



Б.Н.ВОЛКОВ
В.Я.КРЕМЯНСКИЙ

УНИФИКАЦИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Б.Н.ВОЛКОВ
В.Я.КРЕМЯНСКИЙ

УНИФИКАЦИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН



МОСКВА
ИЗДАТЕЛЬСТВО
СТАНДАРТОВ
1989

Волков Б.Н., Кремянский В.Я. Унификация деталей машин. — М.: Издательство стандартов, 1989. — 229 с.

В книге на основе анализа и обобщения многолетнего опыта ВНИИНМАШ по решению научно-методических проблем унификации деталей машин и работ промышленности в этой области подробно изложена методика всех этапов работы по унификации деталей: выбор объекта, сбор и анализ исходных данных, прогнозирование, установление рационального уровня удельных эксплуатационных показателей, оптимизация параметрических и типоразмерных рядов, расчет экономического эффекта. На конкретных примерах рассмотрены основные принципы проведения унификации деталей.

Книга рассчитана на специалистов, занимающихся проблемами стандартизации и унификации в машино- и приборостроении, а также на конструкторов и проектировщиков машин и приборов.

Рис. 26. Табл. 67. Библиогр. 68 назв.

Рецензенты: инж. Д.Ф. Герасимов, канд.техн. наук А.Г. Федотов

В $\frac{2003000000-014}{085(02)-89}$ 14 — 89

ISBN 5-7050-0018-9

© Издательство стандартов, 1989

ВВЕДЕНИЕ

Научно-технический прогресс приводит к неуклонному увеличению номенклатуры изготавливаемых машин и оборудования. В связи с ростом производительности, скоростей машин, повышением степени автоматизации, комфортности машины все более усложняются, число входящих в них деталей непрерывно растет. В СССР номенклатура изготавливаемых изделий за 20 лет увеличилась в 1,5 раза. Следовательно, если не принимать специальных мер по организации рационального проектирования и изготовления машин, их серийность будет уменьшаться. В настоящее время она невелика. Так, по данным Госкомстата СССР при обследовании девяти министерств установлено, что 19 % наименований изделий производится с серийностью более 1000 шт. в год, 19 % — от 100 до 1000 шт., 20 % — от 10 до 100 шт. и 42 % — в единичном исполнении. В металлообрабатывающей промышленности ГДР доля серийного, мелкосерийного и единичного производства достигает 82 %, в ФРГ — 87 % (в том числе единичного — 44 %), в США — 75 % [1]. Одновременно с увеличением номенклатуры изделий растут темпы смены их моделей. В этих условиях одним из важнейших путей обеспечения все возрастающих темпов научно-технического прогресса является всемерное развитие унификации составных частей машин, что позволит увеличить серийность, создать эффективные высокоспециализированные производства этих изделий (деталей и узлов).

Внедрение методов унификации в производственную практику способствует снижению себестоимости изделий (в основном за счет повышения серийности выпуска составных частей), повышению эксплуатационной надежности, ускорению и снижению стоимости ремонта.

Унификация не только расширяет круг вопросов, разрешаемых в процессе проектирования машин, но и способствует радикальному изменению взглядов на возможность обобщения ранее изолированных конструктивных и технологических решений. Теоретические разработки в области унификации являются основой не только для изменения традиционных методов конструирования, но и для разработки принципиально новых критериев оценки машин, оборудования и приборов. Конструкции машин, традиционно считавшиеся принципиально различными и, как следствие, изготавливающиеся на различных предприятиях индивидуально или мелкими сериями, на основе конструктивного анализа могут быть включены в один унифицированный ряд или семейство, что предопределяет новый подход к специализации машиностроительных заводов.

Определение термина "унификация" являлось в течение многих лет объектом широкой дискуссии.

Учитывая, что унифицированными могут быть как составные части изделий (элементы), так и сами изделия (системы), и имея в виду задачи машиностроения, рассматриваемые в настоящей книге, можно, не претендуя на окончательность формулировки, считать целесообразным следующее определение: "унификация — процесс установления и применения технически и экономически рациональной номенклатуры имеющих сходное функциональное назначение составных частей изделий и самих изделий, единообразных по одному или нескольким критериям".

Техническая целесообразность унификации отражает инженерные и организационные вопросы. К ним относятся, в частности, конструктивная совместимость унифицируемой составной части с изделием, вопросы обеспечения необходимого уровня надежности, возможность изготовления или поставки составной части по кооперации и пр. Экономическая целесообразность предусматривает получение в результате проведенных работ положительного народохозяйственного эффекта.

Актуальность проведения работ по унификации объясняется преимуществами, которыми обладают унифицированные изделия по сравнению с оригинальными.

При замене оригинальных изделий на унифицированные экономический эффект получается за счет: проектирования (сокращение сроков проектирования, уменьшение количества ошибок и изменений); подготовки производства и самого производства (применение стандартной оснастки, более совершенной технологии, уменьшение числа переналадок); повышения и стабилизации качества изделия; сокращения расходов в эксплуатации.

Сроки проектирования изделий сокращаются в результате использования в проектируемых конструкциях уже примененных ранее деталей, узлов и агрегатов, или одновременного проектирования одной и той же составной части для нескольких одновременно создаваемых изделий. Так, на Минском автозаводе при применении в проектных работах принципов унификации и агрегатирования сроки проектирования машин сократились с нескольких лет до нескольких месяцев.

Унификация составных частей позволяет сократить расходы на подготовку производства за счет использования уже примененной ранее оснастки и возможности использования унифицированных комплектов такой оснастки. В производстве экономия от применения в конструкции унифицированных составных частей достигается за счет использования отработанных технологических процессов.

Качество продукции при унификации повышается за счет применения отработанных и проверенных на практике узлов и агрегатов, совершенствования производства, контроля и испытаний.

Механизация и автоматизация производства, внедрение средств вычислительной техники позволяет не только повысить, но и стабилизировать качество.

Сокращение расходов в эксплуатации происходит за счет сокращения

номенклатуры запасных частей, увеличения надежности изделий, а также вследствие организации специализированного ремонта техники.

Следует обратить внимание на экономический эффект, получаемый в эксплуатации. Эту часть общего экономического эффекта многие предприятия-изготовители не принимают в расчет и ограничиваются подсчетом эффекта, получаемого в производстве. В то же время, как показывает опыт эксплуатации, расходы на техническое обслуживание и ремонт техники превышают ее первоначальную стоимость в несколько раз. Другими словами, получаемый в эксплуатации эффект от унификации может в несколько раз превысить эффект, достигнутый в производстве.

Таким образом, унификация является высокоэффективным методом снижения затрат во всех сферах жизненного цикла изделия — от начала проектирования до списания.

Необходимо подчеркнуть, что так как любое изделие состоит из деталей, то важнейшим исходным этапом унификации изделий является унификация деталей, открывающая путь для создания специализированных производств и их концентрации.

Главы 1, 2, 4, параграф 6.2 и приложения написаны совместно Б.Н. Волковым и В.Я. Кремянским, введение и глава 8 — Б.Н. Волковым, главы 3, 5, 7, 9 и параграфы 6.1, 6.3, 6.4 — В.Я. Кремянским.

ОБЪЕКТЫ, ВИДЫ И ЭТАПЫ РАБОТ ПО УНИФИКАЦИИ ДЕТАЛЕЙ

1.1. Выбор объектов

Номенклатура типоразмеров деталей, изготавливаемых современными машиностроительными предприятиями, исчисляется сотнями и тысячами. В этих условиях весьма большое значение приобретает методика выбора типов деталей, которые следует выделить в качестве объектов первоочередной унификации. Для разработки такой методики необходимо, в первую очередь, сформулировать основные критерии выбора объектов, которые, в свою очередь, вытекают из задач унификации деталей. Естественно, что первым и наиболее общим критерием следует считать получение наибольшего народнохозяйственного эффекта от унификации детали того или иного типа. Однако, учитывая, что выбор объектов унификации производят на стадии планирования работ по межотраслевой, отраслевой или заводской унификации, работ по созданию гамм и систем машин и т. д., непосредственная оценка даже ориентировочного экономического эффекта от унификации данного типа детали крайне затруднена, а в большинстве случаев просто невозможна. Применительно к деталям объектом унификации является тип детали, как правило, определенной конструктивной разновидности.

Очевидно, что для какого-либо ранжирования объектов унификации по вероятной величине эффективности необходимо сформулировать признаки, влияющие на эффективность, и провести классификацию самих объектов.

Была разработана обобщенная методика [68] выбора объектов унификации с использованием методов распознавания образов. Методика предусматривает сбор и обработку информации об отдельных изделиях (технические, эксплуатационные характеристики и характеристики производства), оценку возможности конкретизации исследуемой номенклатуры объектов, определение ориентировочных сроков и затрат на сбор информации о каждом изделии. На этой стадии определяют состав наиболее важных показателей, которые могут повлиять на выбор объекта унификации, оценивают возможности получения информации по этим показателям.

Выделяют две основные группы признаков, характеризующих собственно предполагаемые объекты унификации и условия их разработки, производства, эксплуатации. Затем признаки формализуют для получения их количественных оценок. В зависимости от вида исходной информации используют различные методы формализации: теория принятия решений, статистический анализ, математическое программирование, экспертный метод и др. При большом объеме исходной информации и сложных расчетах предполагается использование ЭВМ.

В результате оценки по признакам объекты разбивают на классы.

Однородность классов позволяет не производить конкретный анализ по всем исходным объектам. При оценке классов устанавливают необходимость дальнейшего более подробного анализа отдельных объектов лишь для тех классов, в состав которых входит большое число типов и типоразмеров изделий. Каждый признак должен иметь количественное или качественное выражение.

Для построения классов используют так называемый "алгоритм минимальных расстояний", с помощью которого вычисляют расстояния между разбиениями по отобранным признакам и находят результирующее разбиение по количественно выявленному наилучшему критерию. В качестве исходных критериев в Методике приняты для составных частей: характер распределения производства и потребления объектов (один изготовитель, один потребитель или два и более изготовителей, один потребитель), число типоразмеров (до 6, 7–11, 12–20, св. 20 шт.), количество типов машин, в которых применяется объект (до 10, 11–300, 301–1000, св. 1000 шт), степень сложности объекта (небольшая, средняя, большая).

Окончательную оценку наиболее перспективных объектов получают, умножая значения признака на затраты на проведение унификации объекта и число объектов в классе.

Недостатками методики являются: ее чрезмерная сложность; необходимость наличия хотя бы ориентировочных технико-экономических данных, чего на стадии планирования, как правило, нет; отсутствие учета ряда важных технических показателей (цены материала, степени ответственности детали и др.).

Для проведения практических работ в промышленности во ВНИИМАШ разработана методика количественного отбора деталей, являющихся наиболее целесообразными объектами унификации [3]. Принято девять важнейших критериев, определяющих целесообразность работ по унификации деталей, как с позиций производства, так и эксплуатации. Для каждого критерия разработаны балльные оценки в зависимости от определенных значений критерия и с учетом значимости вероятного эффекта от унификации (табл. 1.1).

Т а б л и ц а 1.1

Критерии для выбора объектов унификации

Номер п/п	Название критерия	Количественная оценка	Баллы
1	2	3	4
1	Количество типоразмеров деталей данного типа, шт.	Св. 5 до 10 " 10 " 50 " 50 " 100 " 100 " 500 " 500	0 2 4 6 8
2	Средняя годовая программа выпуска наиболее массовых типоразмеров, шт.	Менее 50 шт. Св. 50 до 100 " 100 " 500 " 500	0 1 3 5

Номер п/п	Название критерия	Количественная оценка	Баллы
1	2	3	4
3	Средняя группа сложности	1-я (наиболее простые) 2-я 3-я 4-я	1 2 4 6
4	Средняя точность рабочей поверхности	а) для линейных размеров: 6-й квалитет 7-й 8-й 9-й 10-й 11-й б) для зубчатых колес: 5-я степень точности 6-я 7-я 8-я 9-я	8 6 4 3 2 1 8 6 4 3 2
5	Средний коэффициент использования металла	Св. 0,8 " 0,6 до 0,8 Менее 0,6	1 3 6
6	Средняя масса (чистая), кг	Менее 0,1 Св. 0,1 до 1,0 " 1,0 " 10 " 10 " 100 " 100	0 2 4 6 8
7	Средняя цена материала (за 1 кг), руб.	До 0,15 Св. 0,15 до 0,3 " 0,3 " 1,0 " 1	0 1 3 5
8	Степень ответственности детали	Определяет безопасность работы изделия Определяет возможность работы изделия Прочие	8 4 1
9	Заменяется или не заменяется за срок службы изделий	Заменяется Не заменяется	6 1

В соответствии с указанными в табл. 1.1 балльными оценками каждый тип детали может иметь по всем девяти критериям в сумме от 5 до 60 баллов. Расположив все рассмотренные типы деталей в порядке убывания баллов, получаем ранжированное расположение этих типов деталей в направлении убывания целесообразности работ по унификации. Таким образом, типы деталей, получившие наибольшее количество баллов, следует подвергнуть унификации в первую очередь.

Оценочные критерии подобраны так, что позволяют ориентировочно получать ожидаемый эффект от унификации за счет:

- существенного повышения серийности типоразмеров, позволяющего перейти к применению более эффективных технологических процессов и оборудования, обеспечивающих снижение трудоемкости и повышение коэффициента использования металла;

- необходимости повышения производительности труда в первую очередь на наиболее трудоемких процессах;

- тщательной обработки конструкции и технологии более материало-емких деталей;

- экономии дорогостоящих и дефицитных материалов (легированных сталей и сплавов, цветных металлов);

- повышения надежности ответственных деталей;

- сокращения числа деталей, заменяемых за срок службы машины из-за недостаточной их долговечности.

Для повышения точности оценок может быть введен учет годовой программы выпуска рассматриваемых типов деталей. В этом случае к комплексному показателю следует прибавить еще балльную оценку годового выпуска: при годовом выпуске деталей до 1 т – 0; св. 1 до 10 т – 1; св. 10 до 100 т – 2; св. 100 до 500 т – 4; св. 500 до 1000 т – 6; св. 1000 т – 8.

Работа по подготовке и проведению количественного отбора должна производиться следующим образом.

После принятия решения о проведении работ по унификации деталей изделий, производимых отраслью, подотраслью, регионом, производственным объединением и т.п., следует провести письменный опрос главных конструкторов СКБ и заводов (в крупных организациях – также заведующих конструкторскими отделами, бюро либо руководителей групп) о номенклатуре наиболее часто применяемых в проектах (или изготавливаемых на заводе) тип деталей. При этом следует указать не менее 10 типов деталей (или другое минимальное число в зависимости от общего ориентировочного среднего числа оригинальных деталей в изделиях). Одновременно в каждом СКБ (или на заводе) необходимо подобрать чертежи 8–10 типоразмеров оригинальных деталей каждого из названных типов с наибольшими годовыми программами выпуска из проектов изделий, изготавливаемых и подлежащих изготовлению.

На каждом чертеже должны быть указаны годовые программы выпуска N соответствующего типоразмера отдельно в текущем и будущем годах, примерный коэффициент использования металла с учетом фактически принятого на производстве технологического процесса, его степень ответственности данной детали, а также заменяется ли она за срок службы

комплектуемого ею изделия. Необходимо сообщить также ориентировочное количество типоразмеров оригинальных деталей данного типа в используемых проектах СКБ (или изготавливаемых заводом).

Образец записи в чертеже:

1985 г. — $N = 552$ шт;

1986 г. — $N = 600$ шт.;

$\eta_m \approx 0,6$;

определяет возможность работы;

заменяется;

примерно 50—80.

После этого чертежи и все полученные данные поступают к основным исполнителям (отдел стандартизации или другое подразделение головной или базовой организации), которые должны составить полный исходный перечень типов деталей, потенциально пригодных для унификации, изготовить эскиз наиболее характерной конструкции детали каждого типа.

Далее назначают по два—четыре эксперта в каждом СКБ и в организации-исполнителе из числа наиболее квалифицированных конструкторов и технологов (равное количество тех и других). Причем общее количество экспертов должно быть не менее 8—10 человек. Каждому эксперту направляют исходный перечень деталей с эскизами и формы в виде вышеприведенной таблицы критериев. Число форм должно быть равно числу типов деталей в перечне. Все виды деталей в перечне должны иметь порядковые номера. Аналогичные номера должны быть проставлены на эскизах и формах. Эксперт должен выбрать для каждого типа детали балльную оценку по каждому из девяти критериев. При этом эксперты должны руководствоваться следующим.

Все оценки даются только по проектам данного СКБ. Количество типоразмеров оценивается по всем используемым в производстве и подготовленным для производства проектам. Оценку желательно произвести непосредственно по рабочим чертежам или спецификациям. В случае затруднений из-за большого объема чертежей оценку следует произвести по типовым проектам и соответственно увеличить результат за счет непроектируемых проектов, отнесенных к тому или иному типу.

Средняя годовая программа выпуска наиболее массовых типоразмеров определяется расчетом среднеарифметической по годовым программам 8—10 типоразмеров деталей данного типа, наиболее массово изготавливаемых (они были отобраны ранее на первом этапе работы, как сказано выше).

Расчет можно произвести по тем же 8—10 типоразмерам. Желательно в расчет включить дополнительно 10—15 типоразмеров деталей данного типа, но с различными вариантами конструктивного исполнения. Для каждого типоразмера детали из числа отобранных следует определить группу сложности и, соответственно, балльную оценку. Средняя группа сложности в баллах определяется как среднеарифметическое балльных оценок по всем деталям данного типа. Группы сложности следует принимать в соответствии с действующими в отрасли группами сложности деталей для нормирования проектных работ.

Точность рабочей поверхности определяется по основной рабочей поверхности детали. Например, для валов — по наиболее точной посадоч-

ной поверхности, для втулок подшипников скольжения — по внутренней поверхности, для зубчатого колеса — по зубчатому венцу. Подсчет средней точности в баллах производится аналогично подсчету средней группы сложности.

Коэффициент использования металла при отсутствии соответствующих технологических данных определяется ориентировочно в соответствии с характером технологического процесса и видом заготовки, принятых для данной детали на заводе-изготовителе. Окончательно коэффициент вычисляется как среднеарифметическое по данным с 8–10 наиболее часто изготавливаемых деталей данного типа.

Для определения балльной оценки по чистой массе необходимо после просмотра всех рабочих чертежей ориентировочно по представителям найти наименьшую и наибольшую вероятную массу деталей данного типа. Среднюю абсолютную чистую массу (в кг) следует определять как среднее кубическое из наименьшего $G_{\text{нм}}$ и наибольшего $G_{\text{нб}}$ значений (принимается среднее кубическое, так как оно лучше, чем среднее арифметическое, характеризует в усредненном виде такой показатель, как масса):

$$G_{\text{ср}} = \sqrt[3]{\frac{G_{\text{нм}}^3 + G_{\text{нб}}^3}{2}}.$$

По интервалу масс, в который попадает расчетное среднее значение, определяется балльная оценка.

Цену определяют по прейскуранту для материала, указанного в чертеже каждого из 8–10 наиболее массовых типоразмеров. В соответствии с указанными в табл. 1.1 интервалами цен материала для каждой детали устанавливается балльная оценка. Средняя цена материала в баллах для деталей данного типа равна среднеарифметическому от оценок по каждой детали.

Далее для каждого из отобранных типоразмеров определяют балльные оценки по 8-му и 9-му критериям. Окончательно для данного типа детали принимается та из балльных оценок по каждому из этих критериев, которая соответствует наибольшему числу рассмотренных типоразмеров (чертежей).

После заполнения всех форм эксперты направляют их в организацию, которая является основным исполнителем работ. Здесь материал подвергается окончательной обработке — обобщаются балльные оценки по каждому типу деталей из исходного перечня, данные различными экспертами.

Обобщение по каждому типу детали производится следующим образом.

По 1-му критерию суммируют данные о количестве типоразмеров деталей данного типа по всем СКБ. Окончательная балльная оценка определяется в зависимости от интервала, в который попадает суммарное количество типоразмеров. При отсутствии данных о фактическом количестве типоразмеров на основании средних балльных оценок, установленных каждым экспертом в данном СКБ, определяет общую среднюю по данному СКБ. Затем по общим средним каждого СКБ устанавливают по графе

3 табл. 1.1 количественные интервалы и определяют общий интервал, к которому относится суммарная программа по всем СКБ. Например, по данным экспертов СКБ-1 для деталей типа гладких втулок по 1-му критерию общая балльная оценка равна 4, т.е. она соответствует интервалу св. 50 до 100 типоразмеров, а по данным экспертов СКБ-2 общая балльная оценка — 6. Следовательно, как было сказано, для каждого интервала наиболее вероятным является среднее число типоразмеров, поэтому окончательная оценка по всем СКБ будет 6 (действительно, средняя по интервалу 50–100 равна 75, а средняя по интервалу 100–500 равна 300, $300 + 75 = 375$, т.е. попадаем в интервал 100–500).

Аналогично рассчитывают окончательную балльную оценку по 2-му критерию.

По критериям 3–7 окончательная оценка принимается, как среднее арифметическое балльных оценок по всем СКБ.

По критериям 8 и 9 окончательная балльная оценка принимается равной наиболее часто встречающейся оценке среди оценок разных СКБ. Если частота по двум различным оценкам равна, следует в качестве окончательной принимать более высокую (большое количество баллов).

Рассмотрим применение предложенного способа выбора объектов на примере деталей транспортеров овощей, изготавливаемых подотраслью торгового машиностроения и широко применяемых на плодоовощных базах.

Сравним балльным способом ожидаемую эффективность от унификации двух типов деталей — звездочек втулочно-роликовых цепей и корпусов подшипников. Эти типы деталей применяются также в других видах торгово-технологического оборудования (линиях фасования продукции в пакеты, машинах для механической обработки пищевых продуктов и т.п.), после анализа чертежа типового представителя звездочек получены следующие оценки: критерий 1–2 баллов, критерий 2–2, критерий 3–3, критерий 4–6, критерий 5–2, критерий 6–1, критерий 7–6 баллов. Комплексный показатель $\Pi_k = 22$.

Аналогично, для корпусов подшипников оценки в баллах по критериям равны: 2, 2, 4, 6, 2, 0, 1; $\Pi_k = 17$.

Таким образом, из двух рассмотренных типов деталей следует ожидать большего эффекта от унификации звездочек.

Проверка показала, что изложенный способ выбора объектов унификации может быть использован также для относительно несложных сборочных единиц и изделий в целом.

В различных условиях применения, в особенности при унификации в рамках отдельных предприятий, могут оказаться целесообразными другие способы выбора объектов унификации. Например, на одном из крупных приборостроительных предприятий, на котором внедрена обезличенная система классификации деталей, применяют следующую процедуру выбора объектов. Все детали машин, разрабатываемых КБ и поступающих на изготовление, кодируют по обезличенной системе и накапливают данные по каждому типу детали в таблицах применяемости. Для всех наиболее широко встречающихся деталей определены предельные коли-

чества типоразмеров оригинальных исполнений. При этом предельные количества тем меньше, чем сложнее и дороже деталь. Например, для втулок предельное число типоразмеров принято равным 300 шт. При превышении в соответствующей таблице применяемости предельного числа для данного типа детали подготавливают таблицу систематизации и разрабатывают из накопленного числа типоразмеров ограничительную номенклатуру. Разработка оригинальных деталей данного типа и включение новых типоразмеров в ограничительную номенклатуру в дальнейшем производится только с разрешения главного конструктора. С помощью изложенной процедуры за три года номенклатура деталей сокращена примерно на 3 тыс. шт. с экономическим эффектом порядка 2 млн. руб.

1.2. Виды и уровни унификации деталей

В зависимости от целей, задач и конкретных способов реализации следует различать три вида унификации деталей — заимствование, построение рядов и ограничительная.

Унификация заимствованием деталей — это использование в каком-либо изделии (при его проектировании) деталей, которые применялись ранее в другом изделии.

Заимствование может производиться как с предыдущих моделей данного изделия, так и с изделий другого функционального назначения. При этом необходимо удостовериться, что применение детали не противоречит действующей нормативно-технической документации.

