет по усадке, определенной по результатам измерения диаметра опытных образцов-имитаторов.
- Программа **"P-GEAR"** — расчет по среднему табличному значению диаметральной усадки (или по средней диаметральной усадке в сочетании с усадкой по толщине зубьев).
- С помощью программы **"P-GEAR"** можно производить расчет геометрических параметров прямозубых зубчатых колес, внося коррективы в стандартные расчетные значения.
- Приложение **"P-GRUN"** позволяет имитировать зацепление пары колес и рассчитать значения геометрических показателей качества зацепления.
- Программа **"KORMAT"** — расчет коррекции матрицы по результатам измерения опытных образцов литых пластмассовых зубчатых колес.

Заинтересованным организациям может быть передан полный комплект или отдельные программы пакета. Возможно проведение расчетов формообразующих матриц по исходным данным заказчика.

Институт механики металлополимерных систем
им. В.А.Белого Национальной Академии наук
Республики Беларусь
246652, г. Гомель, ул. Кирова, 32а
Тел. (0232) 55 00 26
Факс (0232) 52 53 62
E-mail: plesk@polymer.gomel.by

СПИРОИДНЫЙ МОТОР-РЕДУКТОР

Это привод, содержащий спироидную передачу, для которой характерны большой коэффициент перекрытия в зацеплении и благоприяные геометрические и кинематические условия контакта.

Д О С Т О И Н С Т В А:

- **повышенная нагрузочная способность**
- **стойкость к динамическим нагрузкам**
- **плавность хода**
- **большая износостойкость**
- **компактность**
- **бесшумность работы**

Наши редукторы применяются в механизмах станков, транспортерных и подъемных установках, механизмах пищевой промышленности, автоматических линиях и других изделиях, обеспечивая высокие эксплуатационные качества, компактность, бесшумность и надежность работы.

Большие перспективы применения редукоров в сельскохозяйственном машиностроении, приводах арматуры энергетических и нефтегазовых предприятий, бытовой технике и многих других отраслях.

Применяя наши редукторы
Вы расширяете свои возможности!

Мы готовы выполнить любой ваш заказ по разработке, изготовлению и поставке спироидных мотор-редукторов.

Учебный научно-производственный центр "Механик"
Росиия, 426069, г. Ижевск, ул. Студенческая, 7
Тел/Fax (3412) 59-25-03
Тел. (3412) 58-28-32.

СИСТЕМА АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОГНОЗИРОВАНИЯ НАДЕЖНОСТИ ДЕТАЛЕЙ И АГРЕГАТОВ ТРАНСМИССИЙ (САПН)

Система автоматизированного прогнозирования надежности (САПН) реализована в виде программного вычислительного комплекса на ПЭВМ.

САПН позволяет:

- ***прогнозировать нагрузочный режим трансмиссии*** машин различного назначения, эксплуатирующихся в различных условиях;
- ***прогнозировать надежность и долговечность типовых деталей*** трансмиссии (зубчатых передач различных типов, подшипников качения, трансмиссионных валов различной конфигурации);
- ***прогнозировать надежность и долговечность*** различных агрегатов и трансмиссии в целом.

Отличительными особенностями САПН являются:

- ***универсальность,*** позволяющая широко использовать ее для оценки надежности трансмиссий машин различного назначения;
- ***комплексность,*** позволяющая провести полное исследование надежности трансмиссии, начиная от прогнозирования нагрузочного режима и оценки надежности принятых вариантов конструкции деталей и заканчивая прогнозированием надежности всей трансмиссии в целом;
- ***селективность,*** позволяющая по желанию пользователя ограничить использование САПН решением локальной задачи оценки надежности конкретного варианта какой-либо детали.

Включение в САПН ряда дополнительных возможностей, таких, как:

- ***статистическая обработка*** экспериментальных данных режимов нагружения;
- ***выбор возможных вариантов чисел зубьев*** шестерен многоступенчатой трансмиссии;
- ***геометрический расчет и проверка качества зацепления*** зубчатых передач различных типов

— позволяет успешно использовать САПН не только для оценки надежности принятого варианта, но и для выбора рационального варианта, удовлетворяющего требованиям компоновки и надежности.