В практике конструирования метод заимствования находит широкое применение, так как позволяет осуществить преемственность конструкций, обеспечивающую сокращение затрат на конструирование, подготовку производства и изготовление.

При установлении возможности применения конкретной заимствуемой детали в проектируемом изделии конструктор должен решить три основные задачи: возможность ее установки с точки зрения конструктивной совместимости (по габаритным и присоединительным размерам); соответствие ее функциональным требованиям и требованиям к уровню качества; экономическую целесообразность применения данной детали, в том числе и возможность ее изготовления на предприятии или получения по кооперации.

Применение в новой конструкции заимствованной детали, как правило, обеспечивает необходимый уровень качества изделия, так как такая деталь уже прошла испытание в эксплуатации в составе других изделий.

В то же время высокий уровень технических характеристик и качества заимствованной детали является непременным условием ее применения.

Процесс заимствования можно разделить на несколько видов в зависимости от того, где ранее применялись эти детали.

Заимствование с предыдущей модели изделия предусматривает использование детали старого изделия при его модернизации. При этом конструктор выбирает из числа деталей модернизируемого изделия детали с высо-

кими показателями качества и техническими характеристиками, отработанные в производстве и прошедшие проверку в эксплуатации. Этот вид заимствования имеет большой удельный вес в работах по унификации, так как направлен на максимально возможное, технико-экономически обоснованное использование деталей, уже освоенных данным производством. Применение деталей с модернизируемых объектов не снимает, а скорее обостряет задачу их постоянного технического и технологического совершенствования.

Заимствование с других изделий, имеющих отличное от проектируемого функциональное назначение, осуществляется как в рамках одного предприятия, так отрасли и машиностроения в целом. Задачей заимствования с других изделий может быть не только просто снижение затрат в проектировании и производстве, но и целевая унификация с другими совместно проектируемыми, изготавливаемыми или эксплуатируемыми изделиями со своими специфическими задачами: обеспечением высоконадежной эксплуатации, сведением до минимума номенклатуры запасных частей, эксплуатационного и ремонтного инструмента и т. д.

Унификация деталей построением рядов – построение оптимальных рядов деталей, соответствующих по своему функциональному назначению заменяемым неунифицированным деталям. При данном виде унификации для типа детали, ранее изготавливавшейся, но не унифицированной, унифицированные детали, как правило, относятся к той же конструктивной разновидности.

В случае создания рядов деталей нового типа, которые должны заменить какие-либо неунифицированные детали того же функционального назначения, но другого типа, естественно, тождественности принципиальной конструкции унифицированных и неунифицированных деталей может не быть.

Наиболее целесообразной областью проведения унификации деталей построением рядов является разработка новых гамм и семейств машин, т. е. случаи, когда предполагается полная или весьма значительная смена изготавливаемой продукции, а также экономически целесообразно комплектование новых машин унифицированными деталями, число типоразмеров и размеры которых определяются в первую очередь задачами минимизации расходов на изготовление и эксплуатацию этих деталей и повышения технического уровня и качества машин.

Наиболее последовательно унификация построением рядов может проводиться по изделиям, распределения размеров и количество которых приближаются к распределению случайных величин. Такому требованию обычно отвечают детали отраслей, машины и оборудование которых изготавливаются мелкими и средними сериями при значительной номенклатуре типов и размеров.

Унификация построением рядов обычно завершается созданием стандарта (государственного, отраслевого*, предприятия) или альбома унифицированных конструкций.

* В свете перестройки деятельности Госстандарта СССР принято решение упразднить поэтапно в 1988–1990 гг. отраслевые нормативно-технические документы, установив два уровня нормативно-технической документации: государственные (республиканские) стандарты и технические условия.

Таким образом, при унификации заимствованием необходимые типоразмеры деталей получают из проектной документации (чертежей) соответствующих изделий, а при унификации построением рядов — из нормативно-технической документации (стандартов, альбомов).

Ограничительная унификация деталей состоит в выявлении номенклатуры типоразмеров деталей данного типа, оптимальной для конкретной области применения этих деталей (предприятия, подотрасли, отрасли), из общей ранее установленной стандартной или унифицированной номенклатуры, регламентируемой соответствующей нормативно-технической документацией. Ограничительная унификация широко проводится в отраслях и на предприятиях на основе государственных и отраслевых стандартов.

Для замены ранее изготавливавшихся неунифицированных деталей могут быть применены все три указанных вида унификации. Для случаев создания унифицированных деталей нового, ранее не изготавливавшегося типа следует применять только унификацию построением рядов.

Достоинством использования всех трех видов унификации деталей при проектировании изделий является насыщение проектируемых изделий уже спроектированными, освоенными и испытанными деталями.

В рамках предприятия работы по унификации, выполняемые при проектировании, осуществляются как на базе проектной документации изделий, выпускаемых предприятием, так и с использованием информационного массива. Информационный массив предприятия должен содержать данные применимости всех составных частей, всех выпускаемых им изделий и строится не по изделиям, а по функциональному назначению деталей, узлов и агрегатов с указанием числовых значений параметров. Такой информационный массив может функционировать на предприятии либо как каталог составных частей изделий предприятия, либо входить в состав его информационных систем (или систем информации более высоких категорий).

В масштабе отрасли эти работы ведутся, как правило, с использованием отраслевых документов применимости (ограничительные перечни отрасли, альбомы унифицированных деталей и пр.). Здесь оба вида работ по унификации на стадии проектирования — использование типоразмеров деталей из рядов и заимствование — сливаются в один процесс насыщения изделия унифицированными деталями.

Далее следует рассмотреть возможные направления работ по унификации в зависимости от охватываемой номенклатуры изделий. Первым и самым общим направлением является простое насыщение проектируемого изделия унифицированными деталями. При этом безразлично, является ли деталь стандартной, покупной или заимствованной, по какой категории документации она выпускается, в каких изделиях, кроме данного, находит применение. Суммарный экономический эффект при такой унификации может достигнуть значительных величин прежде всего за счет большого количества вводимых в конструкцию унифицированных деталей.

Другим направлением унификации, проводимым обычно в рамках предприятия, является унификация во внутритиповом ряду или семействе машин, подлежащих изготовлению на данном предприятии. Здесь имеется в виду преимущественное использование в проектируемых констукциях ряда или семейства изделий деталей из базовой констукции.

Следующим важным направлением является унификация между изделиями типоразмерного ряда, изготавливаемыми на разных предприятиях. Это направление имеет свои специфические задачи.

Во-первых, осуществляется взаимная унификация между изделиями разных предприятий в рамках отрасли, что позволяет поднять уровень кооперации между заводами.

Во-вторых, создаются предпосылки для организации в отрасли специализированных цехов и заводов по выпуску деталей.

В-третьих, достигается экономия в процессе эксплуатации за счет снижения номенклатуры запасных частей и индустриализации ремонта техники.

Можно рассмотреть и еще одно направление унификации, в ряде случаев имеющее важное значение. Это унификация в группе совместно производимых или совместно эксплуатируемых изделий. Унификация в группе совместно производимых изделий близка по смыслу и содержанию к заводской, а также и внутривидовой унификации. Унификация в группе совместно эксплуатируемых изделий имеет важное значение для народного хозяйства, так как снижает расходы на эксплуатацию и ремонт в рамках отдельных хозяйств.

Унификация деталей может быть полной, полной по взаимозаменяемости и частичной. Полностью унифицированная — это деталь изготавливаемая по унифицированному рабочему чертежу, т. е. деталь, все размеры, конструктивные элементы, допуски, шероховатость, материал, род упрочнения которой полностью унифицированы. Деталь в этом случае получает определенное обозначение, которое полностью и однозначно определяет все вышеперечисленные характеристики.

Во многих случаях с целью обеспечения возможностей конструктивного и технологического совершенствования, обеспечения большей мобильности производства детали унифицируют по основным параметрам (размерам, например), но оставляют не унифицированными некоторые внутренние конструктивные элементы, разрешают изготовление из нескольких различных марок материала и т.д. При таком виде унификации следует унифицировать всю номенклатуру показателей, определяющих размерную взаимозаменяемость (включая и нормы точности). Кроме того, в этом случае должны быть оговорены значения показателей назначения, определяющие основные характеристики функциональной взаимозаменяемости. Например, для несущих деталей (зубчатые колеса, рычаги, звездочки цепей, детали крепления и др.) должна оговариваться допускаемая нагрузка.

Примером деталей с полной унификацией (стандартизацией) по взаимозаменяемости являются подшипники качения. Действительно, у них унифицированы все показатели размерной взаимозаменяемости (посадочные и присоединительные размеры, нормы точности) и определена

несущая способность — значения допускаемой динамической и статической грузоподъемностей. Что касается элементов внутренней конструкции подшипников (конструкции сепараторов, профиля поперечного сечения поверхностей качения колец), то они не связаны жестким регламентом, совершенствуются и видоизменяются при необходимости.

Весьма широко распространена частичная унификация деталей, при которой деталь унифицирована по одному или нескольким параметрам. Например, все изготавливаемые зубчатые колеса имеют, как правило, стандартные значения модулей, поэтому можно сказать, что зубчатые колеса унифицированы по модулю. Имеются отраслевые стандарты на венцы зубчатых колес. В этом случае колеса унифицированы по модулю, числу зубьев и их длинам.

По особенностям построения номенклатур типоразмеров можно выделить горизонтальную, вертикальную и диагональную унификации деталей.

Под горизонтальной следует понимать унификацию различных конструктивных разновидностей деталей, имеющих определенное значение главного параметра. К такому виду унификации относится работа по приведению к единообразию конструкций и размеров оригинальных торцевых крышек с определенным посадочным диаметром для подшипниковых узлов.

При вертикальной осуществляют унификацию конструкций и размеров рядов типоразмеров деталей или рядов отдельных их параметров (размеров).

Диагональная — более сложный вид унификации, при котором упорядочивают одновременно в нескольких рядах значения какого-либо из важных параметров деталей, относящихся к показателям назначения (например, несущая способность подшипников скольжения, длина болтов и т. п.). Диагональная унификация обеспечивает возможность дополнительного сокращения числа унифицированных типоразмеров при почти полном сохранении числа вариантов значений показателя назначения либо позволяет значительно увеличить число вариантов значений показателя назначения при сохранении числа типоразмеров.

В качестве примера можно привести проведение диагональной унификации разъемных корпусов подшипников скольжения на лапах с двумя и четырьмя крепежными отверстиями при разработке во ВНИИНМАШ ГОСТ 11607—82, ГОСТ 11608—82 и ГОСТ 11611—82 (взамен ГОСТ 11607—65, ГОСТ 11608—65 и ГОСТ 11611—65). При разработке новых рядов типоразмеров с креплением двумя и четырьмя болтами был принят единый ряд несущих способностей вкладышей (подшипников скольжения) обоих рядов корпусов. При постоянном материале вкладышей и единых условиях эксплуатации их несущая способность определяется произведением внутреннего диаметра на длину. Это произведение и было выстроено в единый ряд для двух рядов корпусов (с креплением двумя и четырьмя болтами). В стандартах 1965 г. ряды строились независимо.

Новый подход позволил сохранить общее количество стандартных типоразмеров корпусов — 24 при одновременном увеличении числа значе-

ний несущей способности вкладышей с 24 до 43 и упорядочении соотношений между соседними значениями.

При проведении на одном из предприятий ограничительной унификации винтов в диапазоне от М1 до М2,5 и исходном ряде значений длин 2; 2,5; 3,5; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25 мм была проведена диагональная унификация с разрежением числа длин через одну в шахматном порядке для соседних типоразмеров. Результаты работы представлены в табл. 1.2.

Т а б л и ц а 1.2

Ограничительная номенклатура винтов, полученная диагональной унификацией

Размер длины		Длины, мм									
М1	2	3	4	6	10	14	18	22			
М1,2	2,5	3,5	5	8	12	16	20	25			
М1,4	2	3	4	6	10	14	18	22			
М1,6	2,5	3,5	5	8	10	16	20	25			
М2	2	3	4	6	10	14	18	22			
М2,5	2,5	3,5	5	8	10	16	20	25			

Поскольку соседние размеры резьбы весьма близки, то при восьми значениях длин каждого из типоразмеров конструктор практически может иметь 16 вариантов длин, используя два соседних размера резьбы.

Работы по унификации по аналогии с работами по стандартизации следует рассматривать на нескольких уровнях — межотраслевом, отраслевом и заводском.

Объектами унификации в межотраслевом масштабе являются детали, изготовленные или применяемые двумя и более отраслями промышленности [60]. Такая унификация дает наибольший эффект во всех сферах — от проектирования до эксплуатации и ремонта.

К объектам межотраслевой унификации относятся прежде всего детали и сборочные единицы общемашиностроительного применения.

В зависимости от условий разработки, производства и применения объекты межотраслевой унификации могут быть разделены на разрабатываемые и изготавливаемые:

разными министерствами для комплектования совместно эксплуатируемых изделий;

одним министерством для комплектования изделий других министерств;

разными министерствами для собственных нужд и для других министерств;

несколькими министерствами для комплектования изделия, разрабатываемого и изготавливаемого одним министерством.

Общее организационно-методическое руководство и координацию работ по межотраслевой унификации осуществляет Госстандарт СССР посредством разработки соответствующих межотраслевых нормативных и мето-

дических документов, рассмотрения, координации и утверждения программ и планов стандартизации изделий и составных частей межотраслевого применения, разрабатываемых отраслевыми министерствами.

Работы по межотраслевой унификации выполняют предприятия и организации министерств, выпускающих или применяющих унифицированные составные части (детали, узлы). Руководство этими работами осуществляет головная организация (институт, КБ) министерства, ведущего по данному виду составных частей.

В случаях, когда по какому-либо виду составных частей отсутствует ведущее министерство, организацию работы может осуществлять рабочая группа, назначаемая из представителей заинтересованных министерств под руководством Госстандарта СССР. Рабочая группа в числе других вопросов подготавливает предложения по закреплению этих видов составных частей за соответствующим министерством.

Объектами отраслевой унификации могут быть детали, которые применяются, главным образом, в масштабе отрасли в силу специфики конструкции или требования к объекту. Так, применение ряда деталей, используемых в авиационной промышленности, в силу специфических требований к ним (высокая надежность, малая масса, точность исполнения и пр.) экономически нецелесообразно в других отраслях, например, в сельскохозяйственном машиностроении. Теоретически такие детали в разных отраслях могут быть взаимозаменяемы по геометрическим признакам, но такая унификация во многих случаях экономически неоправданна ввиду высокой стоимости изготовления.

Объектами отраслевой унификации могут быть такие специфические детали, как режущие элементы сельскохозяйственных машин, специальные детали крепления для авиации, сменные зубчатые колеса цепей подачи металлорежущих станков и т. д.

Работы по отраслевой унификации должны начинаться с разработки номенклатуры объектов отраслевой унификации. Такую номенклатуру на плановый период должны разрабатывать научно-исследовательские институты, отрасли.

В соответствии с разработанной номенклатурой составляется план работ по унификации, координирующий работы отдельных научно-исследовательских институтов, КБ и предприятий отрасли. Объекты отраслевой унификации не могут являться объектами унификации более низкой категории, но могут в перспективе переходить в более высокую категорию (в категорию межотраслевой унификации).

Выбору объектов унификации в масштабе отрасли должен предшествовать анализ планируемых работ по унификации аналогичных изделий в межотраслевом масштабе, тогда будет исключено дублирование в работах по унификации на различных уровнях.

Объектами заводской унификации являются детали входящие в состав заводской продукции, в том числе потребляемые комплектующие, детали изготавливаемых для собственных нужд средств производства (специальное оборудование, инструмент, оснастка), материалы, элементы деталей и др.

Целями заводской унификации деталей, помимо общих целей унификации, являются:

ускорение перехода на выпуск новой продукции в результате уменьшения числа деталей, подлежащих освоению, сокращения номенклатуры комплектующих, сортов материалов и т. д.;

повышение коэффициента использования средств основного производства (станков, инструмента, оснастки, испытательного и контрольно-измерительного оборудования);

сокращение номенклатуры и повышение степени использования средств вспомогательного производства (энергетических установок, подъемно-транспортного оборудования, средств технического обслуживания и ремонта и т. п.);

сокращение складского хозяйства и упрощение внутризаводского обеспечения.

Заводская унификация нескольких изделий предприятия (например, конструктивно-унифицированного ряда изделий), является низшей, но тем не менее, весьма важной категорией унификации.

Наибольшая доля экономического эффекта от проведения унификации в масштабе предприятия достигается, как правило, за счет экономии в сферах проектирования и производства. По-видимому, на этом уровне нерационально искать возможность унификации элемента, имеющего внутризаводское применение, с единичными изделиями вне предприятия — такая унификация будет сложна во внедрении и малоэффективна.

Технико-экономическое обоснование и планирование работ по унификации в масштабе предприятия должно проводить предприятие или по его поручению научно-исследовательские институты отрасли.

Установление объекта унификации на предприятии должно начинаться с анализа планируемых работ по унификации в отрасли и в межотраслевом (государственном) масштабе.

Так, прежде чем приступить к унификации, например, деталей двигателей, изготавливаемых на предприятии, следует проанализировать информацию об унификации таких двигателей в отраслевом масштабе, т.е. в масштабе типоразмерного ряда (или рядов), а также в масштабе нескольких отраслей.

В заводских масштабах следует унифицировать те детали, которые нецелесообразно унифицировать в отраслевом или межотраслевом масштабах.

Важным условием успешного проведения работ по унификации является разработка и создание классификаторов продукции по выходным функциональным признакам. Создание такого классификатора позволит с применением вычислительной техники определять оптимальные уровни унификации и проводить планирование работ в этой области.

Работы по унификации деталей во временном аспекте разделяются на выполняемые до проектирования конкретных изделий и на работы в процессе их проектирования.

Работы по унификации, выполняемые до проектирования конкретных изделий, направлены на регламентацию номенклатуры деталей. Харак-

терной чертой таких работ является то, что регламентируемая номенклатура объектов унификации комплектуется по функциональным признакам без привязки к конкретным маркам (моделям).

К основным видам работ по унификации изделий, проводимых до проектирования, относятся:

разработка типоразмерных рядов деталей, включая государственные стандарты на детали общемашиностроительного применения;

разработка отраслевых и заводских документов применяемости деталей.

Целью разработки типоразмерных рядов деталей является создание их технико-экономически оптимальной номенклатуры, построенной в соответствии с параметрическим рядом главного параметра. Документом, устанавливающим типоразмерный ряд, является стандарт.

Отраслевые и заводские документы применяемости создаются как на базе ограничений стандартных типоразмерных рядов, распространяющихся на все отрасли, так и с использованием собственной (внутренней) номенклатуры деталей.

1.3. Главные и основные параметры

Важным вопросом унификации деталей машин является установление главного и основных параметров, подлежащих унификации. Набор этих параметров должен быть минимальным, но должен включать показатели детали, необходимые для характеристики ее основного функционального назначения, габаритных размеров и параметров взаимозаменяемости (размерной и функциональной). Иными словами, это должен быть такой набор характеристик, который бы позволил с определенностью оценить возможность использования рассматриваемого типоразмера унифицированной детали в конкретном проектируемом узле.

Главный параметр детали — важнейший из основных параметров, тесно связанный с основным функциональным показателем (несущей способностью и т. п.) и определяющий или связанный с габаритным размером или характеристикой взаимозаменяемости. Как правило, для деталей за главный параметр принимают один из основных размеров.

Главный параметр должен обладать стабильностью и быть увязан с другими основными параметрами и экономическими показателями изделия. Он не должен зависеть от технологии и качества изготовления детали, применяемых материалов и т. п.

Например, главным параметром втулки подшипника скольжения следует считать диаметр внутреннего отверстия. Действительно, это основной размер, определяющий функциональное назначение втулки, как опоры вала, и характеризующий ее взаимозаменяемость. Основными параметрами (размерами) втулки являются наружный диаметр (определяет взаимозаменяемость), длина, наружный диаметр бурта и его ширина (определяют габариты).

Для деталей, характерной особенностью которых являются размеры поверхности или емкость, например, таблички или сосуды, в качестве главного параметра целесообразно принимать, соответственно, номинальную площадь поверхности или номинальный объем.

В табл. 1.3—1.8 приведена номенклатура главных и основных параметров различных видов деталей и сборочных единиц общемашиностроительного применения [61].

Таблица 1.3

Детали механических передач

Наименование изделия		Главные и основные параметры									
		d_{e_1} ном	$u_{ном}$	t	z	k	c	D	a_w	m	$b(B)$
Звездочки		—	—	xx	x	—	—	—	—	—	—
Шки- вы	для плоских ремней	—	—	—	—	—	—	xx	—	—	x
	для клиновых ремней	—	—	—	—	x	x	xx	—	—	—
Передачи зубчатые цилиндрические силовые		—	x	—	—	—	—	—	xx	—	x
Колеса зубчатые цилиндрические		—	—	—	x	—	—	—	—	xx	x
Передачи зубчатые конические		xx	x	—	—	—	—	—	—	—	—
Передачи червячные		—	x	—	—	—	—	—	xx	—	—

Таблица 1.4

Подшипники качения и скольжения

Наименование изделия	Главные и основные параметры				
	d	D	L	D_1	l
Подшипники качения	xx	x	x	—	—
Подшипники скольжения гладкие	xx	x	x	—	—
Подшипники скольжения с буртиком	xx	x	x	x	x

Таблица 1.5

Детали узлов подшипников качения и скольжения

Наименование изделия	Главные и основные параметры				
	d	D	D_1	L	a
Корпуса подшипников качения:					
фланцевого исполнения	xx	x	x	—	—
с креплением на лапах	xx	—	—	x	x
Крышки:					
глухие	—	xx	x	—	—
с отверстием	x	xx	x	—	—
Втулки дистанционные:					
в корпусе	x	—	xx	x	—
на вал	xx	—	x	x	—
Корпуса подшипников скольжения:					
с креплением на лапах	xx	—	—	x	x
фланцевого исполнения	xx	x	x	—	—

Таблица 1.6

Крепежные детали

Наименование изделия	Главные и основные параметры					
	d	d_0	d_1	l	D	H
Болты	—	xx	—	x	x	x
Винты	—	xx	—	x	x	x
Шпильки	—	xx	—	x	—	—
Гайки	—	xx	—	—	—	—
Штифты	xx	—	—	x	—	—
Шплинты	xx	—	—	x	—	—
Шайбы	x	—	xx	x	—	—
Заклепки	xx	—	—	x	x	x

Редукторы, муфты, вариаторы

Таблица 1.7

Наименование изделия		Главные и основные параметры								
		M_T	$M_{ном}$	$M_{наиб}$	a_{wt}	i	$u_{ном}$	D	$d_{e2 ном}$	r_b
Редукторы	цилиндрические	x	—	—	xx	—	x	—	—	—
	конические	x	—	—	—	—	x	—	xx	—
	коническо-цилиндрические	x	—	—	xx	—	x	—	—	—
	планетарные	x	—	—	—	—	x	—	—	xx
	червячные	x	—	—	xx	—	x	—	—	—
	червячно-цилиндрические	x	—	—	xx	—	x	—	—	—
Муфты	зубчатые	—	x	—	—	—	—	xx	—	—
	кулачковые	—	x	—	—	—	—	xx	—	—
	фланцевые	—	x	—	—	—	—	xx	—	—
	эластичные	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	с торообразной оболочкой	—	x	—	—	—	—	xx	—	—
Вариаторы		—	—	xx	—	x	—	—	—	—

Таблица 1.8
Гидравлическое, пневматическое и смазочное оборудование

Наименование изделия	Главные и основные параметры									
	$P_{ном}$	V_0	$n_{ном}$	D	L	D_y	δ	$V_{ном}$	$Q_{ном}$	d
Насосы	x	xx	x	—	—	—	—	—	—	—
Моторы	x	xx	x	—	—	—	—	—	—	—
Цилиндры	x	—	—	xx	x	—	—	—	—	x
Аппаратура	x	—	—	—	—	xx	—	—	x	—
Гидроаккумуляторы	x	—	—	—	—	—	—	xx	—	—
Баки	—	—	—	—	—	—	—	xx	—	—
Фильтры	x	—	—	—	—	xx	x	—	x	—

- хх – главный параметр;
- х – основной параметр;
- a – расстояние от оси отверстия корпуса до основания лап, мм;
- a_w – межосевое расстояние, мм;
- $a_{вт}$ – межосевое расстояние тихоходной ступени редуктора, мм;
- $b(B)$ – ширина венца, мм;
- D – наружный диаметр шкива, подшипников качения и скольжения, наружный посадочный диаметр корпуса фланцевого типа, крышки, цилиндра, мм;
- D_y – условный проход, мм;
- D_1 – диаметр буртика подшипника скольжения, наружный (габаритный) диаметр корпуса фланцевого типа, дистанционной втулки, мм;
- d – диаметр отверстия подшипников качения и скольжения, корпуса подшипника, крышки, дистанционной втулки, наружный диаметр штифта, шплинта, шайбы, заклепки, штока цилиндра, мм;
- $d_{e, ном}$ – номинальный диаметр основания делительного конуса (делительный диаметр) колеса конической зубчатой пары, мм;
- δ – толщина фильтрации, мкм;
- h – высота головки болта, винта, заклепки, мм;
- i – диапазон регулирования;
- L – длина (ширина) подшипника, дистанционной втулки, межосевое расстояние отверстий под болты, крепления корпусов, ход поршня, мм;
- l – высота буртика подшипника скольжения, длина болта, винта, шпильки, шплинта, заклепки, высота гайки, толщина шайбы, мм;
- m – модуль, мм;
- M_T – крутящий момент на тихоходном валу редуктора, Н · м;
- $M_{ном}$ – номинальный крутящий момент, Н · м;
- $M_{наиб}$ – наибольший крутящий момент, Н · м;
- $n_{ном}$ – номинальная частота вращения, с⁻¹;
- r_v – радиус водила, мм;
- $U_{ном}$ – номинальное передаточное число;
- t – шаг цепи, мм;
- z – число зубьев;
- $P_{ном}$ – номинальное давление, МПа;
- $V_{ном}$ – номинальный объем, см³;
- V_o – рабочий объем, см³;
- $Q_{ном}$ – номинальный поток (расход), дм³/с (л/мин);
- k – количество канавок клиноременных шкивов;
- c – профиль канавки клиномерного шкива.

1.4. Этапы работы по унификации деталей машин

Как указывалось, работа по унификации деталей начинается с выбора объектов (см. разд. 1.1). Далее в некоторых случаях возникает необходимость решения вопросов о форме унификации. Под формой следует понимать подход к унификации взаимодействующих между собой деталей. Например, зубчатые колеса работают, как правило, парами, поэтому их унификацию можно производить парами, т.е. унифицируя сразу комплект колес в передаче, можно унифицировать и отдельные колеса. Для этого строят их ряд, из которого затем выбирают колеса для потребных в конструкции узла пар. При этом следует учитывать различные факторы, связанные с производством и условиями применения данного типа деталей. В

частности, унификацию зубчатых колес в большинстве случаев целесообразнее проводить парами, так как такая форма позволяет лучше обеспечивать требуемые наборы передаточных отношений при минимуме межосевых расстояний, а это, в свою очередь, позволяет проводить работу по унификации корпусов редукторов.

После выбора объекта и решения вопроса о форме унификации готовят бланки "Паспортов применяемости", в которых должны быть эскизы возможных вариантов принятого к унификации типа детали, указывают интересующие размеры и предусматривают соответствующие графы для необходимых данных.

Далее производят сбор исходных данных (в виде чертежей и дополнительной информации) по оригинальным деталям типа, подлежащего унификации. Собранные данные заносят в паспорта применяемости, обобщают их и анализируют. В результате анализа отбирают для унификации наиболее массовые конструктивные исполнения деталей рассматриваемого типа, определяют диапазоны унификации по значениям главного и основных параметров, кривые их распределения и сочетания значений параметров.

Следующим важным этапом работы является установление оптимального уровня удельных эксплуатационных показателей унифицированных деталей. Этот этап проводят одновременно со следующим этапом работ по унификации деталей — оптимизацией ряда главного параметра (с помощью итерационного процесса, изложенного в разд. 3.2).

В более упрощенном виде производят, как показано в разд. 3.1, определение рационального уровня удельных эксплуатационных показателей деталей, исходя из требований к деталям данного типа, вытекающих из требований к новым видам машин, в которых предполагается применение унифицированных деталей (по срокам до капитального ремонта, условиям применения и т. д.). После этого устанавливают соответствующие материал и род упрочнения для унифицированных деталей и строят оптимальный параметрический ряд (ряд главного параметра). ГОСТ 23945.0—80 устанавливает, что параметрический ряд изделий — это упорядоченная совокупность числовых значений параметра изделий.

Следующим этапом работы по унификации является построение оптимального типоразмерного ряда. Типоразмерным рядом деталей является совокупность наборов числовых значений основных параметров, характеризующих типоразмеры деталей, числовые значения главного параметра которых находятся в параметрическом ряду.

Действительно, в практике унификации обычно каждому значению главного параметра детали соответствует несколько значений какого-либо одного или нескольких основных параметров. Например, если построить ряд главного параметра втулок подшипников скольжения (главный параметр — внутренний диаметр), то при каждом значении главного параметра обычно требуется 3 — 5 значений длин. Таким образом, при оптимизации типоразмерного ряда при каждом значении главного параметра возникают дополнительные малые ряды по значениям основных параметров. Номенклатуру типоразмеров в совокупности этих малых рядов и определяют посредством оптимизации по различным техническим и технико-экономическим критериям.

Следующим этапом работы является разработка конкретных чертежей унифицированных деталей, в процессе которой устанавливают размеры, не отнесенные к основным, требованиям по точности, шероховатости и т. д. В результате работы номенклатура унифицированных деталей приобретает полную определенность. Такую номенклатуру целесообразно называть конструктивно-унифицированным рядом.

Заключительным этапом является расчет народнохозяйственного экономического эффекта.

СБОР И АНАЛИЗ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ, ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ИХ ИЗМЕНЕНИЯ

2.1. Сбор исходных данных, их систематизация и анализ

Для проведения работ по унификации деталей какого-либо типа необходимо предварительно произвести сбор данных по оригинальным деталям, которые в дальнейшем предполагается заменить унифицированными. Исходными материалами являются рабочие чертежи деталей, собираемые, как правило, на заводах-изготовителях. Кроме того, необходимо получить на заводах данные о годовой программе выпуска и себестоимости изготовления каждого типоразмера. Данные из чертежей и дополнительные данные (номер чертежа, значения главного и основных параметров-размеров, конструктивные особенности, марка материала, термообработка, твердость, масса, годовая программа и себестоимость) заносят в специальные, заранее подготовленные формы, содержащие эскиз детали и обозначения основных размеров, называемые "Паспорт применяемости" (табл. 2.1—2.7).

В конкретный паспорт заносят данные по деталям, как правило, только тех конструктивных исполнений, которые предусмотрены эскизом.

Если форма детали не соответствует приведенным на эскизах конструктивным вариантам, то в "Паспорт применяемости" ее включают при необходимости установления общей картины распределения потребности в значениях главного параметра деталей. При этом в паспорте отмечают, что форма детали не соответствует форме, принятой для унификации.

После заполнения форм следует рассмотреть вопрос о выборе конструктивного исполнения детали для унифицированной номенклатуры. По собранным данным детали рассматриваемого типа строят гистограммы исполнений по частоте применения, определяют наиболее распространенные исполнения (их обычно принимают в качестве конструктивного исполнения унифицированной детали). Например, при анализе данных о конструктивных разновидностях цилиндрических прямозубых зубчатых колес одной из подотраслей машиностроения было установлено, что типоразмеры колес с двусторонней ступицей составляют от общего числа типоразмеров 5 %, с односторонней ступицей — 75 %, плоские (без ступицы) — 9 %, прочие — 11 %. В качестве исполнения для унифицированных колес принята конструкция с односторонней ступицей. При анализе конструкций следует установить, может ли принятая унифицированная конструкция заменить другие обнаруженные в собранных чертежах конструктивные разновидности. Если установлено, что замена возможна, то программа выпуска других разновидностей присоединяется для унификации к программе разновидностей, принятых для унифицированных деталей.

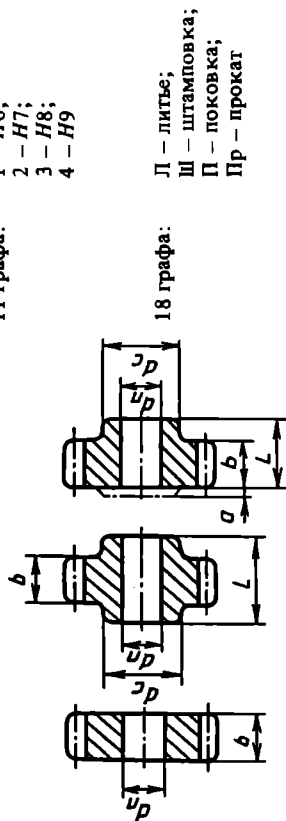
Таблица 2.1

Паспорт применимости насадных цилиндрических зубчатых колес

на заводе

министерства (ведомства)

- 11 графа: 1 — H6;
2 — H7;
3 — H8;
4 — H9
- 13 графа: 1 — шпоночное соединение;
2 — с двумя шпонками соединении;
3 — штифтовое соединение;
4 — прямоугольные шлицы;
5 — эвольвентные шлицы;
6 — гладкое отверстие



- 18 графа: Л — литье;
Ш — штамповка;
П — поковка;
Пр — прокат

Колеса с $0 < a \leq 3$ мм относят к исполнению 3

Обозначение чертежа зубча- того колеса	Обозна- чение сопря- женного колеса	Исполнение			Основ- ные па- раметры		Угол наклона линии зуба		Степень точности	Конструктивные размеры				Вид соединения с валом	Материал	Термообработка	Твердость HB или HRC	Масса детали, кг	Вид заготовки	Масса заготовки, кг	Цена заготовки, руб.	Головная програм- ма выпуска детали в 1988 г., шт.	Заводская себестои- мость детали, руб.
		m_n	Модуль нор- мальный	Число зубьев	β	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22		
2245551	2245552	3	2	45	0	7	12	40	25	1	45	1	Ст.40X	Закалка в масле	45-50	0,750	Ш	1,100	0,41	940	1,18		
2245552	2245551	3	2	50	0	7	12	40	28	2	48	1	Ст.40X	То же	45-50	0,830	Л	1,200	0,44	940	1,31		

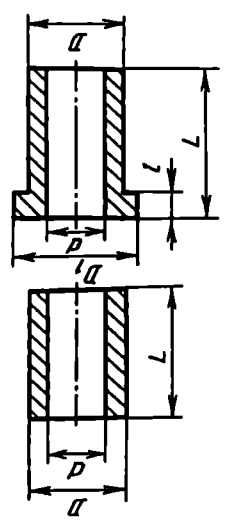
Паспорт применяемости втулок подшипников скольжения

на заводе _____ министерства (ведомства) _____

- 1 — и8;
2 — p6;
3 — и6;
4 — и7;
5 — k6;
6 — i6;
7 — и6;
8 — и8;
9 — r6

- 4 графа: 1 — F7;
2 — H6;
3 — H7;
4 — H8;
5 — H9
- 6 графа:

Исполнение 1 Исполнение 2

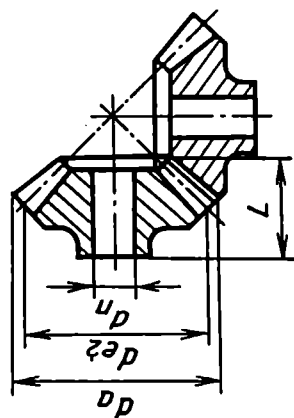


Обозначение чертежа втулки	Исполнение	Основные параметры				Конструк- тивные размеры		Материал	Термообработка	Твердость HB или HRC	Масса детали, кг	Лодовая программа выпуска детали в 1988 г. шт.	Запасная себестои- мость детали, руб.	
		d, мм	D, мм	L, мм	D ₁ , мм	l, мм								
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
021252	2	30	1	36	9	30	44	4	Ст. 50	ТВЧ	48-52	0,08	8000	0,15

Паспорт применяемости конических пар с насадными зубчатыми колесами

на заводе

Министерства (ведомства)



Графа 5: П — прямые; К — косые; Кр — круговые зубья

Графа 12: 1 — шпоночное соединение; 2 — прямобочные шлицы; 3 — эвольвентные шлицы; 4 — соединение с двумя шпонками; 5 — штифтовое соединение; 6 — гладкое отверстие
Размер d_n в шлицевых соединениях указывают по наибольшему диаметру шлиц

Графа 20: Л — литые, Ш — штамповка, П — поковка, Пр — прокат

Обозначение чертежа зубчатого колеса	Обозначение чертежа сопряженного зуб- чатого колеса	Основ- ные па- раметры		Конструктивные размеры										Вид соединения с валом	Степень точности	Материал	Термообработка	Твердость HB или HRC	Масса детали, кг	Масса заготовки, кг	Цена заготовки, руб.	Вид заготовки	Головная программа в 1988 г., шт.	Запасная себестон- мость детали, руб.
		Летатель- ный диаметр	Передаточ- ное число	Тип зуба	Модуль	Угол накло- на окружной	Угол накло- на линии зуба	Число зубьев	d_d , мм	L , мм	d_n , мм													
												m_t	β											
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22			
020109	—	40	1,6	П	2,0	—	20	44,3	21,3	12H ₇	1	8-X	Ст.50	ТВ4	48-52	0,18	0,25	1,3	Л	2800	2,2			
—	020110	63	1,6	П	2,0	—	32	65,5	33,0	20H ₇	1	8-X	Ст.50	ТВ4	48-52	0,47	0,67	1,7	Л	2800	2,9			

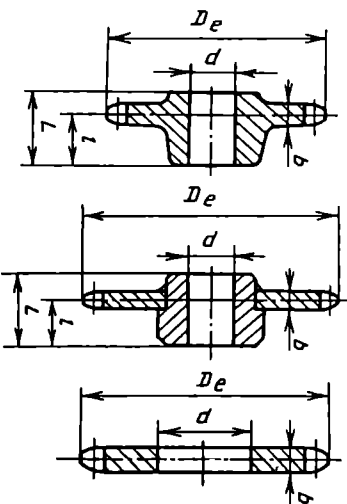
Паспорт применимости одновенцовых звездочек для цепей по ГОСТ 13568-75

на заводе

Министерства (ведомства)

Исполнение 1 Исполнение 2 Исполнение 3

Графа 6:



е — со смещением центров дуг впадин;
 0 — без смещения центров дуг впадин.
 Ш — призматическая шпонка; Шв —
 призматическая шпонка с винтом; К —
 клиновидная шпонка; Г — гладкое отверс-
 тие.
 Л — литые; Ш — штамповка; П — поков-
 ка; Пр — прокат

Графа 20:

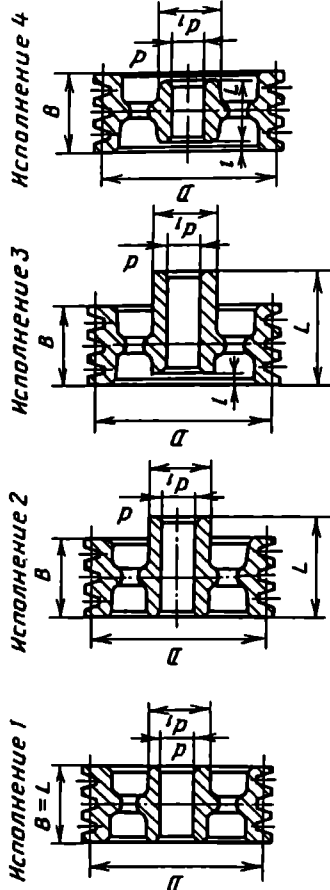
Обозначение чертежа звездочки	Исполнение		Основные параметры цепи		Число зубьев, Z		Профиль зуба		Конструктивные размеры					Вид соединения с валом		Материал		Термообработка	Твердость HB или HRC	Класс точности по ГОСТ 591-69		Масса детали, кг	Масса заготовки, кг	Цена заготовки, руб.	Вид заготовки	Головная программа в 1988 г., шт.		Заводская себестои- мость детали, руб.
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22						
03.01.0017	1	12,7	8,51	20	e	86,9	18H ₈	7,4	36	30	Ш	Ст. 45	ТВЧ	40-50	В	0,42	0,70	0,51	Л	2190	0,78							

Паспорт применяемости шкивов для клиновых ремней

на заводе

Министерства (ведомства)

Графа 2: при заполнении, кроме цифры вносят буквы, обозначающие: С — шкив со спицами; Д — с диском; Ц — цельный. Тип соединения с валом; Ш — шпоночное соединение; Г — гладкое отверстие.
Графа 16: Л — литье, Ш — штамповка, П — поковка, Пр — прокат



Обозначение чертёжа шкива	Исполнение			Основные параметры		Конструктивные размеры					Вид соединения с валом	Материал	Масса детали, кг	Масса заготовки, кг	Цена заготовки, руб.	Вид заготовки	Годовая программа в 1988 г., шт.	Запасная себестоимость детали, руб.
				Сечение ремня	Количество канавок	D, мм	B, мм	L, мм	d, мм	l, мм	d ₁ , мм							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
БНА-06.03	2С	В	1	315	34	50	30Н _в	—	45	Ш	СЧ21—40	4,76	6,80	2,03	Л	3250	4,73	

Таблица 2.6

Паспорт применяемости болтов

Министерства (ведомства)

на заводе

Условное обозначение	ГОСТ	Исполнение	Диаметр резьбы, мм	Шаг резьбы, мм	Плоте допуска резьбы	Длина, мм	Класс прочности	Материал	Покрытие	Годовая потребность в 1988 г., кг на тыс. шт.			Оптовая цена болта (покупного), руб.	Заводская себестоимость болта (собственного производства), руб.
										Покупные	Собственные	изводства		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	12	13	14
M 12x60	7796-70	2	12	1,25	8g	60	10,9	40X	01	1500(11)	—	—	1,8	—
M8x40	7808-70	5	8	1	6g	40	8,8	38XA	03	—	300(3,2)	—	—	3,5

Таблица 2.7

Паспорт применяемости заклепок

на заводе

Министерства (ведомства)

Условное обозначение	ГОСТ	Номинальный диаметр, мм	Длина, мм	Материал	Покрывные	Термообработка	Годовая потребность в 1988 г., кг, тыс. шт.		Оптовая цена заклепки (покупной), руб.	Заводская себестоимость заклепки (собственного производства), руб.
							Покупные	Собственного производства		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
8×20	10299-80	8	20	10	02	Отжиг	100	-	0,50	-
10×40	10300-80	10	40	10	05	Закалка	-	800	-	0,90

Если замена невозможна, программа деталей с таким конструктивным исполнением не включается в общую программу, и эта разновидность унифицируется отдельно или сохраняется как оригинальная.

При выборе конструктивного исполнения для унифицированных деталей, естественно, должна производиться оценка прогрессивности этого исполнения, целесообразности его применения в период, когда начнут использоваться разрабатываемые унифицированные детали. Чтобы исключить случаи планирования выпуска унифицированных деталей для узлов, подлежащих в новых изделиях замене узлами с иными принципами работы, необходима информация о прогнозировании конструкций машин, в которых намечается применение унифицированных деталей. Например, коробка скоростей с зубчатыми колесами в новом поколении машин может быть заменена на гидро- или электропривод с плавным регулированием. В этом случае зубчатые колеса могут не потребоваться.

Далее производят разносторонний анализ данных паспортов: определяют частоты применения различных значений главного и основных параметров, разных материалов, точности изготовления. По этим данным строят графики парных распределений. По распределениям параметров, материалов, точностей строят графики-гистограммы, наглядно показывающие относительную распространенность того или иного значения параметра, марки материала, степени точности. Для построения параметрического ряда по данным распределения главного параметра строят гистограмму, полигон распределения и расчетом подбирают соответствующую теоретическую кривую распределения. Исследования показали, что при значительных номенклатурах типоразмеров, как правило, фактическое распределение близко к логарифмически нормальному.

Знание формы и параметров кривой распределения позволяет наиболее точно прогнозировать перспективную потребность в унифицированных деталях, так как теоретическая кривая выявляет общую тенденцию, одновременно сглаживая различные случайные отклонения.

На основе результатов анализа данных применимости и с учетом полученной кривой распределения, которая называется функцией спроса, строят оптимальный параметрический ряд, изготовление и эксплуатация типоразмеров которого осуществляются с наименьшими народнохозяйственными расходами по сравнению с расходами по аналогичным рядам, включающим любую другую номенклатуру типоразмеров.

Анализу могут подвергаться данные по оригинальным изделиям какого-либо типа или данные по стандартным либо покупным изделиям. В первом случае работа завершается разработкой стандарта (государственного, отраслевого, предприятия) на оптимальный ряд значений главного параметра изделий или на оптимальный типоразмерный ряд, во втором — разработкой ограничительного стандарта (ограничительного перечня) на оптимальный ряд.

Построение гистограмм и кривых распределения осуществляют следующим образом. По заполненным паспортам применимости определяют наибольшее и наименьшее значения главного параметра, между которыми и находится диапазон подлежащих рассмотрению типоразмеров.

Таблица 2.8

Частоты и частости значений главного параметра

Значение главного парамет- ра, A мм	Частоты				Частости единица, доли			Интервалы значений главного параметра $A_{i-1} \div A_i$ ($N_{i\Phi}$)	Частости по интервалам	
	без учета программ выпуска i		с учетом программ выпуска $i_{пр}$		без учета программ выпуска i'	с учетом программ выпуска $i'_{пр}$	$i'_{i-1,i}$		$i'_{пр,i-1,i}$	
	исходные данные	итого шт.	исходные данные по годовой программе выпуска, шт.	итого, шт.						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
3		9	500, 75, 12, 24 5300, 8 44, 4, 20	5987	0,081	0,071	1-й интервал $(N_{1\Phi} = 5987 +$ $+ 1032 + 650 =$ $= 7669$			
4		5	16, 45, 120, 810, 40	1032	0,045	0,012				
5		6	200, 350, 10, 28, 2, 60	650	0,054 ...	0,008 ...		...		
...	...	...		...	...	...				
		$\Sigma i = 110$		$\Sigma i_{пр} = 84210$					.	

Следующим этапом работы является определение частот и частостей значений главного параметра в пределах от наименьшего до наибольшего значений. Данные сводят в табл. 2.8. В графу 1 вносят последовательно, в порядке возрастания, все содержащиеся в "Паспорте применяемости" значения главного параметра. В графе 2 вертикальными штрихами отмечают все встречающиеся в паспортах применяемости типоразмеры с данным значением параметра. В графу 4 заносят соответствующие этим типоразмерам значения годовой программы выпуска. После заполнения граф 2 и 4 последовательно для каждого значения главного параметра подсчитывают сумму графы 2 (заносят в графу 3) и графы 4 (заносят в графу 5). Таким образом, графа 3 показывает частоты применения типоразмеров без учета годовой программы выпуска, а графа 5 — с учетом годовой программы.

Далее производят подсчет частностей. Частость — это частота в долях единицы. Частость данного типоразмера равна отношению частоты применения этого типоразмера к сумме частот применения всех рассматриваемых типоразмеров. Частость позволяет оценить удельный вес выпуска данного типоразмера в общем выпуске всех типоразмеров. Частости заносят в графу 6 (получают на основе данных графы 3) и графу 7 (на основе данных графы 5).

По данным граф 6 и 7 строят гистограммы распределения потребности в типоразмерах, представляющие набор прямоугольников, высоты которых в определенном масштабе соответствуют частостям. Прямоугольники строят последовательно для каждого рассматриваемого значения главного параметра по данным граф 6 и 7 (см. табл. 2.8). Аналогичные гистограммы строят по основным параметрам, номенклатуре применяемых марок материалов, степеням точности изготовления и т. п.