Применение САПН при оценке надежности проектируемых агрегатов трансмиссий позволяет значительно сократить сроки проектирования, а также существенно сократить, если не устранить полностью, необходимость доводки конструкции по результатам стендовых и ходовых испытаний.

В алгоритмах САПН использованы отечественные и зарубежные стандарты, а также собственные исследования разработчиков.

Система САПН апробирована и внедрена на ряде автомобильных и тракторных заводов СНГ.

По вопросам ознакомления и приобретения обращаться по адресу: 220732, Республика Беларусь, г. Минск, ул. Ф. Скорины 12, Институт надежности машин НАН Беларуси. Тел: (0172) 268-54-27 Факс: 172-268-54-09, E-mail : berest.@bas25.basnet.minsk.by Солитерман Юрий Львович

ДИАГНОСТИЧЕСКАЯ МИКРОПРОЦЕССОРНАЯ СИСЕМА

Система ориентирована на безразборную диагностику технического сосояния машин и механизмов на основе комплексного многофакторного анализа зафиксированных одновременно в реальном масштабе времени процессов, наиболее полно харакеризующих функциональные свойства диагностируемого объекта (виброакустических, динамических, триботехнических и т.п.). В ее состав входят 8-ми или 16-ти канальный адаптер, ПЭВМ типа “NOTEBOOK” и пакет прикладных программ для управления параметрами съема диагностической информации, обработки результатов и их представления в протокольном и графическом виде.

Стоимость микропроцессорного адаптера от 200 до 1600 долл. США, программного обеспечения — от 600 до 2500 долл. США, доработки программного обеспечения в соответствии с требованиями заказчика — от 300 до 1800 долл. США в зависимости от функциональных возможностей и исполнения.

Разработчик: ИНДМАШ НАН Б,

телефон: (+375)-017-2685409 (Басинюк, Ишин)

ТЕХНОЛОГИЯ И ОБОРУДОВАНИЕ МИКРОДУГОВОГО ОКСИДИРОВАНИЯ

Технология предназначена для получения на деталях и изделиях из алюминия, алюминиевых сплавов и порошковых алюминиевых материалов композиционных керамических покрытий толщиной до 300 мкм с высокой твердостью, сравнимой с твердостью корунда, и высокой адгезией с основой. Использован эффект электрохимического оксидирования в сочетании с микродуговыми разрядами, обеспечивающими преобразование поверхностного слоя зделия в металлокерамику в виде окислов алюминия высокотемпературных модификаций. Покрытия характеризуются высокой износо- коррозионно- и термостойкостью, а также высокими диэлектрическими свойствами.

Для реализации технологического процесса используется установка со специализированным импульсным источником питания.

Наиболее рациональная область применения разработки — быстроизнашивающиеся элементы технологического оборудования легкой и химической промышленности, включая детали гидроприводов, транспортных средств и ДВС.

Разработчик: ИНДМАШ НАН Б,

телефон: (+375)-017-2685409 (Басинюк)

Институт механики металлополимерных систем им. В.А. Белого Академии наук Беларуси
Гродненское производственное объединение "Химволокно"

КОМПОЗИЦИОННЫЙ МАТЕРИАЛ "ЭТАМИД" (ТУ РБ 03535279.030—97)

Материал предназначен для изготовления технических изделий конструкционного и антифрикционного назначения, эксплуатирующихся без смазки или при ее ограничении в условиях динамических, в том числе ударных, нагрузок и абразивного износа. В соответствии с ТУ РБ 03535279.030-96 выпускается пять базовых марок материала.

Технические характеристики

Показатель текучести расплава, г/10 мин	7—25
Относительное удлинение при разрыве, %	18—45
Ударная вязкость по Шарпи на образцах с острым надрезом, кДж/м^2	10—24
Температура хрупкости, °С	–45
Усадка при литье под давлением, %	1,2—1,7

По сравнению с полиамидом 6 материалы обладают более высокой стабильностью размеров при переменной влажности, улучшенными триботехническими характеристиками, перерабатывается методом непрерывной экструзии.