При большом числе анализируемых типоразмеров (50–80) для проведения анализа, в частности, построения гистограмм, исходные данные следует группировать в несколько частей, разбивая рассматриваемый диапазон изменений параметра. Каждая часть должна охватывать все типоразмеры, относящиеся к принятому для данной части интервалу значений параметра. Установление числа интервалов — разрядов оказывает большое влияние на получаемый вид распределения. При правильном установлении числа разрядов должны проявляться принципиальные особенности распределения, а нехарактерные, случайные должны сглаживаться. Желательно, чтобы число разрядов было нечетным. При большом объеме выборки (более 200 типоразмеров) число разрядов должно быть больше (например, (7–11), а при малом — меньше (5–7).

При проведении работы по унификации в пределах 50–80 исходных типоразмеров следует оценить целесообразность применения группирования. Дело в том, что при больших объемах исходных данных, группирование, построение гистограмм и выявление теоретических функций распределения, хорошо описывающих гистограммы, позволяют выявить общие закономерности потребности в типоразмерах. Оценки потребностей по теоретическим функциям лучше соответствуют вероятному распределению потребностей в планируемом будущем периоде, чем исходный набор случайных значений фактического распределения потребности (или

выпуска) сегодня. Однако при малых объемах исходных данных возможность такого уверенного прогнозирования делается сомнительной. Поэтому в случаях, когда при анализе малых выборок (при числе типоразмеров 50–80) распределение имеет вид, который трудно или невозможно описать плавной функцией, особенно при наличии нескольких пиковых выбросов, вызываемых отдельными типоразмерами с очень большими значениями годовой программы выпуска, анализ следует проводить непосредственно по исходным данным без их группирования и сглаживания. В этих случаях выбирают вид унификации, заимствованием, т. е. отбором наиболее массово изготавливаемых типоразмеров, конечно, с учетом возможности дополнения их другими типоразмерами.

В случае проведения разбиения на группы целесообразно его производить по принципу геометрической прогрессии, что позволяет пользоваться таблицами Лапласа ординат нормальной кривой, при этом соотношение между большим и меньшим значениями границ всех интервалов будет одинаковым.

Знаменатель q прогрессии разбиения определяют по формуле

$$q = \sqrt[n]{\frac{A'_n}{A'_0}}, \quad (2.1)$$

где A'_n , A'_0 — наибольшее и наименьшее значения параметра, n — желательное число интервалов.

Полученные интервалы заносят в графу 8 (см. табл. 2.8), а суммарные частоты по каждому интервалу (равные сумме частот значений параметра, входящих в интервал) — в графы 9 и 10.

Следующим этапом анализа является подбор теоретической кривой распределения. При достаточно больших количествах рассматриваемых типоразмеров распределение, как указано выше, в большинстве случаев близко к логарифмически нормальной кривой, у которой плотность распределения выше в зоне меньших типоразмеров. В случаях, когда гистограмма показывает, что частоты больше в зоне меньших типоразмеров, рассчитывают параметры логарифмически нормального распределения.

Производят расчет теоретических частот N_{pi} для каждого среднего значения параметра в пределах интервала. Среднее значение для i -го интервала равно

$$A_{cp.i} = A'_{i-1} \cdot \sqrt[q]{q}, \quad (2.2)$$

где A'_{i-1} — значение параметра, соответствующее границе интервала со стороны меньших значений.

$$N_{pi} = \frac{N \cdot b}{\sigma} \cdot f(t_i), \quad (2.3)$$

где N — сумма всех типоразмеров на рассматриваемом диапазоне (сумма

типоразмеров в паспортах применяемости); b — величина интервала (разница между расчетными значениями, в логарифмической форме равна $\lg q$); σ — среднее квадратичное отклонение эмпирического распределения, $f(t_i)$ — нормированное значение функции нормального распределения (функции Лапласа), определяемое по таблицам, приводимым в литературе по теории вероятности и математической статистике [4].

Расчет проводят в форме таблицы (табл. 2.9). Среднее по всему распределению значение логарифма $A_{cp,i}$ определяют по формуле

$$\bar{\lg} A_{cp,i} = \frac{\sum \lg A_{cp,i}}{K}, \quad (2.4)$$

где K — принятое количество интервалов.

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum [N_i(\lg A_{cp,i} - \bar{\lg} A_{cp,i})^2]}{N - 1}} \quad (2.5)$$

Рассчитав значения t_i для каждого интервала по таблицам значений функции нормального распределения, определяют соответствующие значения ординат логарифмически нормальной кривой. По полученным ординатам строят соответствующую кривую.

Завершающим этапом подготовки к работе по построению оптимального ряда главного параметра является определение диапазона значений главного параметра, в пределах которого производится построение оптимального параметрического ряда и создается номенклатура унифицированных или стандартизуемых деталей. Наименее применяемые самые малые и самые большие типоразмеры, соответствующие краям кривой, обычно не подвергают унификации ввиду редкости их применения.

Таким образом, необходимо установить границы изменения значений параметров, в пределах которых детали следует унифицировать. Априорно можно сказать, что, как правило, желательно возможно меньшим диапазоном изменения значений параметра охватить как можно большую часть исходной потребности. Эта задача была подробно рассмотрена ВНИИНМАШ для случаев нормального распределения потребности в значениях параметра. Задача решалась на основе математического анализа кривой распределения с целью установления границ минимального диапазона, дальнейшее существенное расширение которого приводит к весьма малому увеличению охвата исходной совокупности (по общему количеству штук с учетом годовой программы выпуска). В результате было установлено, что рациональный диапазон унификации равен:

для одномерных распределений — 93 % области применяемости;

для двумерных распределений — 94 % области совместной применяемости.

Проверки показали, что указанный вывод распространяется и на случаи логарифмически нормального распределения потребности, которые, встречаются во много раз чаще, чем нормальное.

Таблица 2.9

Ординаты $f(t)$ логарифмически нормальной кривой и потребности N_{pi} по интервалам

Интервалы	Расчетные значения							Ординаты	Потребности
	A_{cpi}	$\lg A_{cpi}$	$N_{i\phi}$ шт.	$\Delta_i =$ $\lg A_{cpi} - \lg A_{c(i-1)}$	Δ_i^2	$N_{i\phi} = \Delta_i^2$	$t = \frac{\Delta_i}{\sigma}$		
$A_{i-1} \div A_i$ мм								$f(t)$	N_{pi} шт.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Суммы		$\Sigma \lg A_{cpi}$	$N = \Sigma N_{i\phi}$	$\Sigma \Delta_i =$		$\Sigma (N_{i\phi} \cdot \Delta_i^2) =$			

$$\bar{\lg A_{cpi}} = \frac{\Sigma \lg A_{cpi}}{K}; \quad b = \lg A_{cpi} - \lg A_{c(i-1)}; \quad \sigma = \sqrt{\frac{\Sigma (N_{i\phi} \cdot \Delta_i^2)}{N-1}}; \quad S = \frac{N \cdot b}{\sigma}; \quad N_{pi} = S \cdot f(t_i)$$

Следует отметить, что для более точного определения границ диапазонов унификации целесообразно производить последовательный процесс построения рядов во все более расширяющемся диапазоне и сопоставлять результаты технико-экономического расчета получающихся рядов. Оптимальным будет диапазон, при котором народнохозяйственный эффект от построения ряда окажется наибольшим. Такая итерационная процедура трудоемка и ее решение целесообразно выполнять на ЭВМ.

93 %-ный охват соответствует при логарифмически нормальном распределении диапазону с границами в пределах $\pm 1,80 \sigma$, где σ определяют по формуле (2.5). Наименьшее расчетное значение параметра определяют по формуле

$$\lg A_0 = \overline{\lg A_{cp i}} - 1,8 \sigma \quad (2.6)$$

наибольшее расчетное — по формуле

$$\lg A_n = \overline{\lg A_{cp i}} + 1,8 \sigma \quad (2.7)$$

Окончательно граничные значения принимают как ближайшие большие к расчетным предпочтительные числа по ГОСТ 8032—84 или нормальные линейные размеры по ГОСТ 6636—69 из ряда R40 или Ra40. При этом значения принимаются такими, чтобы получить четное число типоразмеров ряда R40 или Ra40 на принятом диапазоне. При определении числа типоразмеров значение наименьшей границы A_0 не учитывают, так как первым типоразмером на диапазоне является типоразмер $A_1 = A_0 \cdot q_{R40}$.

Реальные типоразмеры любого типа детали машин образуются сочетанием значений параметров, число которых значительно меньше, чем теоретически возможное число сочетаний, образуемых в случае формального учета наибольших диапазонов изменения каждого из параметров. Например, болты с шестигранной уменьшенной головкой по ГОСТ 7808—70 предусмотрено изготавливать при диаметре резьбы 8 мм с длиной 8—106 мм, а при диаметрах 10, 12, 20 мм с длинами, соответственно, 10—150, 14—150, 25—150 мм. Таким образом, наибольший диапазон длин 8—150 мм, но в действительности болты диаметром 8 мм не изготавливают с длинами свыше 106 до 150 мм, а болты с диаметром 20 мм не изготавливаются в диапазоне длин 8—24 мм. С целью исключения излишней номенклатуры реальные диапазоны сочетаний значений основных параметров для унифицируемых деталей устанавливают из графического анализа сочетания пар основных параметров. Для проведения такого анализа данные применимости систематизируют в таблице, где каждый интервал одного параметра разбит на число частей, равное числу интервалов другого. Если при этом один или оба параметра изменяются дискретно, рекомендуется условно принять их как изменяющиеся непрерывно.

Затем составляют обобщающую таблицу, где приводят суммарные данные применимости изделий по сочетаниям обоих параметров, а затем по этим данным образуют таблицы частостей применимости изделий в пределах отдельных интервалов каждого параметра.

Область применяемости изделий по сочетанию значений двух параметров строят в координатах искомых параметров. На координатную сетку наносят точки, соответствующие парам значений параметров конкретных типоразмеров. Область применяемости ограничивают ломаными линиями: линиями наибольших и наименьших значений первого из выбранных параметров в пределах принятых интервалов значений второго и линиями наименьших и наибольших значений второго параметра в пределах принятых интервалов значений первого.

Данные применяемости по сочетанию двух анализируемых параметров наносят на графах и далее осредняют по методу наименьших квадратов, если точки располагаются сравнительно узкой полосой. Если они расположены полем, то следует ограничить область, включающую основную массу точек, линиями, параллельными осям координат, а при необходимости — исключить участки с относительно низкой густотой. Область унификации должна включать примерно 94 % всех точек.

В качестве примера анализа сочетаний значений параметров рассмотрим соответствующую работу по данным о цилиндрических зубчатых колесах одной из подотраслей машиностроения [62]. Для определения целесообразных границ сочетаний значений модуля и числа зубьев построена таблица всех сочетаний из паспортов применяемости и по ее данным — график области применяемости (рис. 2.1). Из анализа графика установлено, что примерно 94 %-ный диапазон охвата колес по модулю соответствует 2,0–8,0 мм при числах зубьев от 10 до 80.

Анализ гистограммы распределения значений делительных диаметров показал, что 93 % колес имеют диапазон диаметров 25–400 мм.

Далее, при рассмотрении данных применяемости установлено, что ширина венцов 93 % колес составляет $b = (5-13)m$. С целью повышения качества передач и в результате отбора наиболее широко применяемых соотношений принято целесообразным для унифицированных колес выбрать значения b , равные $4m$, $6,3m$, $10m$.

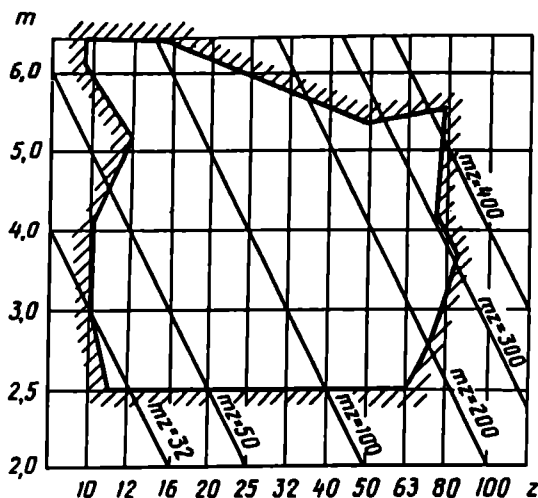


Рис. 2.1. Применяемость цилиндрических зубчатых колес по сочетаниям модулей и чисел зубьев

При установлении величины посадочного диаметра следует исходить из желательности равенства передаваемого венцом крутящего момента, пропорционального ширине зубчатого венца и квадрату диаметра колеса, и крутящего момента, передаваемого валом и пропорционального кубу его диаметра.

Если принять, что ширина венца увеличивается с увеличением диаметра колеса, то диаметр посадочного отверстия будет увеличиваться пропорционально росту диаметра колеса. Анализ области применимости цилиндрических колес по сочетаниям параметров, определяющих несущую способность венца, и диаметра посадочного отверстия подтверждает это положение. На графике прослеживается соответствующая линейная связь, выражаемая ориентировочной зависимостью

$$d_{\text{п}} \approx \frac{\sqrt[3]{b \cdot d^2}}{2} \approx \frac{d}{2} \sqrt[3]{\frac{\psi_m}{2}}, \quad (2.8)$$

где $\psi_m = b/m$.

При принятых диапазонах $\psi_m = 4 \div 10$ и $z = 10 \div 80$ рациональный диапазон значений посадочного диаметра $d_{\text{п}} \approx (0,2 - 0,4) d$, что следует из анализа графика применимости зубчатых колес по сочетанию делительного и посадочного диаметров (рис. 2.2). На графике линии 1 обозначают границы 94 %-ного диапазона применимости, а линии 2 и 3 — границы $d_{\text{п}} = 0,4 d$ и $d_{\text{п}} = 0,2 d$.

Для принятых диапазонов значений модулей и чисел зубьев, а следовательно, и делительных диаметров выбран диапазон посадочных диаметров от 10 до 125 мм.

Для каждого диаметра колеса целесообразно принять одно — два значения посадочного диаметра, причем больший назначают из условия равнопрочности зубчатого венца и вала.

При выборе диаметра ступицы следует исходить из условия, что толщина тела под зубом колеса должна быть не менее высоты зуба (шпоночный паз относят к отверстию). Как показывает анализ данных применимости, чаще всего значения диаметра ступицы находятся в диапазоне $(1,5 - 2,0) d_{\text{п}}$.

Отношение $L/d_{\text{п}}$, согласно данным применимости, находится в пределах $1,2 - 1,6$ (рис. 2.3). С ростом $d_{\text{п}}$ величина $L/d_{\text{п}}$ уменьшается.

При разработке унифицированных конструкций необходимо проанализировать варианты крепления зубчатых колес на валу. Данные применимости показывают (рис. 2.4), что в подотрасли, как правило, применяют три варианта крепления: с гладким посадочным отверстием, шпоночным пазом, гладким посадочным отверстием со штифтом в ступице.

На рис. 2.5 представлены унифицированные конструкции зубчатых колес.

На рис. 2.6, 2.7 показаны гистограммы частот применения видов материалов и термообработки для анализируемой совокупности не унифицированных колес.

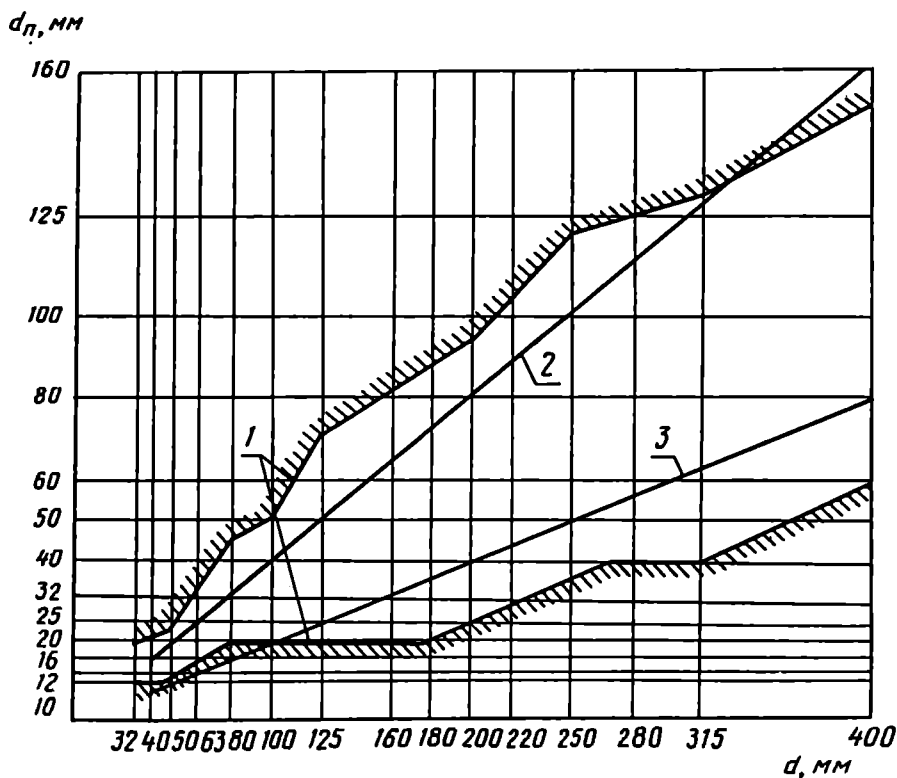


Рис. 2.2. Область применимости цилиндрических зубчатых колес по сочетаниям делительного и посадочного диаметров:

1 — граница 92 %-ной зоны применимости; 2 — граница $d_n = 0,4 d$; 3 — граница $d_n = 0,2 d$

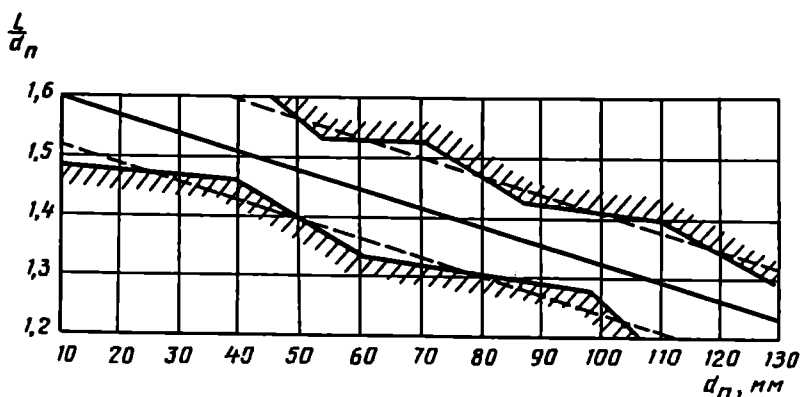


Рис. 2.3. Применимость цилиндрических зубчатых колес по сочетанию посадочного диаметра и отношения длины ступицы к посадочному диаметру

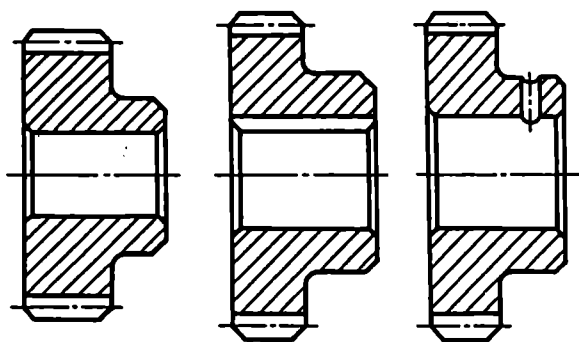
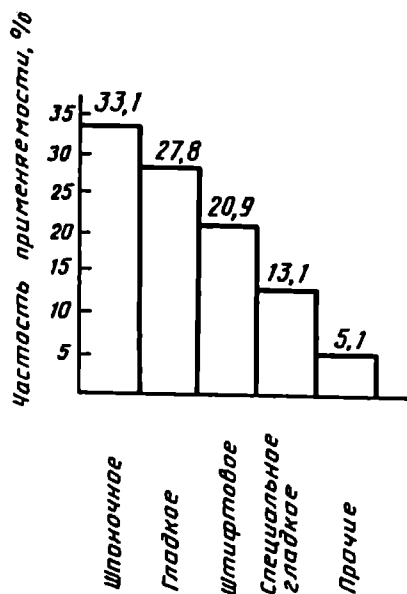


Рис. 2.5. Унифицированные конструкции цилиндрических зубчатых колес со ступицей

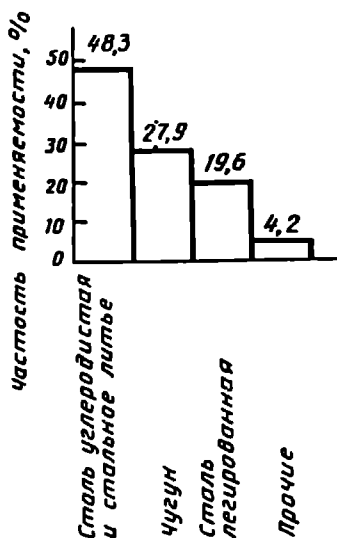


Рис. 2.6. Применяемость цилиндрических зубчатых колес по материалам

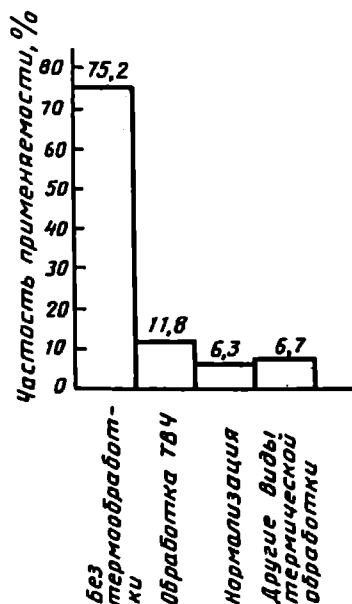


Рис. 2.7. Применяемость цилиндрических зубчатых колес по термообработке

2.2. Установление потребных объемов исходных данных и способы оценки их однородности

Проведенный обобщенный анализ работ по унификации показал, что для получения достоверных результатов обработки исходных данных по деталям машин (для оценки характера распределения потребности в значениях параметра и построения рядов), как правило достаточно данных по 200—400 типоразмерам. Из сказанного следует, что при общем количестве исходных типоразмеров в пределах 300—500 следует стремиться к сбору данных по всем типоразмерам.

Однако при проведении работ по унификации в рамках отрасли и, тем более, при унификации межотраслевой, часто могут возникать случаи значительно большей исходной совокупности (нередко она охватывает тысячи, а иногда и десятки тысяч типоразмеров). В этих условиях сбор и обработка исходных данных превращаются в весьма длительный и трудоемкий процесс, а в некоторых случаях полный сбор информации практически невозможен. В таких случаях возникает вопрос о сборе данных по некоторому меньшему числу типоразмеров, которые бы достаточно хорошо характеризовали общую генеральную совокупность. В математической статистике выборка, хорошо представляющая структуру гене-

ральной совокупности, называется репрезентативной. Для установления размера такой выборки следует рассмотреть два аспекта — качественный и количественный.

Качественная оценка осуществляется на основе инженерного анализа. Для проведения качественной оценки определяют из числа изготавливаемых подотраслью, отраслью и т. д. (в зависимости от уровня работы по унификации) виды изделий, в которых наиболее вероятно применение деталей данного типа. Далее из номенклатуры моделей каждого из отобранных видов выбирают 2–3 представителя с таким расчетом, чтобы они отражали наименьшие, наибольшие и средние типоразмеры. Общее число изделий-представителей должно быть таким, чтобы обеспечивалось получение информации не менее чем с 200 — 300 типоразмерах деталей (желательно больше).

Для количественной оценки достаточности объема выборочной совокупности следует использовать метод, принятый в математической статистике. Для этого производят предварительную выборку объемом 50–80 типоразмеров деталей. Определяют по каждому из интересующих основных параметров следующие статистические характеристики:

среднее арифметическое (математическое ожидание)

$$\bar{x} = \frac{\sum x_i}{n}, \quad (2.9)$$

среднее квадратическое отклонение

$$\sigma = \pm \sqrt{\frac{\sum (x_i - \bar{x})^2}{n - 1}}, \quad (2.10)$$

вариационный коэффициент

$$\nu \% = \pm \frac{100 \cdot \sigma}{\bar{x}}, \quad (2.11)$$

где x_i — значение параметра i -го типоразмера деталей, n — число типоразмеров в выборке, $(x_i - \bar{x})$ — отклонение значения параметра i -го типоразмера от среднего арифметического.

Для определения потребного объема выборки необходимо задаться показателем точности исследования ϵ . Как правило при экспериментах в машиностроении принимают $\epsilon = 0,05$ (т. е. 5 %). Целесообразно принять такое значение и в данном случае. Далее задают желательную вероятность результата $P = 0,95$ или $P = 0,90$. По таблице [36] для $P = 0,95$ определяют показатель достоверности $t = 1,96$, для $P = 0,90$ $t = 1,64$.

Необходимое номинальное число типоразмеров в выборке равно

$$n_{н.м} = \frac{V^2 \cdot t^2}{\epsilon^2}. \quad (2.12)$$

Таким образом, по данным предварительной выборки определяют окончательный потребный объем представительной (репрезентативной) выборки.

Важным вопросом сбора данных является обеспечение их однородности. Под однородностью в данном случае следует прежде всего понимать функциональную заменяемость. Дело в том, что при унификации некоторой исходной номенклатуры типоразмеров, как правило, происходит определенное ее сокращение. При сокращении подразумевается, что ликвидированные типоразмеры могут быть полностью заменены типоразмерами из унифицированного ряда. Поэтому важно не включать в исходную номенклатуру типоразмеров деталей такие, которые по каким-либо показателям принципиально отличаются от других типоразмеров и это отличие не позволяет заменять неунифицированные типоразмеры соответствующими унифицированными. Например, сменные колеса цепей подачи винторезных станков имеют определенные числа зубьев, обеспечивающие конкретные значения шага нарезаемой резьбы. К зубчатым колесам коробок скоростей тех же типов станков не предъявляются особые требования по числу зубьев. Поэтому не следует производить совместную унификацию колес обеих групп.

Таким образом, при сборе и первичном рассмотрении исходных данных следует исключить из совокупности типоразмеры, имеющие принципиальные специфические особенности, отличающиеся от особенностей основной совокупности. Такие особенности могут быть конструктивными, либо связанными с дополнительными размерными ограничениями (например, как указано выше, ограничения на соотношение чисел зубьев), либо с точностными показателями (детали высокой и низкой точности) и т. п.

В процессе обработки исходных данных следует обращать внимание на вид гистограмм распределения количественно оцениваемых параметров. В случае, когда получаются гистограммы, аппроксимируемые кривыми, значительно отличающимися от логарифмически нормальной или нормальной и, особенно, в случаях двух- и трехвершинных распределений, необходимо тщательное исследование типоразмеров, вызывающих указанные отклонения, так как подобные отклонения часто характеризуют смещение неоднородных исходных данных.

2.3. Прогнозирование изменения исходных данных

Учитывая, что любая работа по унифицированию деталей предполагает использование ее результатов в будущем — при разработке или модернизации изделий, создании специализированных производств, весьма важным элементом работы является установление оптимальной номенклатуры унифицированных деталей как по конструкции и значениям эксплуатационных параметров, так и по размерам именно для будущих изделий. Для установления такой номенклатуры существуют методы прогнозирования.

В области деталей машин могут быть выделены три класса задач прогнозирования: потребностей; значений параметров; принципиально новых видов деталей (по конструкции, выполняемым функциям и т.д.).

О принципах выбора конструкции детали с учетом ожидаемых в будущем изменений сказано в разд. 2.1. Дополнительно следует указать на необходимость анализа данных по деталям данного типа, изготавливаемым зарубежными фирмами, и по изделиям ведущих зарубежных фирм, которые применяют подобные детали. Следует также проанализировать динамику выпуска детали этой конструкции на специализированных производствах, что позволяет оценить перспективность ее выпуска в ближайшие годы.

Важным моментом является прогнозирование значений показателей технического уровня деталей — удельной несущей способности (на единицу рабочей поверхности), удельной материалоемкости, точности и т. д. Для прогнозирования таких показателей следует собрать и обработать данные за некоторый период времени по отечественным и зарубежным источникам. Необходимо также проанализировать предполагаемые требования к прогнозируемым конструкциям изделий, в которых будут применяться детали данного типа, и на основе этих требований определить уровень требований к показателям деталей. Для этого нужно установить соответствующие количественные зависимости между показателями изделий, изготовлявшихся ранее (и в настоящее время), и показателями деталей. С использованием таких зависимостей и можно будет прогнозировать значения показателей деталей по уровню предполагаемых значений показателей машин. Установление связей по данным о ранее изготовлявшихся изделиях целесообразно производить с помощью регрессионных уравнений.

Необходимо прогнозировать и изменение потребности в типоразмерах деталей. Прогнозирование общего изменения потребностей в деталях данного типа можно производить на основе данных об ожидаемом изменении выпуска изделий, в которых детали используются. Следует учитывать потребность в запасных частях для замен как в новых, планируемых к выпуску изделиях, так и в ранее изготовленных, но подлежащих эксплуатации в течение некоторого времени в будущем. При этом необходимо иметь в виду и рост ресурса деталей, что приведет к снижению потребности в запасных частях.

Важным является и прогнозирование изменения потребных размерных диапазонов унифицированных деталей. Для такого прогноза следует, так же, как и при прогнозировании изменения значений показателей качества, проанализировать изменение размерных рядов комплектующих изделий за прошедший период времени (по отечественным и, при возможности, зарубежным данным) и соответствующие им размерные диапазоны рассматриваемого типа деталей и установить регрессионные зависимости.

При создании номенклатуры унифицированных деталей с учетом того, что они, главным образом, должны применяться в новых или модернизированных машинах и с учетом необходимого времени подготовки специализированных производств; следует предполагать, что частыми будут случаи четырех- пятилетнего разрыва между разработанной номенклатурой и началом ее выпуска достаточно крупными сериями. Учитывая, что по экономическим соображениям желательно, чтобы номенклатура была устойчива по крайней мере в течение 5—6 лет, следует считать, что наиболее вероятным периодом упреждения (прогнозирования) является

период в 10–12 лет. Прогноз на такой период относят к среднесрочным (свыше 5 до 15 лет).

Глубина ретроспективного анализа об объекте, т. е. охватываемый прошедший период, зависит от длительности прогнозируемого периода. Чем больше прогнозируемый период, тем больше должен быть отрезок времени для анализа развития в прошлом. Принято, что ретроспективный период должен значительно превышать прогнозируемый (желательно в 2–3 раза). Однако для долгосрочных, а иногда и среднесрочных прогнозов ретроспективный период уменьшают в связи с постоянным нарастанием темпов технического прогресса и снижением значимости анализа отдаленных отрезков времени (прошлого).

В качестве исходных источников информации при прогнозировании используют: периодическую техническую литературу (отечественную и зарубежную); научные отчеты, обзоры; монографии, труды организаций, диссертации; статистические данные; патенты, авторские свидетельства; нормативно-технические документы (стандарты, технические условия, рекомендации); конструкторскую документацию; отчеты о зарубежных командировках; каталоги и другие материалы зарубежных фирм; доклады на международных и других совещаниях, конференциях; государственные планы и прогнозы развития народного хозяйства и внедрения новой техники; данные анкетных опросов экспертов.

Рекомендуется все количественные данные переводить в графики, так как это позволяет не только составить целостное представление об изменении объекта изучения во времени, но и обнаружить характерные направления и точки развития (подъемы, спады).

К настоящему времени разработано большое число различных методов классификаций прогнозирования.

В целом методы прогнозирования можно разделить по принципу подхода к формированию прогноза на инерционные и целевые. Инерционные методы базируются полностью на анализе динамики прошедшего периода, целевые исходят из директивных плановых тенденций.

По собственно технике осуществления методы прогнозирования можно разделить на: статистические (экстраполяций, статистико-аналитические); целевые (нормативный и др.); моделирования; экспертных оценок; системного анализа и др.

Статистические методы нашли весьма широкое применение при прогнозировании развития экономики, а также и техники. Эти методы основаны на некоторой инерционности развития экономических и технических процессов, что позволяет, выявив на достаточно большом отрезке времени определенную тенденцию, распространить ее и на прогнозируемый период.

Следует подчеркнуть, что для прогнозирования развития новой техники, основанной на традиционных принципах, наиболее применимы статистические, целевые методы и методы моделирования. Для прогнозирования принципиально новых изделий используют методы экспертных оценок и системного анализа.

Из статистических методов наиболее целесообразным является статистико-аналитический, заключающийся в статистическом исследовании зако-

номерностей изменения взаимосвязанных показателей изделий и деталей с получением регрессионных уравнений, связывающих эти показатели.

Прогнозирование методом системного анализа [7] целесообразно производить по следующим этапам:

- выявление и формирование новых технических решений на основе имеющихся научных и технических идей;

- анализ этих решений в отношении возможностей практической реализации в прогнозируемом периоде;

- определение производственно-экономических условий, при которых эти технические решения могут быть осуществлены;

- анализ потенциальной номенклатуры изделий, в которых деталь принципиально новой конструкции может быть применена;

- установление ориентировочных сроков практического осуществления новой конструкции;

- определение ожидаемого объема потребления и темпа вытеснения новой конструкцией предшествующей;

- определение технико-экономического эффекта.

При прогнозировании нормативным методом разрабатывают нормативы потребности, количественно выражающие связи между вероятными потребностями в деталях и изготавлиющиеся с их использованием изделиями различных типов. Предварительно классифицируют типы изделий и затем для каждого типа устанавливают норматив с учетом тенденций развития изделий, повышения их технического уровня, а также с учетом возможностей предприятий-изготовителей. Наиболее точной является единичная норма, устанавливаемая в соответствии с потребностью в каждом типоразмере деталей на единицу изделия каждого из типов по классификации. Однако при прогнозировании потребностей на 10–12 лет применение единичной нормы весьма затруднительно, так как научно-технический прогресс приводит к существенным изменениям в конструкции изделий. Поэтому при расчетах по среднесрочным прогнозам при невозможности использования единичных норм следует применять укрупненные нормативы, например, на 1 млн. руб. или на 1000 т намечаемых к производству изделий данного типа. Как укрупненные, так и единичные нормы обязательно должны учитывать не только потребность в деталях на комплектование вновь изготавливаемых изделий, но и потребность в запасных частях и нормативных запасах.

Перспективная потребность при нормативном методе определяется по формуле [7]

$$П = В \cdot У \cdot К, \quad (2.13)$$

где $П$ — потребность в данном типе деталей, шт., т; $В$ — валовый выпуск рассматриваемого типа изделий, млн. руб.; $У$ — фактическая удельная норма (норматив) потребности в деталях для производства, ремонтов и нормативных запасов на количество рассматриваемого типа продукции стоимостью в 1 млн. руб., шт., т; $К$ — коэффициент изменения удельной

нормы расхода на прогнозируемый период. При этом

$$K = K_K \cdot K_e \cdot K_n, \quad (2.14)$$

где K_K — коэффициент, учитывающий изменение потребности в деталях вследствие предполагаемых изменений конструкции изделий; K_e — коэффициент, учитывающий изменение потребности в деталях в связи с изменением единичной мощности изделий; K_n — коэффициент, учитывающий изменение потребности в деталях на запчасти в зависимости от изменения ресурса деталей.

В ряде случаев сопоставление последовательных во времени цифровых данных и даже графическая их интерпретация не позволяют выявить явной тенденции (тренда). В этих случаях следует применять более тонкие методы выявления тренда. Для этого предложен ряд несложных методов, основанных на различных подходах. Рассмотрим один из самых простых методов, дающий практически более надежные результаты, чем остальные. — метод Фостера—Стюарта [8]. Авторами предложены две простые характеристики S и d :

$$S = \sum_{t=1}^T S_t, \quad (2.15)$$

$$d = \sum_{t=1}^T d_t, \quad (2.16)$$

где

$$S_t = u_t + l_t, \quad (2.17)$$

$$d_t = u_t - l_t. \quad (2.18)$$

Суммирование в формулах (2.15) и (2.16) производится по всем членам ряда.

Значения u_t и l_t определяют путем последовательного сравнения уровней. Если числовое значение параметра в рассматриваемом году превышает по своей величине каждое из значений за предыдущие годы, то величине u_t присваивают значение 1, в остальных случаях $u_t = 0$. Таким образом,

$$u_t = \begin{cases} 1, & \text{если } y_t > y_{t-1}, y_{t-2}, \dots, y_1, \\ 0 & \text{в остальных случаях.} \end{cases}$$

Наоборот, если числовое значение в рассматриваемом году меньше всех предыдущих, то l_t присваивают значение 1. Следовательно,

$$l_t = \begin{cases} 1, & \text{если } y_t < y_{t-1}, y_{t-2}, \dots, y_1, \\ 0 & \text{в остальных случаях.} \end{cases}$$

Отсюда следует, что S_t принимает значения 0 и 1: $S_t = 0$ в случае, если y_t не является ни наибольшим, ни наименьшим значением среди всех предшествующих значений, в противном случае $S_t = 1$. Легко определить, что S может находиться в пределах $0 \leq S \leq n - 1$, где n — число рассматриваемых членов (число лет). Если все значения y_t равны (нулевая дисперсия), то $S = 0$, если же они монотонно растут или падают, или колебания их чередуются, систематически увеличиваясь или падая, то $S = n - 1$.

В свою очередь, величина d_t принимает значения 0; 1 и (-1) . Далее определяют пределы для d : нижний предел равен $-(n-1)$, верхний равен $n-1$. Нижний предел соответствует монотонно убывающему ряду, а верхний — монотонно растущему. Если значения симметрично располагаются вокруг горизонтальной линии, то $d = 0$, что соответствует отсутствию тренда в средней. Показатель S применяют для обнаружения тенденций изменения дисперсии, d — для обнаружения тенденций в средней арифметической рассматриваемой совокупности значений. После того, как для исследованной совокупности найдены фактические значения d и S , следует проверить гипотезу о том, можно ли считать случайными разности $d - 0$ и $S - \mu$. Гипотезу проверяют с помощью t — критерия Стьюдента:

$$t = \frac{d - 0}{\sigma_d}, \quad (2.19)$$

$$t = \frac{S - \mu}{\sigma_S}, \quad (2.20)$$

где μ — математическое ожидание (среднее арифметическое) величины S , определенное для случайного расположения значений Y_t во времени, σ_1 — средняя квадратическая ошибка величины S , σ_2 — средняя квадратическая ошибка величины d :

$$\sigma_1 = \sqrt{2 \sum_{t=2}^n \frac{1}{t} - 4 \sum_{t=2}^n \frac{1}{t^2}} \approx \sqrt{2 \ln n - 3,4253}, \quad (2.21)$$

$$\sigma_2 = \sqrt{2 \sum_{t=2}^n \frac{1}{t}} = \sqrt{2 \ln n - 0,8456}. \quad (2.22)$$

Значения μ , σ_1 , σ_2 могут быть взяты из таблицы (приложение 1).

После определения значений t для S и d их сопоставляют со стандартным значением t — критерия Стьюдента по таблице (приложение 2). Стандартное значение t_α обычно устанавливают при уровне значимости $P = 0,05$ (при двустороннем ограничении). Конкретное значение t_α определяют по таблице для числа степеней свободы $K = n - 1$ (как указано выше, n — число лет в выборке). Если $t_\alpha < t$, то предположение об отсутствии тренда (определенной тенденции) отвергается, иными словами тренд есть. Если оказывается, что $t_\alpha > t$, то тренд не обнаружен.

Рассмотрим пример. Определим имеется ли тренд в данных о годовой программе выпуска y_t специальной конструкции муфты привода редуктора одной из подотраслей машиностроения за период с 1972 г. по 1987 г. В табл. 2.10 приведены данные о выпуске и соответствующие значения u_t и l_t .

По данным таблицы получаем $S = 5 + 1 = 6$; $d = 5 - 1 = 4$.

По приложению 1 определяем значения μ , σ_1 , σ_2 . Поскольку в ней нет искомым значениям для $n = 16$ (ближайшие табличные значения соответствуют $n = 15$ и $n = 20$), то необходимые данные получим интерполированием:

Годовая программа выпуска y_t и параметры u_t и l_t расчета тренда
выпуска муфт приводов

Годы	y_t , тыс. шт.	u_t	l_t	Годы	y_t , тыс. шт.	u_t	l_t
1972	10,3	0	0	1980	17,1	0	0
1973	14,3	1	0	1981	7,7	0	0
1974	7,7	0	1	1982	15,3	0	0
1975	15,8	1	0	1983	16,3	0	0
1976	14,4	0	0	1984	19,9	0	0
1977	16,7	1	0	1985	14,4	0	0
1978	15,3	0	0	1986	18,7	0	0
1979	20,2	1	0	1987	20,7	1	0

$\mu = 4,749$, $\sigma_1 = 1,552$, $\sigma_2 = 2,178$. Отсюда для d

$$t = \frac{d-0}{\sigma_2} = \frac{4-0}{2,178} \approx 1,8, \text{ для } S \quad t = \frac{S-\mu}{\sigma_1} = \frac{6-4,749}{1,552} \approx 0,82. \text{ Далее по таб-}$$

лице (приложение 2) для $P = 0,05$ и $K = n - 1 = 16 - 1 = 15$ определяем $t_\alpha = 2,13$. Поскольку $2,13 > 1,8$ и $2,13 > 0,82$, то тренд не обнаружен ни в изменениях средней арифметической программ выпуска, ни в изменениях дисперсии, характеризующей разброс значений программ.

УСТАНОВЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНОГО УРОВНЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ УНИФИЦИРОВАННЫХ ДЕТАЛЕЙ

3.1. Расчет удельных эксплуатационных показателей

Весьма важным вопросом унификации деталей является установление рационального уровня удельных эксплуатационных показателей, характеризующих несущую способность, ресурс, материалоемкость детали.

Зачастую при разработке унифицированных деталей в качестве материала и рода упрочнения принимают материал и род упрочнения, наиболее широко применявшиеся для заменяемых оригинальных деталей. Такой подход и определял уровень удельных эксплуатационных показателей унифицированных деталей. В связи с тем, что при проектировании машин применяют, как правило, ближайшую большую по несущей способности унифицированную деталь вместо требуемой по расчету, вышеуказанный подход к выбору уровня удельных эксплуатационных показателей приводит к увеличению размеров и массы применяемой детали и, соответственно, к увеличению массы машин по сравнению с машинами, комплектуемыми оригинальными деталями.

Выполненное исследование [9, 10] показало технико-экономическую эффективность и техническую возможность применения изложенных ниже новых принципов установления удельных эксплуатационных показателей деталей при их унификации.

Для несущих деталей за основной удельный эксплуатационный показатель целесообразно принять допускаемую удельную нагрузку, так как она определяет несущую способность, связана с материалом и родом упрочнения и может быть установлена ее связь с ресурсом.

Из анализа формул для расчетов различных видов деталей машин по усталостной прочности (зубчатые передачи, подшипники качения, ремни ременных передач) с помощью преобразований и упрощений получена общая структурная формула для расчета главного параметра i -го типоразмера:

$$A_i = K'' \cdot \frac{\Delta_i^\alpha \cdot P_i^\epsilon}{n_i^\beta \cdot \sigma_{P_i}^\lambda}, \quad (3.1)$$

где Δ_i , P_i , n_i — характеристики основного параметра, нагрузки и скоростного показателя; σ_{P_i} — допускается удельная нагрузка.

Известно [11], что наклонные ветки кривой усталости описываются уравнением вида

$$\sigma_i^r \cdot N_i''' = \text{const}. \quad (3.2)$$

Исходя из этого, можно записать равенство

$$\sigma_{P_i} \cdot N_i' = \sigma_{P_{10}'} \cdot 10^7, \quad (3.3)$$

где σ_{P_i} , $\sigma_{P_{10}'}$ — допускаемые напряжения при ресурсе N_i' и 10^7 циклов (последнее значение использовано далее в методике расчета эксплуатационных показателей).

Введя σ_{P_i} из (3.3) в (3.1), подставив $60 \cdot n_i \cdot T_i$ вместо N_i' и проведя преобразование, получим

$$T_i = K''' \cdot A_i^{\frac{r}{\lambda}} \cdot \sigma_{P_{10}'} \cdot \frac{n_i^{\left(\beta - \frac{\lambda}{r}\right) \frac{r}{\lambda}}}{(\Delta \alpha_i \cdot P_i^{\epsilon})^{\frac{r}{\lambda}}}. \quad (3.4)$$

Таким образом, ресурс пропорционален степенному одночлену, включающему значения главного параметра A_i и допускаемого напряжения $\sigma_{P_{10}'}$.

Рассмотрим далее получение конкретных зависимостей на примере зубчатых колес и подшипников скольжения [9,12].

Из уравнения кривой усталостного разрушения материала для зубчатых колес получено [11] выражение для допускаемого напряжения σ_P в зависимости от базового напряжения, σ_{OP} :

$$\sigma_P = \sigma_{OP} \cdot \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_E}}, \quad (3.5)$$

где N_0 — базовое число циклов; N_E — эквивалентное число циклов; значение m принимается [11] для расчета по контактным напряжениям равным 6, а по изгибу $m = 6$ или 9 (в зависимости от твердости зубьев).

Эквивалентное число циклов определяется [11] выражением

$$N_E = 60 \Sigma \left(\frac{M_i}{M_{\max}} \right)^m \cdot n_i \cdot T_i, \quad (3.6)$$

где M_i , $M_{\max}$ — номинальное и максимальное напряжение; n_i — число оборотов в минуту; T_i — общее время работы передачи в часах за весь срок службы.

Величина m в (3.6) в случае расчета по контактным напряжениям принимается равной 3, в случае расчета на изгиб величина m принимается аналогичной (3.5).

Введя (3.6) в (3.5), подставляя полученное выражение в расчетные формулы для цилиндрических и конических зубчатых колес двух различных уровней качества и принимая за одинаковые для обоих случаев поочередно различные показатели — размеры, нагрузки и т. п. — получаем зависимости (табл. 3.1), связывающие разные пары показателей при до-

пускаемых напряжениях, отнесенных к одному числу циклов [9, 10, 12, 61, 67].

Рассмотрим далее возможности установления аналогичных взаимосвязей для втулок подшипников скольжения, которые обычно выходят из строя из-за износа.

Разработанные к настоящему времени методы и выражения для расчета на износ, как правило, связаны с ведущим видом нарушения фрикционной связи [13] (упругое деформирование, пластическое отеснение, микро-резание, адгезионный и когезионный отрыв). Последние два вида характеризуют аварийные условия работы изделия и не будут нами рассматриваться.

Для случаев весьма распространенного в практике абразивного изнашивания (микрорезания) рядом авторов показана зависимость изнашивания от твердости материала для чистых металлов, углеродистых и легированных сталей (закаленных и незакаленных). В [14] предложено приближенное выражение для определения интенсивности абразивного износа:

$$J_h = C \cdot \frac{P}{H}, \quad (3.7)$$

где C — характеристика микрогеометрии поверхности сопряжения, связанная с качеством обработки; H — твердость более мягкого из контактирующих материалов.

М.М. Хрущов с сотрудниками показал, что абразивный износ металлов и сплавов прямо пропорционален пути трения. То же установлено Р. Льюисом при сухом трении различных пиломатериалов по стали. В исследовании [15] также обнаружена четкая линейная зависимость износа от пути трения при граничном трении естественных и искусственных полимеров. Учитывая сказанное, примем, что при абразивном, сухом и граничном трении различных материалов зависимость износа от пути трения близка к линейной.