Производство материала освоено на Гродненском ПО "Химволокно", изделия из материала "Этамид" используются на ПО МТЗ, ПО "Кристалл" (г. Гомель) и других предприятиях.

Институт механики металлополимерных систем им. В.А.Белого Академии наук Беларуси

246652, г. Гомель, ул. Кирова, 32а, тел. (0232) 55-00-16; 55-00-26; факс (0232) 52-53-62, E-mail:plesk@polymer.gomel.by

Гродненское производственное объединение "Химволокно"

230026, г. Гродно, ул. Славинского, 4, тел. (01522) 673-30; факс (01522) 613-43

Могилевское производственное объединение "Химволокно"
Институт механики металлополимерных систем им. В. А. Белого Академии наук Беларуси

Предлагают

ПОЛИЭФИРНЫЕ ПЛАСТИКИ ТИПА ППК-ПЭТФ,
перерабатываемые литьем под давлением (ТУ РБ 03535 279.020—95)

Полиэфирные пластики ППК-ПЭТФ представляют собой смеси полиэтилентерефталата с другими полимерами и модифицирующими добавками. В них сочетаются высокие механические, тепловые и электрические свойства с отличной химической стойкостью, стойкостью к ползучести и старению, стабильностью размеров, хорошей перерабатываемостью. Могут изготавливаться в негорючем исполнении. Легко поддаются механической обработке, отделке поверхности тиснением и напрессовыванием ткани.

Материалы имеют идеальное сочетание свойств для применения их в электротехнической промышленности (катушки, переключатели коммутационных панелей, патроны для ламп, соединительные детали, корпуса электроприборов, подстроечные конденсаторы, корпуса электродвигателей, рукоятки электроприборов, патроны мощных ламп, выключатели, розетки, штепсельные разъемы и т.п.), в автотракторостроении (детали кузова и внутренней отделки кабины, распорные втулки и т.п.), в производстве товаров бытового назначения (корпуса утюгов, крыльчатки вентиляторов, корпуса кофемолок и т.п.).

Технические характеристики

№№ п/п	Показатель, ед. изм.	Неармированный	Армированный стекловолокном
1	Прочность при разрыве, МПа	не менеé 50	не менее 90
2	Относительное удлинение при разрыве, %	30	8
3	Ударная прочность по Шарпи без надреза, кДж/м^2	80	45
4	Температура размягчения по Вика, °С	235	245
5	Удельное объемное электрическое сопротивление, Ом·см	$>10^{16}$	$>10^{15}$

Институт механики металлополимерных систем им. В.А. Белого Академии наук Беларуси
246652, г. Гомель, ул. Кирова, 32а, тел. (0232) 55-00-16; 55-00-26; факс (0232) 52-53-62, E-mail:plesk@polymer.gomel.by
Могилевское производственное объединение "Химволокно"
212035, г. Могилев, Чайка, МПОХВ. Тел. (0222) 44-93-69; 44-41-51; факс (0222) 44-97-63.

Справочное и научное издание

Старжинский Виктор Евгеньевич
Тимофеев Борис Павлович
Шалобаев Евгений Васильевич
Кудинов Андрей Тихонович

ПЛАСТМАССОВЫЕ ЗУБЧАТЫЕ КОЛЕСА В МЕХАНИЗМАХ ПРИБОРОВ

Расчет и конструирование

Редактор *В.И. Поляков*

Оригинал-макет подготовлен в ООО "ИнфоТрибо" *А.М. Великановой* и *Е.В. Ковалевой*

Сдано в набор 5.12.97. Подписано в печать 10.12.97. Формат 60×90 1/16.
Бумага офсетная № 1. Гарнитура Таймс. Печать офсетная.
Усл.-печ. л. 34,0. Уч.-изд. л. 32,8. Тираж 1000 экз. Заказ 925.

Институт механики металлополимерных систем им. В.А. Белого НАН Беларуси, лицензия ЛВ № 58 от 5.11.97. 246652, Гомель, ул. Кирова, 32а.

Отпечатано на Гомельской фабрике "Полеспечать" Государственного комитета по печати Республики Беларусь. 246707, Гомель, ул. Советская, 1.