Отсюда можем принять, что за срок службы детали T_d интенсивность износа равна

$$J_h = \frac{[\Delta h]}{\Delta S}. \quad (3.8)$$

Подставив (3.8) в (3.7), заменим ΔS на T , так как нас интересует сравнение деталей разного уровня качества, работающих в одинаковых условиях, и запишем выражения $[\Delta h]$ для сравниваемых вариантов при допущении, что качество обработки трущихся поверхностей одинаково ($C_1 = C_2$):

$$[\Delta h] = C_1 \cdot \frac{P_1 \cdot T_1}{H_1}, \quad (3.9)$$

$$[\Delta h] = C_2 \cdot \frac{P_2 \cdot T_2}{H_2}. \quad (3.10)$$

Зависимости для определения значений удельных эксплуатационных показателей унифицированных деталей

Тип детали или комплекса	Критерий расчета на прочность	Соотношения допускаемых удельных нагрузок	
		с долговечностями	с главными параметрами (размерами)
Цилиндрические зубчатые передачи (пары колес), главный параметр – межосевое расстояние	Контактная прочность	$\frac{T_H}{T_y} = \frac{\sigma_{HPH}^6}{\sigma_{HPy}^6}$	$\frac{a_{wH}}{a_{wy}} = \frac{\sigma_{HPy}^{2/3}}{\sigma_{HPH}^{2/3}}$
	Прочность на изгиб	$\frac{T_H}{T_y} = \frac{\sigma_{FPH}^9}{\sigma_{FPy}^9}$	$\frac{a_{wH}}{a_{wy}} = \frac{\sigma_{FPy}^{1/3}}{\sigma_{FPH}^{1/3}}$
	Контактная прочность	$\frac{T_H}{T_y} = \frac{\sigma_{HPH}^6}{\sigma_{HPy}^6}$	$\frac{m_H}{m_y} = \frac{\sigma_{HPy}^{2/3}}{\sigma_{HPH}^{2/3}}$
	Прочность на изгиб	$\frac{T_H}{T_y} = \frac{\sigma_{FPH}^9}{\sigma_{FPy}^9}$	$\frac{m_H}{m_y} = \frac{\sigma_{FPy}^{1/3}}{\sigma_{FPH}^{1/3}}$
Втулки подшипников скольжения, главный параметр – внутренний диаметр	Износ при пластическом оттеснении	$\frac{T_H}{T_y} = \frac{\epsilon^2_{OH} \cdot (C \cdot \sigma_{SH})^{4/3}}{\epsilon^2_{Oy} (C \cdot \sigma_{Sy})^{4/3}} \times \frac{(1-5f_H)(1+5f_y)}{(1+5f_H)(1-5f_y)}$	$\frac{d_H}{d_y} = \frac{[p]_y^{1/2}}{[p]_H^{1/2}} \quad (l = k \cdot d)$
	Износ при упругом деформировании	$\frac{T_H}{T_y} = \frac{f_y^2 \cdot E_y \cdot \sigma^2_{OH}}{f_H^2 \cdot E_H \cdot \sigma^2_{Oy}}$	$\frac{d_H}{d_y} = \frac{[p^v]_y}{[p^v]_H}$
	Износ при микрорезании (абразивный)	$\frac{T_H}{T_y} = \frac{H_H}{H_y}$	

Так как для обоих случаев $[\Delta h]$ одинаковы и $p_1 = p_2$, то приравняв правые части (3.9) и (3.10), получим

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{H_1}{H_2}. \quad (3.11)$$

Для случаев износа при упругом деформировании используем выражения, данные И.В. Крательским с сотрудниками:

$$J_h = \frac{P}{E \cdot n \cdot (\nu + 1) \cdot K'}, \quad (3.12)$$

$$n = \left(\frac{\sigma_0}{0,3 \cdot K' \cdot f \cdot E \cdot \sqrt{\frac{h}{r}}} \right), \quad (3.13)$$

где E — модуль упругости материала; p — нормальное давление; n — число циклов до разрушения; f — коэффициент трения; σ_0 — разрушающее напряжение; ν , K' , $\sqrt{\frac{h}{r}}$ — характеристики микрогеометрии контактирующих поверхностей (принимаются нами одинаковыми для сравниваемых материалов); $K'' \approx 2,3$ — для металлов.

Далее подставим (3.13) в (3.12), примем $t = 2$ и, произведя операции аналогично (3.9) — (3.11) с теми же допущениями, получим

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{f_2^2 \cdot E_2 \cdot \sigma_{01}^2}{f_1^2 \cdot E_1 \cdot \sigma_{02}^2}. \quad (3.14)$$

Из выражений для случаев пластического оттеснения

$$J_h = \frac{0,07}{n} \cdot \sqrt{\frac{h_{\max}}{r}} \cdot \frac{p}{C \cdot \sigma_S}, \quad (3.15)$$

$$n = \frac{1}{2} \cdot \epsilon_0^2 \cdot \frac{r}{h} \cdot \frac{1 - 5 \cdot f}{1 + 5 \cdot f}, \quad (3.16)$$

где $C \cdot \sigma_S$ — твердость более мягкого из материалов пары; σ_S — предел текучести; ϵ_0 — удлинение при разрыве материала.

Аналогично вышеизложенному и с учетом допущений получено отношение:

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{\epsilon_{01}^2 \cdot (C \cdot \sigma_{S1})^{4/3} \cdot (1 - 5 f_1) \cdot (1 + 5 f_2)}{\epsilon_{02}^2 \cdot (C \cdot \sigma_{S2})^{4/3} \cdot (1 + 5 f_1) \cdot (1 - 5 f_2)}. \quad (3.17)$$

Для определения соотношений между размерами и несущими способностями (см. табл. 3.1) были использованы выражения для расчета подшипников скольжения по допускаемым давлениям $[p]$ и по $[pv]$ при условии $\frac{d}{l} = \text{const}$ (как обычно принимают при построении ряда главного параметра).

При анализе данных применимости для установления уровней качества совокупность данных обо всех деталях, используемую для определения функции распределения главного параметра, уже нельзя считать однородной, так как в ней обычно присутствуют данные о деталях с резко различными уровнями качества (например, закаленные и без термообработки). Такие детали следует разделять на отдельные выборочные совокупности и проводить по ним дальнейший анализ раздельно.

Для каждого вида деталей необходимо установить определенное число уровней качества, по которым и разделять данные применимости.

Для несущих деталей за критерий следует, как показано выше, выбирать допускаемое напряжение. Исходя из анализа типовых видов термообработки и значений допускаемых напряжений для наиболее применяемых марок стали, целесообразно разделять данные применимости по зубчатым колесам на три группы твердости:

$HV < 350$ (без термообработки, нормализованные, улучшенные);

$HRC = 38 - 55$ (объемная закалка с отпуском, закалка с нагретом ТВЧ);

$HRC > 55$ (цементация, нитроцементация, азотирование).

Для лучшего учета затрат на производство деталей будем производить анализ совокупностей с различными уровнями качества по данным о суммарных массах годовых программ выпуска.

С целью более эффективного выбора допускаемых напряжений целесообразно применение вероятностного метода их определения, позволяющего существенно повысить допускаемые нагрузки в зависимости от принятой заранее допустимой вероятности разрушения до истечения расчетного срока службы. В США такой уровень в общем машиностроении принимается в пределах 10 – 15 %. В подшипниках качения повсеместно принят также 10 %-ный допустимый уровень вероятности разрушения.

До последнего времени унификация рассматривалась как самостоятельный целесообразный этап проектирования изделий. Однако общий эффект от унификации существенно возрастет, если проводить ее комплексно, на всех этапах подготовки производства. При таком подходе унификации отдельных деталей должен предшествовать анализ машин и оборудования с целью выявления деталей, которые целесообразно унифицировать. После разработки унифицированных конструкций деталей должна производиться разработка унифицированных технологических процессов и наборов оборудования. Для сокращения числа технологических процессов целесообразно установление оптимального набора уровней качества, характеризующихся материалом, родом упрочнения, точностью изготовления и выражаемых в общем виде значениями допускаемых удельных нагрузок. При унификации деталей уровни их качества должны выбираться из этого набора.

Для установления уровня качества унифицированных деталей предварительно следует определить средневзвешенные сроки службы изделий $\bar{T}_{и.н}$ и деталей $\bar{T}_н$.

Если ожидаются изменения в сроках службы изделий, комплектующих унифицированными деталями, по сравнению с ранее изготавливавшимися изделиями, следует принимать соответствующее новое значение $\bar{T}_{и.у}$.

По данным эксплуатации определяют соотношение долговечности (срока службы) подвергаемых унификации изделий общемашиностроительного применения (ОМП) $T_н$ и долговечности (срока службы до списания) комплектующего этими изделиями оборудования $T_{и.н}$. При $\bar{T}_н < \bar{T}_{и.н}$, если удалось установить фактическое среднее значение соотношения $\bar{T}_н$ и $\bar{T}_{и.н}$, определяют желательное среднее значение долговечности (срока службы) для унифицированных изделий ОМП $\bar{T}_у$, исходя из целесообразности обеспечения $\bar{T}_у \geq \bar{T}_{и.у}$.

При недостаточности эксплуатационной информации, когда известно, что $T_н < T_{и.н}$, но не установлено соотношение $T_н : T_{и.н}$, и известно, что замена унифицируемых изделий ОМП производится при ремонтах через определенные интервалы времени по системе планово-предупредительных ремонтов, целесообразно принимать $\bar{T}_у = 2 \bar{T}_н$, что установлено расчетами по большому числу типов оборудования различных отраслей машиностроения. При этом, как будет показано ниже, нет необходимости устанавливать фактическое числовое значение $\bar{T}_н$.

Определив по данным выборочной совокупности (по информации о применяемом материале, роде упрочнения, твердости и т.п.) для каждого i -го типоразмера детали величину допускаемого напряжения $\delta_{доп.Н_i}$ (или другой аналогичной характеристики), устанавливают средневзвешенные значения допускаемого напряжения:

$$\bar{\sigma}_{доп.Н} = \frac{\sum (\sigma_{доп.Н_i} \cdot G_{Н_i} \cdot N_{Н_i})}{\sum (G_{Н_i} \cdot N_{Н_i})}. \quad (3.18)$$

и главного параметра

$$\bar{A}_Н = \frac{\sum (A_{Н_i} \cdot G_{Н_i} \cdot N_{Н_i})}{\sum (G_{Н_i} \cdot N_{Н_i})}, \quad (3.19)$$

где $G_{Н_i}$, $A_{Н_i}$, $N_{Н_i}$ — масса, главный параметр и годовая программа выпуска i -го типоразмера.

Из соотношений между $\bar{T}_н$, $\bar{T}_у$, $\bar{\sigma}_{доп.н}$, $\bar{\sigma}_{доп.у}$, получаем из выражений для расчета на прочность и долговечность деталей соответствующего типа (см. табл. 3.1) определяют $\bar{\sigma}_{доп.у}$, так как $\bar{\sigma}_{доп.н}$, $\bar{T}_н$, $\bar{T}_у$ определены как указано ранее.

В случае недостаточности эксплуатационной информации, когда принимают $\bar{T}_у = 2 \bar{T}_н$, вместо числовых значений $\bar{T}_н$ и $\bar{T}_у$ в выражение для расчета $\bar{\sigma}_{доп.у}$ подставляют соотношение 1:2.

Если неравенство $\bar{T}_y \geq \bar{T}_{н.у}$ оказывается практически недостижимым или нецелесообразным из-за слишком больших величин $\bar{\sigma}_{доп.у}$, следует принимать такое из возможных значений $\sigma_{доп.у}$, которое обеспечит рост $\bar{T}_y$ по сравнению с $\bar{T}_н$ на величину, кратную межремонтному циклу.

Если после установления по соотношениям (см. табл. 3.1) значений $\bar{\sigma}_{доп.у}$ окажется возможным выбор материала и рода его упрочнения, обеспечивающих более высокое значение $\bar{\sigma}_{доп.у}$, целесообразно определять возможность общего уменьшения значений главного параметра в строящемся ряду по сравнению со значениями для деталей, подлежащих замене унифицированными (при отсутствии технических ограничений уменьшения — например, по жесткости и т.д.). Для этого используют соотношения между значениями главного параметра $\bar{A}_{y_1} = \bar{A}_н$, $\bar{A}_{y_2}$ и допускаемыми напряжениями, получаемые из уравнений для расчета деталей данного типа на прочность и долговечность.

Например, для цилиндрических зубчатых колес при учете контактной усталости соотношение имеет вид

$$\frac{\sigma_{HP10y_1}^{2/3}}{\sigma_{HP10^6y_1}^{2/3}} = \frac{\bar{A}_{y_1}}{\bar{A}_{y_2}}. \quad (3.20)$$

В таком случае производится уменьшение всех значений главного параметра в теоретическом распределении в число раз, равное $\bar{A}_{y_1} : \bar{A}_{y_2}$.

Окончательная величина уменьшения значений главного параметра устанавливается после проверки по техническим критериям, ограничивающим уменьшение размеров (например, для зубчатых колес — минимальное число зубьев без подреза, прочность ступицы и т. п.).

Если по данным эксплуатации установлено, что в большинстве случаев применения подлежащих унификации изделий ОМП имеет место соотношение $\bar{T}_y \geq \bar{T}_н$, то при установлении технического уровня при унификации (построении ряда) целесообразно при возможности выбирать материал, род термообработки, твердость и т.п., исходя их обеспечения для унифицированных изделий ОМП того же соотношения $\bar{T}_y \geq \bar{T}_н$ при одновременном рациональном уменьшении размеров по уравнению (3.20).

При возможности сбора соответствующих исходных данных, вместо построения по данным применяемости распределения значений главного параметра, более целесообразно построение вначале распределения потребных величин нагрузок и затем по этому распределению — построение распределения значений главного параметра, исходя из установленных для унифицированных изделий ОМП допускаемых нагрузок или других удельных нагрузочных характеристик. Такой подход позволяет в ряде случаев получить дополнительную экономию от уменьшения размеров.

Рассмотрим подробнее процедуру расчета рациональных значений удельных эксплуатационных показателей на примере цилиндрических зубчатых колес.

По собранным в производстве данным таблиц применяемости изготавливаемых зубчатых колес с помощью формул ГОСТ 21354-87 "Переда-

чи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность" рассчитывают таблицу пределов выносливости для различных материалов и для каждого i -го типоразмера и соответствующих ему материала, вида термообработки и твердости. Определяют по таблице величины предела выносливости для ведущего вида разрушения (например, для случая разрушения из-за контактной усталости — $\sigma_{Hlim\ b\Pi_i}$) и базового числа циклов N_{HO} , которые заносят в таблицу.

Рассчитывают предел выносливости для числа циклов 10^6 (это число циклов удобно, так как оно соответствует наклонной ветви кривых усталости по контактным напряжениям и по изгибу для различных деталей и видов термообработки):

$$\sigma_{Hlim\ 10^6\Pi_i} = \sigma_{Hlim\ b\Pi_i} \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{10^7}}. \quad (3.21)$$

Здесь и далее индекс Π означает детали, подлежащие унификации, индекс $У$ — унифицированные.

Для каждого i -го типоразмера определяют в соответствии с указаниями ГОСТ 21354—87 значения коэффициентов $S_{H\Pi_i}$, $J_{R\Pi_i}$, $Z_{V\Pi_i}$, $K_{L\Pi_i}$, $K_{xH\Pi_i}$.

Рассчитывают для каждого колеса допускаемое напряжение при $N = 10^6$

$$\sigma_{HP10^6\Pi_i} = \frac{\sigma_{Hlim10^6\Pi_i}}{S_{H\Pi_i}} \cdot Z_{R\Pi_i} \cdot Z_{V\Pi_i} \cdot K_{L\Pi_i} \cdot K_{xH\Pi_i}. \quad (3.22)$$

Устанавливают средневзвешенное значение допускаемого напряжения для всей выборки колес

$$\bar{\sigma}_{HP10^6\Pi_i} = \frac{\sum \sigma_{HP10^6\Pi_i} \cdot G_{\Pi_i} \cdot \Pi_i}{\sum G_{\Pi_i} \cdot \Pi_i}, \quad (3.23)$$

где Π_i — количество типоразмеров колес (в выборке) с одинаковым материалом, термообработкой и твердостью; G_{Π_i} — суммарная чистая масса колес из одинакового материала, с одинаковыми термообработкой и твердостью.

По приведенным в табл. 3.1 соотношениям определяют допускаемое напряжение при $N = 10^6$ циклов для унифицированных колес, например,

$$\frac{\sigma_{HP10^6\Pi}}{\sigma_{HA0^6У}} = \frac{T_n}{T_y}. \quad (3.24)$$

Исходя из вида оборудования, для которого производится унификация колес, назначают определенные показатели качества колес, с учетом условий эксплуатации (они принимаются в среднем одинаковыми для уни-

фицированных колес и для заменяемых ими неунифицированных), и определяют числовые значения коэффициентов S_{Hy} , Z_{Ry} , Z_{Vy} , K_{Ly} , K_{xHy} .

Рассчитывают

$$\sigma_{H \lim 10^6 y} = \frac{\sigma_{HP10^6 y} \cdot S_{Hy}}{Z_{Ry} \cdot Z_{Vy} \cdot K_{Ly} \cdot K_{xHy}}. \quad (3.25)$$

Далее по аналогичной схеме производят определение предела выносливости для другого из основных видов разрушения, не являющегося ведущим для рассматриваемой совокупности.

С помощью формул типа (3.2) производят пересчет величин предела выносливости при базовом числе циклов из табл. 3.1 в значения предела выносливости при числе циклов $N = 10^6$ и устанавливают для унифицированных колес материал, термообработку и твердость, обеспечивающие ближайшие большие по сравнению с полученными по расчету значениями

$$\sigma_{H \lim 10^6 y} \text{ и } \sigma_{F \lim 10^6 y}.$$

Приведенная методика не учитывает случаи, когда разрушение возникает от максимальных нагрузок или малоциклового усталости. Однако при правильном расчете и правильной их эксплуатации не должны, как правило, возникать нагрузки, превышающие учтенные в циклограмме нагрузок, и, соответственно, по этим причинам не должно происходить значительного числа отказов.

При использовании методики могут возникать случаи, когда требуемая долговечность унифицированных колес будет соответствовать эквивалентному числу циклов, превышающему базовое для данного материала и рода термообработки. При этом в условиях недостаточной эксплуатационной информации, когда, например, абсолютная величина среднего ресурса (и соответственно эквивалентного числа циклов) для унифицированных колес неизвестна, практически невозможно установить, в каких именно случаях оказывается $N_{Hy} > N_{H0}$. При указанной ситуации использование соотношений, полученных из уравнений наклонной ветви кривой усталости, может привести к некоторому завышению расчетного значения потребного базового предела выносливости $\sigma_{H \lim by (расч.)}$, определенного исходя из вычисленного по соотношениям табл. 3.1. значения $\sigma'_{H \lim by (расч.)}$ по сравнению с действительно потребным $\sigma_{H \lim b (потребн.)}$.

Следует отметить, что указанное завышение во всех случаях будет идти только в запас расчета при определении допускаемых напряжений для унифицированных колес.

Для установления допустимости использования приведенной методики в за базовой зоне был произведен расчет величины завышения допускаемых напряжений (или соответствующих пределов прочности).

По табличным данным о 29 вариантах термообработки и твердости 18 наиболее распространенных для зубчатых колес марок стали с помощью формул ГОСТ 21354—87 рассчитаны величины пределов контактной вынос-

делить величину $\sigma_{Hlim by (расч.)}$, графически (рис. 3.1) представляющую



Рис. 3.1. Соотношения пределов контактной выносливости унифицированных и неунифицированных колес

собой пересечение прямой В, проходящей через точки $\sigma'_{Hlim\ by}$ (расч.) и $\sigma''_{Hlim\ by}$, и линии А, являющейся геометрическим местом точек перелома кривых усталости. Графический и регрессионный анализ числовых значений $\sigma_{Hlim\ b}$ и N_{Ho} для разных материалов и видов термообработки, рассчитанных по формулам табл. 8 ГОСТ 21354-87, показал, что линия, соединяющая точки перелома, близка к прямой, описываемой уравнением

$$\sigma_{Hlimb} = -5257,9 + 800,744 \cdot \lg N_{Ho}, \text{ МПа.}$$

Коэффициент корреляции $r = 0,764$; наибольшая ошибка значений, полученных по уравнению, по сравнению со значениями, определенными по формулам табл. 8, меньше 6,2 %.

Расчет для наименьшего табличного значения $\sigma_{Hlim\,b\pi} = 400$ МПа, для которого

$$\sigma'_{Hlim\,y} = \sigma_{Hlim\,П} \cdot \sqrt{\frac{6 T_y}{T_{\pi}}} = \sigma_{Hlim\,b\pi} \cdot \sqrt{\frac{6 \cdot 10^7}{0,9 \cdot 10^7}} \cdot \sqrt{\frac{6}{1}} = 513,1 \text{ МПа.}$$

после совместного решения уравнений, описывающих прямые А и В, с учетом определенной выше $\Delta = 23$ МПа, показал, что наиболее вероятное завышение не превышает для самого низкопрочного материала примерно $46 \text{ МПа} = 4,6 \text{ кгс/мм}^2$ (11 %), что весьма невелико. Для материала и термообработки, обеспечивающих среднюю прочность (например, сталь 40Х с объемной закалкой) разница в 46 СПа составляет 5,5 %.

Для расчета по изгибу завышение будет еще меньше, так как при изгибе для закаленных колес $m = 9$, а значит $\sqrt[6]{2} : 1 = 1,08$.

Таким образом, можно считать, что предложенный способ расчета рациональных значений допускаемых напряжений для унифицированных зубчатых колес пригоден для случаев, когда срок службы колес соответствует базовому числу циклов, причем в последнем случае может возникать небольшое завышение, идущее в запас расчета.

3.2. Система технических ограничений по массе и по ресурсу

В разд. 3.1 изложены способы определения рациональных значений удельных эксплуатационных показателей унифицируемых деталей. При таком расчете показатели унифицированных деталей, как правило, будут выше показателей замеряемых неунифицированных деталей, изготавливаемых из наиболее широко применяемых для этих деталей материалов с наиболее часто встречающимся родом упрочнения. Однако при применении такой методики расчета не устраняется возникающее при использовании унифицированных деталей в проектах машин увеличение размеров и массы сопряженных деталей из-за применения ближайшего большего по несущей способности и, соответственно, размерам типоразмера унифицированной детали вместо ранее применявшейся оригинальной. Исследования показали, что увеличение массы различных видов унифицированных деталей на 1 кг приводит во многих случаях к увеличению массы сопряженных деталей на 2 – 8 кг (см. гл. 4). Таким образом, применение унифицированных деталей проектирования машин, внося ряд положительных факторов (снижение себестоимости, повышение надежности, ускорение освоения и т. д.), приводило и к весьма отрицательному явлению — росту массы машин. Такой негативный результат значительно уменьшал интерес конструкторов к насыщению новых конструкций унифицированными составными частями.

Анализ, выполненный специалистами ВНИИНМАШ, выявил технико-экономическую эффективность и техническую возможность новых принципов установления удельных эксплуатационных показателей деталей при их унификации и построении рядов, которые целесообразно сформу-

лизовать в виде следующей системы технических ограничений к задаче оптимизации параметрических рядов деталей:

суммарная масса годовой программы выпуска всех типоразмеров унифицированных деталей из ряда должна быть не более суммарной массы годовой программы всех типоразмеров заменяемых неунифицированных (оригинальных) деталей;

суммарный ресурс годовой программы выпуска унифицированных деталей из ряда должен быть не менее суммарного ресурса годовой программы выпуска заменяемых оригинальных деталей при одинаковых условиях эксплуатации.

В число ограничений включено также принимавшееся и ранее ограничение на числовую основу значений параметра — выбор их только из стандартных предпочтительных чисел.

Приведенные выше формулировки ограничений обеспечивают разработку унифицированных деталей с таким уровнем удельных эксплуатационных показателей (допускаемых удельных нагрузок и др.), который обеспечивает возможность применения ближайших больших деталей по передаваемым нагрузкам (по сравнению с требуемыми по расчету) с размерами, не превышающими размеры заменяемых оригинальных деталей. При таком подходе в большинстве случаев не происходит увеличение размеров сопряженных деталей и масса машин при применении унифицированных деталей не увеличивается. Таким образом, применение указанного подхода (системы ограничений) обеспечивает в большинстве случаев ликвидацию основного, ранее часто возникавшего, недостатка применения унифицированных составных частей — увеличения массы машин.

Для разработки сформулированных технических ограничений использованы зависимости между ресурсом унифицированных и заменяемых ими неунифицированных деталей и значениями удельных эксплуатационных показателей и главного параметра, приведенные в разд. 3.1, а также регрессионные уравнения массы из разд. 4.3.

В общем виде ограничение по массе имеет вид

$$\sum_{k=1}^l (G_{O,k} - N_{O,k}) - \sum_{i=1}^s [K_2 \cdot A_{y,i}^u \cdot R_y^v \cdot \left(\frac{L_y}{A_y}\right)^w \cdot \rho_y^h \cdot N_{y,i}] \geq 0, \quad (3.26)$$

ограничение по ресурсу:

$$\sigma_{p,y}^r \cdot \sum_{i=1}^s (A_{y,i}^r \cdot N_{y,i}) - \sum_{j=1}^{g'} \sum_{k=1}^l (\sigma_{p,O,j}^r \cdot A_{O,i,k}^r \cdot N_{O,k}) \geq 0, \quad (3.27)$$

$$\text{где } \sum_{k=1}^l N_{O,k} = \sum_{i=1}^s N_{y,i},$$

$G_{O,k}$ — масса k -го типоразмера оригинальной детали; $N_{O,k}$; $N_{y,i}$ — программы выпуска k -й оригинальной детали, подлежащей замене унифи-

цированной, и i -й унифицированной; $A_{O,i,k}$; $A_{y,i}$ — главные параметры k -й неунифицированной и i -й унифицированной деталей;

$\sigma_{P,O,y}$; $\sigma_{P,y}$ — допускаемые удельные нагрузки оригинальных деталей из j -го материала и рода упрочнения и унифицированных деталей;

g' — количество сочетаний марок материалов и родов упрочнения, принимаемых для оригинальных деталей, подлежащих унификации;

s — количество типоразмеров унифицированных деталей;

l — количество типоразмеров оригинальных деталей, изготавливаемых с применением определенных марки материала и рода упрочнения.

Приведенные неравенства следует использовать в качестве ограничений к задаче оптимизации при построении оптимальных параметрических или типоразмерных рядов деталей.

Методика определения оптимального допускаемого значения удельного эксплуатационного показателя унифицированных деталей состоит в следующем.

По данным конструкторских бюро и институтов, проектирующих изделия с применением подлежащих унификации оригинальных деталей, определяют значения нагрузок, скоростей и других основных эксплуатационных требований, предъявляемых к каждой конкретной оригинальной детали, попавшей в выборку. Далее строят гистограммы распределения нагрузок и кривые распределения, удовлетворительно описывающие гистограммы. При трудности или невозможности получения указанных данных следует по данным паспортов применяемости, куда сведены характеристики всех деталей выборки, для каждого типоразмера, определив допускаемые удельные напряжения или другие удельные показатели (по данным о материале и роде упрочнения), определить допускаемые значения нагрузок с учетом условий работы и построить гистограммы и ближайшие теоретические кривые распределения этих нагрузок.

Далее определяют средневзвешенные значения допускаемых удельных эксплуатационных показателей по формуле (3.18) и в пределах 93 %-ного участка площади под кривой распределения нагрузок определяют значения нагрузок по ряду геометрической прогрессии с таким значением знаменателя прогрессии, чтобы соответствующий ряд главного параметра получился равным R_{20} . Выбор знаменателя прогрессии нагрузок производят в зависимости от соотношения между нагрузкой и главным параметром деталей данного типа. Например, для цилиндрических зубчатых колес передаваемый крутящий момент M и межосевое расстояние a_w связаны зависимостью $M \approx a_w^3$. В этом случае знаменатель прогрессии значений крутящих моментов равен $1,12^3 \approx 1,41$. Для каждого полученного значения нагрузки по формулам расчета на прочность и долговечность соответствующих деталей машин определяют значения главного параметра предварительного (исходного) ряда главного параметра. Для определенных выше средневзвешенных значений допускаемой удельной нагрузки и полученных значений главного параметра (по ряду R_{20}) проверяют выполнение ограничения — неравенства по ресурсу (3.27). Если ограничение удовлетворяется, то далее производят построение оптимального параметрического ряда, методами, изложенными в гл. 4. Если ограничение (3.27) не выпол-

нено, то подбирают новый материал и род упрочнения с ближайшим большим допускаемым значением удельного эксплуатационного показателя и вновь проверяют выполнение ограничения (3.27). После построения оптимального ряда производят для него проверку ограничений (3.26) и (3.27). Если ограничения выполняются, то оптимизацию считают законченной. В случае невыполнения одного или обоих ограничений продолжают повышение допускаемых значений и соответствующее уменьшение размеров. Если дальнейшее уменьшение размеров невозможно из-за каких-либо технических требований (например, из-за требований по обеспечению достаточной жесткости деталей), либо отсутствуют материалы и виды упрочнения для дальнейшего увеличения допускаемых значений удельных эксплуатационных показателей, то ограничиваются предельными значениями для реально целесообразных материалов и видов упрочнения.

После каждого изменения допускаемых значений удельных эксплуатационных показателей, общего изменения (уменьшения) размеров деталей и построения оптимального ряда следует производить расчет народнохозяйственного экономического эффекта.

В качестве окончательного оптимального ряда унифицированных типоразмеров деталей принимают такой ряд и с такими допускаемыми значениями удельных эксплуатационных показателей, которые обеспечивают получение наибольшего народнохозяйственного экономического эффекта.

Таким образом, предложенная методика обеспечивает возможность одновременной оптимизации параметрического ряда деталей и значений их удельных эксплуатационных показателей с получением унифицированных деталей высокого технического уровня. Указанную процедуру целесообразно выполнять на ЭВМ.

Расчеты показывают, что при традиционном выборе для унифицированных деталей наиболее широко применяемых материала и рода упрочнения заменяемых оригинальных деталей масса используемой унифицированной детали по сравнению с массой оригинальной детали возрастает в среднем на 10–12 %, а с учетом воздействия на размеры и массу сопряженных деталей общая дополнительная масса машины возрастает на величину, равную 20–100 % массы оригинальной детали. Себестоимость всего излишка массы составляет в среднем около 40 % от себестоимости оригинальной детали. По ориентировочному расчету стоимость дополнительного горючего на транспортирование излишка массы за срок службы нестационарных машин превышает в 3–10 раз себестоимость излишка массы деталей. Переход на выбор удельных эксплуатационных показателей на основе предложенных ограничений (3.26), (3.27) обеспечивает ликвидацию вышеуказанных потерь по массе и расходу топлива, т. е. приводит к снижению материалоемкости машин и, даже при применении материала на 30–40 % более дорогого, чем использовавшийся ранее, — к дополнительному уменьшению расходов на изготовление и эксплуатацию стационарных машин на 15–20 %, а нестационарных (мобильных) — на 30–40 % по сравнению с использованием унифицированных деталей, удельные эксплуатационные показатели которых выбраны по ранее принятым принципам.

Проверка возможности подбора материала и рода упрочнения для унифицированных деталей, обеспечивающих требования вышеуказанных ограничений, выполненная на примере зубчатых колес, показала, что такая возможность имеется в большом числе случаев. Действительно, в области, где наиболее целесообразно проведение унификации, т. е. в отраслях с многономенклатурным мелкосерийным производством, для изготовления оригинальных деталей по ряду причин не принимаются наиболее эффективные материалы и виды упрочнения.

Для обеспечения требований обоих ограничений необходимо повысить допускаемые напряжения, например, для цилиндрических зубчатых колес по критерию контактной выносливости примерно на 8–10 % и по критерию выносливости на изгиб на 15–20 % по сравнению со средними значениями для неунифицированных колес ряда отраслей машиностроения.

Анализ допускаемых значений напряжений, рассчитанных для разных материалов и видов упрочнения по формулам ГОСТ 21354–87, показал, что указанный рост может быть обеспечен во многих случаях даже без замены материала лишь путем перехода к виду термообработки, обеспечивающему большую твердость и долговечность рабочей поверхности (например, путем перехода от цементации к нитроцементации и т. п.).

В случаях, когда для рассматриваемого типа деталей отсутствуют методы расчета ресурса, ограничение по ресурсу (3.27) может быть заменено ограничением по суммарным нагрузкам. Для составления такого ограничения следует получить уравнение $A = f(P_i, \sigma_i)$ аналогично (3.1) и построить неравенство типа (3.27).

ПОСТРОЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ РЯДОВ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

4.1. Классификация деталей машин и технико-экономических факторов для построения параметрических рядов

Для разработки вопросов построения рядов необходимо предварительно выявить и классифицировать технико-экономические факторы, которые влияют на выбор ряда. Целесообразно также классифицировать сами детали машин с точки зрения их свойств, определяющих подход к расчетам оптимального ряда.

Такие классификации позволят более тщательно и всесторонне рассмотреть возможные варианты задач построения параметрических рядов и учесть наиболее целесообразные влияющие факторы.

Ранее подобные классификации в развернутом виде для указанных целей не разрабатывались.

Наиболее близкими к указанной классификации факторов являются классификации технико-экономических показателей, определяющих качество изделий. Как исходное используем разбиение основных областей факторов из такой классификации [16], являющейся одной из наиболее разработанных (дальнейшее деление областей на классы, подклассы и т.д. в предлагаемой классификации и в работе [16] выполнено по-разному). В [16], как и в других работах, рассмотрено три области: производство, обращение и эксплуатация.

Для деталей и сборочных единиц, особенно унифицированных и стандартных, следует выделить еще одну область, имеющую самостоятельное значение, которую так и назовем – область применения при проектировании.

Здесь проявляется влияние размеров и массы применяемой детали на размеры и массу (а, следовательно, и на себестоимость) сопряженных и окружающих деталей. Это, в свою очередь, влияет на размеры и массу (себестоимость) сборочных единиц и изделий в целом. Это также удобно для монтажа данной детали.

На рис. 4.1 приведена разработанная классификация технико-экономических факторов и основных видов расходов для построения параметрических рядов деталей машин [17].

Для деталей машин главной составляющей эксплуатационных расходов являются расходы на детали, заменяющие вышедшие из строя. В структуре расходов на капитальные ремонты автомобилей, тракторов, дорожных, горно-добывающих машин и другого оборудования 60–70% и более составляют расходы на запчасти и материалы для их изготовления. Необходимо от-

метить, что в сфере эксплуатации проявляется также изменение размеров данной детали и деталей, ее окружающих. Такое изменение наиболее ощутимо в мобильных (транспортных и др.) машинах, где оно проявляется в повышении расхода топлива либо в увеличении стоимости перевозки единицы полезного груза. В стационарных машинах этот фактор в эксплуатации проявляется обычно в существенно меньшей степени.

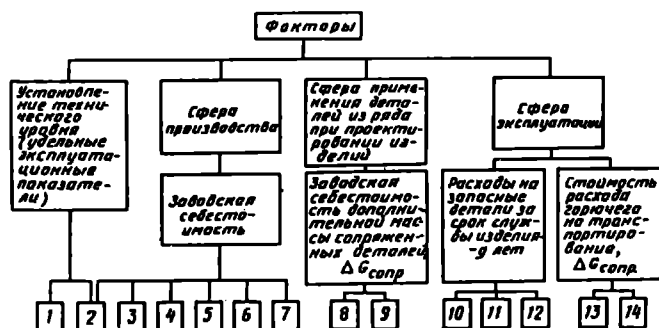


Рис. 4.1. Классификация технико-экономических факторов и основных видов расходов для построения параметрических рядов деталей машин:

1 — удельная допускаемая нагрузка; 2 — плотность материала; 3 — главный параметр; 4 — основные параметры; 5 — показатель точности изготовления; 6 — оптовая цена материала; 7 — годовая программа выпуска; 8 — увеличение массы сопряженных деталей на единицу увеличения массы детали из ряда; 9 — себестоимость единицы массы сопряженных деталей; 10 — номинальная потребность в запасных деталях — N'' ; 11 — заводская себестоимость запасных деталей; 12 — уменьшение N'' ввиду применения части деталей каждого типоразмера при нагрузках ниже номинальной; 13 — расход горючего на транспортирование $\Delta G_{\text{сопр}}$; 14 — оптовая цена горючего

Анализ данных показывает, что расходы в сфере обращения (с учетом транспортирования материала) для деталей обычно невелики — 0,2–5,0% от полной себестоимости, они могут не учитываться при сравнении рядов.

Классификация (рис. 4.2) деталей машин применительно к задачам построения параметрических рядов разработана с учетом приведенной классификации факторов и расходов [17].

Детали разделены на две основные группы — *не с у щ и е* и *н е н е с у щ и е н а г р у з к у*.

По наличию исходных ограничений детали разделены на *н е з а в и с и м ы е*, *з а в и с и м ы е* и *с м е ш а н н ы е*.

К н е з а в и с и м ы м отнесены детали, главный параметр (размер) которых определяется только их функциональным назначением. Они являются первичным звеном при проектировании. Например, число зубьев и модуль зубчатого колеса определяются возлагаемой на него кинематической и силовой функциями в общей кинематической цепи. Следует учесть, что „независимость” построения детали всегда имеет пределы, определяемые, например, общими ограничениями на габарит узла.

К з а в и с и м ы м отнесены детали, главный параметр (размер) ко-



Рис. 4.2. Классификация деталей машин применительно к задачам построения параметрических рядов

торых определяется параметром (размером) уже выбранной ранее другой детали (в соответствии с принятой последовательностью проектирования) или какими-либо специальными требованиями к конструкции сборочной единицы или машины в целом. Например, длина защитного кожуха определяется принятыми размерами ременной передачи. Очевидно, что в определенных условиях применения независимые детали могут стать зависимыми.

С м е ш а н н ы м и названы детали, главный параметр которых определяется как собственным функциональным назначением, так и параметрами ранее выбранной детали или какими-либо специальными требованиями. К таким деталям относятся подшипники качения и скольжения. При их выборе сначала определяется расчетная нагрузка в соответствии с назначением подшипника, но окончательно типоразмер выбирается из нескольких вариантов, обеспечивающих несение расчетной нагрузки, с учетом целесообразных диаметров шейки вала.

К зависимым от размеров других деталей относятся кожухи, крышки подшипниковых узлов и др.

К зависимым от общих функциональных задач отнесены детали, главные параметры (размеры) которых определяются не только необходи-

мостью обеспечения собственного назначения, но и потребностью выполнения различных общих функциональных задач, связанных с назначением всего комплектуемого изделия. Например, при выборе модуля и числа зубьев колес цепи подач винторезного станка необходимо обеспечение не только несущей способности, но и определенных величин подач.

Эксплуатационные затраты для делалей определяются числом замен (зависящим от соотношения долговечности детали T_d и комплектуемого изделия $T_{и}$) и себестоимостью каждой замены.

В классификации рассмотрены все три принципиально возможных в практике варианта: $T_d \geq T_{и}$; $T_d < T_{и}$; $T_d \{ \geq, < \} T_{и}$.

В первом случае замены детали не производятся, в третьем – в одних комплектуемых изделиях производятся, в других нет.

В соответствии с классификацией видов деталей целесообразно формулирование основных вариантов задач при построении рядов деталей машин. Эти варианты представлены на рис. 4.3.

4.2. Обзор методов построения оптимальных параметрических рядов различных изделий

Рассмотрению различных предложений к настоящему времени методов построения параметрических рядов целесообразно предпослать классификацию этих методов, что позволит лучше оценить место и значение каждого из методов в общей их системе.

Применительно к задачам настоящего исследования наиболее важными классификационными признаками методов построения рядов являются характер сопоставления рядов и применяемый математический аппарат.

Основы подобной классификации изложены в работе [18], где рассматриваются три класса методов:

элементарные методы — используются в случаях, когда выбор ряда заранее ограничен рядами предпочтительных чисел; применяются элементарные математические методы;

классические методы (методы математического программирования) — основаны на определении экстремума затрат приравниванием нулю частных производных; условием строгой применимости является дифференцируемость функций спроса и затрат, а также единственность экстремума общих затрат;

неклассические методы — не связаны с вышеуказанными условиями, но необходимо выполнение некоторых других условий.

Целесообразно развить указанную классификацию, подразделив классы на подклассы и виды. Желательно также расширить область, охваченную первым классом, включив в нее все методы последовательного перебора, не использующие аппарат 2-го и 3-го классов.

Предлагаемая развернутая классификация методов представлена на рис. 4.4. Степень развития классификации ограничена разработанными и приводимыми ниже методами.

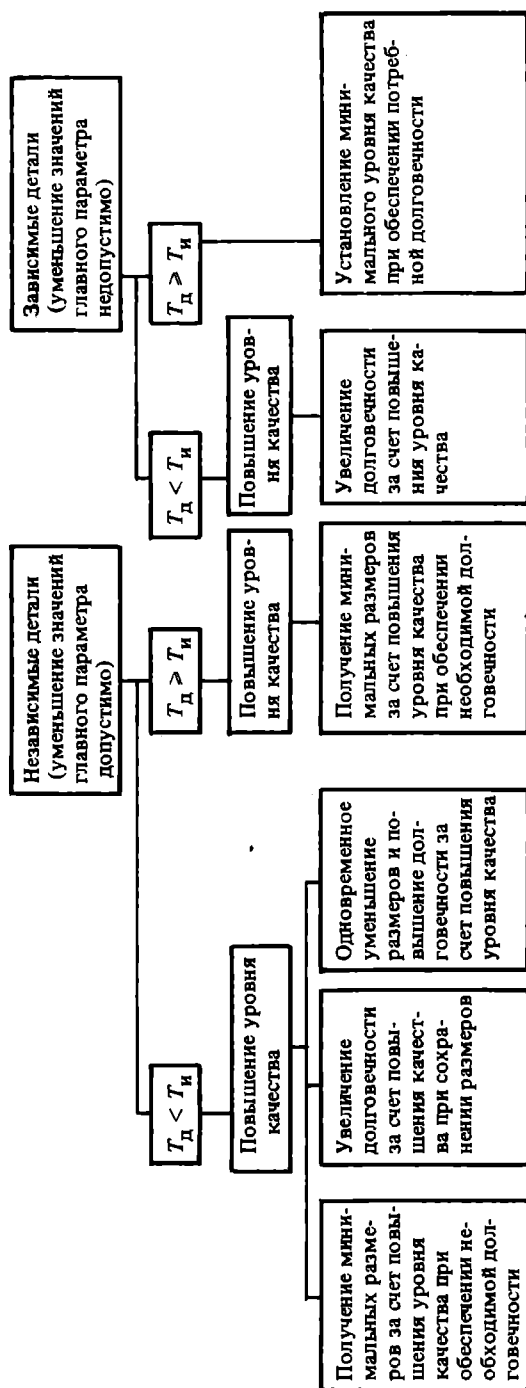


Рис. 4.3. Основные варианты задач при построении параметрических рядов несущих деталей

Области, охватываемые каждым из вариантов, уточняются при описании соответствующих методов.

Далее более подробно изложены методы, чаще применяемые в практике. Для удобства сопоставления в некоторых случаях авторские обозначения заменялись единицами общепринятыми.

В работе [66] изложен метод, который следует отнести к аналитическим с сопоставлением по рядам в целом; выбор оптимального ряда производится путем сравнения суммарных затрат на изготовление или на изготовление и эксплуатацию годовых программ N выпуска всех членов трех смежных рядов, построенных по рядам предпочтительных чисел R10, R20, R40.

В качестве исходного берется какой-либо ряд средней густоты. Себестоимость разбивается на две составляющие — стоимость материала и стоимость прочих затрат (зарплата и накладные расходы), которые для исходного ряда определяются как средние по данным заводов.

Для построения сравниваемых с исходным смежных рядов определяются коэффициент изменения программы и коэффициент изменения прочих затрат

$$K_{п.з} = \frac{1}{K^2_{и.п}} \quad (4.1)$$

Затраты на материал для члена смежного ряда принимаются равными затратам на материал ближайшего большего члена исходного ряда.

Величина прочих затрат определяется по формуле:

$$C'_p = C' K_{п.з}, \quad (4.2)$$

где C' — прочие затраты при исходной программе N ближайшего большего члена исходного ряда.

Показатель z определяют для изделий конкретного вида методом наименьших квадратов по статистическим данным с помощью выражений

$$C' = \frac{\Pi}{N^z}, \quad (4.3)$$

или

$$C' = \Pi \cdot \frac{G^x}{N^z}, \quad (4.4)$$

где Π , x , z — постоянные для данного типа детали; G — масса некоторого типоразмера.

Методика [66] является простой и не очень трудоемкой при ручном счете.

Существенным недостатком методики, как и всех методов сопоставления по рядам в целом, является то, что предопределяется возможность выбора ряда только с одним значением знаменателя, что значительно снижает степень оптимальности выбранного ряда, так как зачастую оптимальные ряды состоят из участков с различными знаменателями. Другим недостатком является то, что в методике принимаются весьма условные формы расчета затрат на материалы. Разделение затрат на материальные и трудовые, и определение статистических показателей по отдельным парным моделям вместо многофакторных моделей также снижает точность расчетов.

При определении эксплуатационных расходов учета только амортизационных отчислений, что практически принято в методике, недостаточно.

Существенным шагом вперед, по сравнению с методикой РЗ-63, является работа Г. А. Снесарева [19], которая по классификации относится к методам последовательного перебора по членам сопоставляемых рядов.

На первом этапе построения ряда в пределах принятого к унификации диапазона строятся ряды (обычно R5, R10 и R20) значений главного параметра. По аппроксимированной функции применимости определяется потребность в каждом члене построенных рядов.

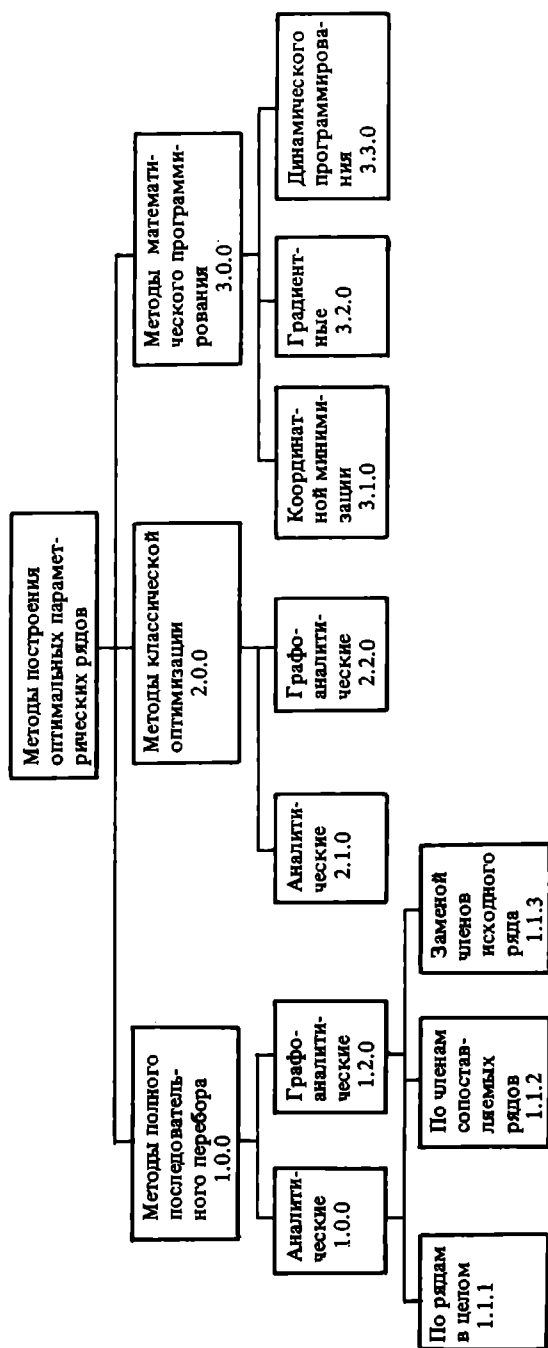


Рис. 4.4. Классификация методов построения оптимальных параметрических рядов

Зависимость себестоимости изделия от массы G и программы выпуска N выражается в виде степенного одночлена типа (4.4).

Постоянные одночлена предлагается определять графическим способом либо методом множественной корреляции.

Для определения эксплуатационных расходов по различным изделиям автор предлагает выражение

$$\mathcal{E} = K_3 \cdot \frac{G^{0.4}}{p^{0.4}}, \quad (4.5)$$

где $p = 7,2 \frac{N}{P}$ – повторяемость изделия данного типоразмера; P – число потребителей унифицированных изделий.

По сравнению с работой [66] методика [19] имеет то существенное преимущество, что в ней отбор оптимального ряда производится последовательным сопоставлением расходов на отдельных участках рядов, а не расходов по рядам в целом. Такой подход значительно повышает эффективность выбранного ряда.

Другими достоинствами методики являются разработка выражения для учета эксплуатационных расходов по доступным статистическим данным, а также широкое использование методов математической статистики для определения потребности в членах ряда и их себестоимости.

Однако, при определении эксплуатационных расходов по (4.5) автор исходил из учета расходов на осмотры, чистку, наладку, смену масла, ремонт. Большинство из этих расходов не характерно для деталей машин. Затраты же на быстроизнашиваемые детали автор считает целесообразным отбросить, полагая, что они не влияют на расчет оптимального ряда. Таким образом, приведенное выражение эксплуатационных затрат не учитывает специфики эксплуатации деталей.

В.Я.Крестьянский, А.А.Куриленок и др. в работе [62] предложили методику, развивающую принципы, изложенные в [19]. Отличительными особенностями [62] являются, в частности, замена в выражении для себестоимости (4.4) массы на главный параметр, что упрощает процедуру вычисления, а также способ учета дополнительной массы сопряженных деталей из-за применения ближайшего большего унифицированного изделия. С учетом ряда упрощающих допущений предложено следующее выражение функции затрат на изготовление (себестоимость унифицированного изделия) и применение (стоимость дополнительной массы сопряженных деталей) годовой программы выпуска k -го члена ряда:

$$P_k = 0,5 \cdot N_k \cdot (3C'_k - C'_{k-1}), \quad (4.6)$$

где N_k – годовая программа выпуска k -го члена; C'_k , C'_{k-1} – себестоимость k -го и $(k-1)$ -го члена ряда.

Достоинствами данной целевой функции являются ее простота и возможность учета двух видов расходов при предварительном расчете только себестоимостей деталей. Однако, ввиду того, что в прямом виде не учтены эксплуатационные расходы, целесообразно дальнейшее развитие целевой функции.

В работе [20] изложены основы обобщенного аналитического метода построения рядов последовательным перебором с заменой членов исходного ряда.

Расчет себестоимости C'_i члена ряда в зависимости от известной себестоимости C_i аналогичного изготавливаемого изделия и программы выпуска предлагается производить по формуле

$$C'_i = C_i \cdot \left(\frac{N_i}{N_i} \right)^b. \quad (4.7)$$

Принципиально новым в работе является учет уменьшения потребности в изделиях из-за применения ближайшего большего унифицированного изделия, ввиду повышения производительности большего изделия, а также из-за изменения долговечности.

Изменение потребности от изменения долговечности определяется коэффициентом ν :

$$v_{i/i+1} = \frac{T_i}{T_{i+1}}, \quad (4.8)$$

где T_i и T_{i+1} — сроки службы сравниваемых типоразмеров.

Окончательную потребность в типоразмере $i + 1$ после унификации предложено определять по формуле

$$N'_{i+1} = N_{i+1} + N_i \cdot v_{i/i+1}. \quad (4.9)$$

Построение оптимального ряда рекомендуется начать с построения исходного (наиболее густого) ряда из фактически изготавливаемых к данному времени типоразмеров.

Определение типоразмеров, выпуск которых нецелесообразен, производится сопоставлением расходов на изготовление и эксплуатацию годовых программ каждого из двух соседних изготавливаемых типоразмеров и аналогичных расходов на больший из этих типоразмеров при годовой программе выпуска, равной сумме программ обоих типоразмеров.

После исключения типоразмеров должна производиться проверка на целесообразность увеличения густоты ряда.

Дальнейшее развитие методика [20] получила в обстоятельной монографии А.И.Кубарева [21]. Здесь дополнительно вводится рекомендация об учете таких показателей качества изделий, как относительная масса, прочность.

Достоинствами методик [20] и [21] являются постановка задачи учета таких важных факторов, как производительность, качество (в том числе долговечность) и разработка некоторых способов учета указанных факторов при построении параметрических рядов.

Целесообразно дальнейшее развитие предложенных методов учета качества применительно к деталям машин с учетом практически эксплуатационных затрат на них.

В [22] изложен иной вариант подхода к учету повышения качества изделия. Качество предлагается учитывать через показатель, который, по данным авторов, выражается в виде

$$K_{j\text{ кач}} = \frac{F'_j}{F_j} = \frac{g_j}{g'_j}, \quad (4.10)$$

где F'_j , F_j — нагрузки, передаваемые деталью (при неизменных габаритах), изготовленной специализированно, и до специализации; g_j , g'_j — массы деталей (передающих одинаковую нагрузку) до и после специализации.

В результате необходимости применения ближайшего большего (по сравнению с расчетным) унифицированного изделия возникает перерасход массы. В среднем это увеличение принимается авторами пропорциональным знаменателю ряда q .

Полное изменение массы детали с учетом улучшения качества и некоторого завышения от унификации определяется выражением

$$\Delta q_j = q_j \left(1 - \frac{q}{K_{j\text{ кач}}} \right) \quad (4.11)$$

Для применения предложенного в общем виде способа учета качества необходима разработка конкретных выражений с учетом специфики различных деталей и способов их эксплуатации. Для учета завышения массы желательно применение более точных выражений.

В работе Ж.Э.Тарковского и др. приведен метод, который следует отнести к методам 1.1.1 (см. рис. 4.4), оптимальное число членов ряда при построении его по геометрической прогрессии предлагается определять сравнением средней массы членов по данному варианту с массой „идеального” ряда, количество членов которого стремится к бесконечности.

Сам по себе метод, как показывают и приведенные примеры, не дает оптимального решения, а оценивает лишь степень завышения массы по сравнению с „идеальным” рядом.

В работах А.И.Фукса и М.Е.Эльясберга изложена методика, близкая к [19] и разработанная применительно к станкам. Задача оптимизации ряда решается минимизацией функционала, включающего затраты на изготовление и эксплуатацию, каждую составляющую которых предлагается выразить в виде

$$f_i = \sum_j k_{i,j} \cdot L_i^{\alpha_j} \cdot N_i^{\beta_j}, \quad (4.12)$$

где j — индекс вида затрат; L_i, N_i — главный параметр и годовая программа i -го типоразмера.

Оптимальный ряд строится перебором на ЭВМ всех возможных вариантов геометрических прогрессий.

Для деталей машин мало вероятно выражения эксплуатационных расходов в виде (4.12).

Вариант типа 1.1.3 (см. рис. 4.4) предложен в работе С.К.Хачатряна. Рекомендуются располагать данные об изготовляемых не унифицированных изделиях в направлении возрастания габаритов и массы, объединять их в группы в различном сочетании и сравнивать общие расходы с расходами на годовые программы соответствующих унифицированных деталей, заменяющих включенные в группы. При этом учитывается лишь себестоимость, которая для унифицированных деталей определяется по расходам на наибольшую деталь в группе, но с поправкой на рост серийности.

В работе [23] приведена методика типа 1.1.3 с последовательным перебором на ЭВМ. Для упрощения принято, что затраты на изготовление и эксплуатацию представляют собой геометрическую прогрессию, если главный параметр строится по геометрической прогрессии.

Представляется, что подобные допущения для деталей и некоторых других изделий мало пригодны, так как в этих случаях практические данные не подтверждают указанной зависимости.

В [6, 24, 38] изложены графические методы (вариант 1.2.0). По оси абсцисс в [24] откладываются значения параметра, по оси ординат — удельные затраты на единицу работы изделия. При отклонении от номинальных условий затраты возрастают, получается семейство кривых, минимумы которых соответствуют номинальному значению параметра. По разнице площадей под кривыми при разной густоте ряда выбирается ряд с минимальными расходами.

При числе вариантов более 2–3 и большом числе членов трудоемкость метода резко возрастает.

В работе Н.И.Пасько относящейся по используемому аппарату к аналитическим методам классической оптимизации, убыток потребителя из-за несоответствия предлагаемых значений параметра y_i ($i = 1, 2, \dots, N$) требуемым значениям x характеризуется функцией потерь $M(x, y)$. Чем больше абсолютная величина разности $|x - y|$, тем больше потери.

Средний убыток на одно изделие представлен в виде:

$$E(f, Y) = \sum_{i=1}^N \int_{x_{i-1}}^{x_i} f(x) \cdot M(x, y_i) dx, \quad (4.13)$$

где $x_{i-1} < x < x_i$ — область требований, обслуживаемых i -м унифицированным типоразмером с номинальной характеристикой y_i ; $f(x)$ — функция плотности распределения потребности.

Принимая фиксированным число типоразмеров y_i беря частные производные по x_i и y_i приравнивая их к нулю и преобразовывая результат, получают систему рекуррентных соотношений, который должен удовлетворять оптимальный вариант характеристик типоразмеров и границ областей обслуживания.

Для решения системы предлагается метод последовательных приближений, выполнимый на ЭВМ.

Указанный метод получил дальнейшее развитие и практическое применение в работе В.Р.Верченко и др. (для случаев, когда распределение потребности не подчиняется нормальному или логарифмически нормальному закону, применение известного в

теории игр и статистических решений минимального решения, являющегося лучшим для худших возможных вариантов распределений потребности). Методы Н.И.Паско являются обобщенными, применимыми для различных видов изделий и разных целевых функций (функций потерь), однако в работе предложено решение только для случаев, когда заранее задано число членов оптимального ряда и нужно определить лишь диапазоны, обслуживаемые каждым членом, и оптимальные значения главного параметра самих членов. При построении рядов деталей такие случаи редки.

В работе [65] предложено аналогичное (4.13) выражение для оценки убытков от „адаптации“. Задача решается итерациями при заранее заданном числе членов оптимального ряда, что существенно ограничивает область применения этого выражения для рядов деталей машин, как и метода Н.И.Паско.

В.В.Захаров для строительных деталей предложил определять оптимальный ряд с числом членов $m_{\text{опт}}$ расчетом минимальной суммы произведения цен $f(m)$ единицы объема деталей на перерасход объема детали $\gamma(m)$ при применении унифицированных деталей. Предварительно из равенства производных

$$[\ln f(m)]' = [\ln \gamma(m)]' \quad (4.14)$$

графическим дифференцированием определяется $m_{\text{опт}}$. Затем на диапазоне унификации определяются значения членов, исходя из условия постоянства знаменателя. Последнее условие, как сказано выше, снижает вероятность получения глобального минимума расходов, который может оказаться у рядов со ступенчатым знаменателем.

В [26] изложен метод вида 3.1.0. Себестоимость и эксплуатационные расходы определяются одночленным функционалом. Метод состоит в определении расходов $\Pi_{k+1}^{\min}$ при известном Π_k (K — число членов изготовлявшегося ранее ряда) нахождением $(K+1)$ -ого значения параметра и варьированием остальных. Затем аналогично находят $\Pi_{k+2}^{\min}$ и т.д. до получения $\Pi_{n+1} > \Pi_n$. Метод пригоден только для расчета на ЭВМ. В [29] показана большая эффективность для подобных случаев другого машинного метода — динамического программирования.

В [27] предлагается метод 3.2.0 условного разбиения потребности на n равных частей с нахождением значений параметра L_i и определением расходов $\Pi'_{\min}$ и последующим определением окончательного числа членов и значений параметра установлением значений $\Pi_{\min}$ для нескольких значений n , близких к условному варианту. $\Pi_{\min}$ определяются с помощью знаков частных производных $\frac{d\Pi'}{dL_i}$. Метод пригоден только

для дифференцируемых целевых функций. При его применении, очевидно, не может гарантироваться попадание на глобальный минимум.

Э.Х.Гимади и В.Т.Дементьев [29, 39] предложили рассматривать задачи построения оптимальных параметрических рядов как задачи динамического программирования и разработали алгоритм для упрощенного решения таких задач на ЭВМ.

Для произвольного параметрического ряда $u^N = (u_1, \dots, u_M)$ суммарные затраты на удовлетворение всего спроса авторы предлагают в общем виде выражать следующим образом:

$$S(u^N) = \sum_{u_i \in u^N} C^0(u_i) + \sum_{j=1}^M \gamma(x_j) \min_{u_i \in u^N} g(u_i, x_j), \quad (4.15)$$

где $\gamma(x_j)$ — функция спроса в изделиях с требуемыми параметрами $x_j, j = 1, 2, \dots, M$;

$x_1 < x_2 < \dots < x_M$;

$C^0(u_i)$ — предлагаемое значение параметра стандартного (унифицированного) изделия; $C^0(u_i)$ — „начальная“ плата на ввод типоразмера (затраты на проектирование и подготовку производства); $g(u_i, x_j)$ — затраты на удовлетворение единичного спроса в изделии x с помощью стандартного изделия с значением параметра, равным u_i .

Метод динамического программирования, использованный авторами, является

наиболее универсальным среди рассмотренных методов. Предложенное решение положено в основу методики построения параметрических рядов машин [69].

В работах [30, 31, 32, 40, 41] также используется для построения параметрических рядов изделий метод динамического программирования.

Среди общих машинных методов представляет интерес изложенный в работе [33] метод построения классов эквивалентности на классах толерентности, который при разработке соответствующих целевых функций и развития может быть эффективно применен для построения параметрических рядов.

В работе [34] предложен адаптивный метод построения параметрических рядов. Достоинствами метода являются отсутствие необходимости учета в явном виде функции распределения потребности и минимизация потерь из-за несоответствия типоразмера из ряда фактически требуемому. Однако, потери оцениваются по условной среднеквадратической функции, которая не соответствует действительным потерям для большинства видов деталей машин.

Вышеприведенный анализ методов оптимизации рядов позволяет сделать следующие выводы.

В решении задач унификации важнейшее место занимает построение оптимального параметрического ряда.

Изучение вопросов унификации самостоятельно эксплуатируемых изделий, комплектующих их деталей и сборочных единиц показывает, что построение параметрических рядов изделий и комплектующих имеет существенные различия в вопросах выбора влияющих факторов и способов их оценки. Например, необходимость при унификации деталей учета изменения размеров и массы сопряженных деталей в результате применения ближайшей большей унифицированной детали; различия в видах учета эксплуатационных расходов и т. д.

Практика показывает, что при создании единой общей методологии построения оптимальных рядов унифицированных изделий целесообразна разработка отдельных соответствующих методов для самостоятельных изделий, сборочных единиц и деталей. Такой подход позволяет более глубоко учитывать специфику изготовления и, особенно, эксплуатации каждого из этих видов продукции.

Непосредственное использование вышеупомянутых общих методов построения параметрических рядов машин и оборудования для построения рядов деталей затруднительно ввиду того, что в этих методах, в их расчетах выражениях, как указано выше, не учтены специфические особенности деталей, важные для построения их рядов.

В изложенных методиках построения рядов собственно деталей учтены также не все факторы из числа существенно влияющих на выбор оптимально параметрического ряда, а предложенные формы учета других факторов требуют дальнейшего развития для практического применения.

Ниже рассмотрим важнейшие факторы всех основных сфер жизненного цикла деталей, как учитывавшихся, так и не учитывавшихся ранее при построении рядов, исследуем их значимость, изложим новые или усовершенствованные способы их учета и подробно осветим разработанный специалистами ВНИИНМАШ метод оптимизации параметрических рядов деталей машин по точкам перехода.

4.3. Влияющие факторы и способы их учета при построении рядов деталей

При расчете оптимального параметрического ряда в числе действующих факторов следует учитывать себестоимость детали. В связи с тем, что на этапе построения параметрического ряда затруднительно определение себестоимости по статьям калькуляции, в ряде работ [19, 21] принят метод расчета себестоимости по корреляционным зависимостям от различных показателей. Аналогичный подход рекомендуется для определения себестоимости при технологических расчетах, где в качестве независимой переменной используют массу или главный параметр. В [62] показано, что для деталей машин при построении рядов более удобно использование значения главного параметра.

Было проведено исследование (табл. 4.1) тесноты связи между массой и главным параметром по логарифмической форме степенной модели вида

$$G_i = K \cdot A_i^b. \quad (4.16)$$

Таблица 4.1

Коэффициенты корреляции зависимости массы от главного параметра для различных деталей

Наименование детали	Источник данных	Наименование главного параметра (размера)	Диапазон изменения величины главного параметра, мм	Количество членов ряда	Коэффициент корреляции
Втулки подшипников скольжения	Альбом унифицированных втулок Минлегпишемаша СССР	Внутренний диаметр	4 – 90	19	0,749
Подшипники: роликовые конические однорядные (легкая серия диаметров)	ГОСТ 333–79	То же	15 – 150	21	0,955
шариковые радиальные однорядные (особо легкая серия диаметров)	ГОСТ 8338–75	”	6 – 320	37	0,992
Муфты: зубчатые общего назначения (типа МЗ)	ГОСТ 5006–83	”	40 – 560	19	0,935

Наименование детали	Источник данных	Наименование главного параметра (размера)	Диапазон изменения величины главного параметра, мм	Количество членов ряда	Коэффициент корреляции
упругие со звездочкой	ГОСТ 14084-76	"	12-40	6	0,987
Корпуса неразъемные с двумя крепежными отверстиями	ГОСТ 11521-82	"	10-140	26	0,996
Крышки торцовые глухие узлов подшипников качения	ГОСТ 18511-73	Диаметр	16-300	29	0,953

Теснота связи оказалась весьма высокой, что подтверждает возможность включения в модель себестоимости главного параметра вместо массы.

В большинстве публикаций принята обратная степенная зависимость себестоимости от годовой программы выпуска

$$C_i = K \cdot N_i^{-n}. \quad (4.17)$$

В указанных источниках приведены для разных деталей и условия значения n , изменяющиеся от 0,01 до 0,5, но чаще $n = 0,05 \dots 0,25$.

При построении параметрических рядов величины годовых программ N выпуска типоразмеров различных унифицируемых деталей могут различаться на несколько десятичных порядков (в зависимости от типа детали и охватываемой унификацией производственной области — предприятия, экономического района, отрасли и т. д.) и, кроме того, годовые программы выпуска различных типоразмеров (например, наименьшего, среднего и наибольшего одного ряда могут существенно различаться).

Была рассмотрена задача установления границ применимости определения себестоимости в зависимости от программы выпуска по уравнению типа (4.17). Решение этой задачи важно в связи с тем, что при больших диапазонах изменения N при переходе от одного вида оборудования к другому и от одного технологического процесса к другому себестоимость может изменяться скачкообразно либо могут меняться константы уравнения $C = f(N)$.

С целью изучения поставленной задачи были собраны исходные данные по себестоимости и годовой программе выпуска (при различных областях изменения программ) различных деталей машин непосредственно на производствах и по источникам специальной литературы. Был произведен корреляционный и регрессионный анализ данных по каждому из типов деталей для модели вида $C' = K \cdot N^{-n}$. Для всех исследованных случаев при уровне

значимости 0,05 была подтверждена достоверность наличия в генеральной совокупности связи по типу уравнения (4.17). Для каждой исследованной совокупности регрессионным анализом определены постоянные K и n и рассчитаны наибольшие $\Delta_{нб}$ и средние $\Delta_{ср}$ относительные ошибки (в %) полученных по уравнению расчетных значений себестоимости C'_p по сравнению с фактическими $C'_ф$:

$$\Delta_{нб} = \frac{C'_ф - C'_p}{C'_ф} \cdot 100, \quad (4.18)$$

Первичный анализ полученных данных позволил предположить наличие для деталей машин определенной связи между наибольшим значением годовой программы выпуска $N_{нб}$ (в некоторой совокупности данных по одинаковым или весьма близким типоразмерам детали какого-либо типа, изготавливаемым с различной серийностью), диапазоном $S = N_{нб} : N_{нм}$ изменения годовых программ в данной совокупности и наибольшей относительной ошибкой $\Delta_{нб}$.

Зависимость между указанными факторами была предположена в виде

$$N_{нб} = K_1 \cdot S^\alpha \cdot \Delta_{нб}^\beta \quad (4.19)$$

Для проверки пригодности предложенной модели произведен множественный корреляционный и регрессионный анализ объединенных данных по семи типам деталей, изготавливаемых в различных отраслях (это втулки подшипников скольжения, конические зубчатые колеса, гусеницы тракторов и др.).

В результате определены числовые значения постоянных. Окончательно уравнение (4.19) для деталей машин при N равном от 50 шт. до 11 млн шт. в год имеет вид

$$N_{нб} = 679428 \cdot S^{-1,9826} \cdot \Delta_{нб}^{4,2127} \quad (4.20)$$

Множественный коэффициент корреляции R оказался равным 0,977, что указывает на высокую тесноту связи по выражению (4.19), средняя квадратическая ошибка $\delta_R = 0,0453$. Более 95% вариации зависимой переменной определяется изменением факторов, включенных в уравнение (коэффициент детерминации равен 0,9551).

Для установления наибольших вероятных величин диапазонов соотношений между годовыми программами выпуска различных типоразмеров при построении параметрических рядов с логарифмически нормальным распределением произведен соответствующий анализ.

Так как построение оптимальных рядов производится, как правило, сравнением рядов R_5 , R_{10} , R_{20} и R_{40} , то наибольшее возможное значение $S_{нб}$ получится при сравнении относительных величин годовых программ выпуска члена ряда R_5 , соответствующего модальному значению по кривой распределения, и члена ряда R_{40} , расположенного на краю диапазона унификации, принятого, как показано выше, равным $\pm 1,80\delta$. Произведенными расчетами установлено, что $S_{нб}$ увеличивается по мере увеличения числа членов ряда R_{40} на диапазоне унификации, при этом интенсивность увеличения по мере роста числа членов падает.

Так, при числе членов ряда R40 $K = 8$ $S_{нб} = 17,64$; при: $K = 20$ $S_{нб} = 31,64$; $K = 30$ $S_{нб} = 34,79$; $K = 40$ $S_{нб} = 36,52$; $K = 3600$ $S_{нб} = 40,40$. Расчетom установлено, что при реально вероятных числах членов в ряду всегда $S_{нб} < 50$.

При $S_{нб} = 50$ и $\Delta_{нб} = 10\%$ в зависимости (4.20) определяем $N_{нб} = 4,5$ млн. шт/год, а при $\Delta_{нб} = 15\%$ $N_{нб} = 23,4$ млн. шт/год.

Для сравнения укажем, что, например, для такой массовой продукции, как подшипники качения, годовая программа выпуска наиболее широко применяемых типоразмеров не превышает 6—8 млн. шт.

Таким образом показано, что обратная степенная зависимость себестоимости C' детали машин от годовой программы выпуска N может, как правило, применяться с постоянным показателем степени при N для всех типоразмеров сравниваемых рядов при значениях $N_{нб} \leq 4,5$ млн. шт. с $\Delta_{нб} \leq 10\%$ и при значениях $N_{нб} \leq 23$ млн. шт. с $\Delta_{нб} \leq 15\%$.

Ввиду высокой тесноты связи между массой G_i и главного параметра A_i можем заменить в модели (4.4) массу на главный параметр [61, 62, 67]:

$$C'_i = K'_1 \cdot A_i^u \cdot N_i^n, \quad (4.21)$$

где n — отрицательное число.

Однако, модели (4.4) и (4.21) учитывают лишь два фактора. Постоянные K , u , n этих моделей, будучи определенными на некотором массиве данных, не могут использоваться при построении рядов аналогичных деталей, но из иных материалов, с другими соотношениями размеров, другой точности.

Поэтому более целесообразной является множественная регрессионная модель, учитывающая все основные влияющие факторы. В этом случае определенные на достаточно представительном массиве постоянные могут быть использованы при построении рядов аналогичных деталей, что позволит во многих случаях исключить наиболее сложный и трудоемкий этап унификации — сбор и регрессионный анализ данных об изготовляемых изделиях.

Множественные модели предложены для определения трудоемкости и себестоимости при сравнении различных технологических процессов. Однако эти модели имеют различную структуру, учитывают разные наборы факторов и предложены для конкретных типов изделий. В работах [19, 21] говорится о возможности при построении рядов расчета себестоимости по множественной модели, но не раскрывается содержание модели (состав факторов).

Разработана общая множественная модель для деталей машин с единым набором факторов и показаны реализации этой модели на примере различных видов зубчатых колес и втулок подшипников скольжения [10, 12, 61, 67].

Помимо указанных двух факторов известно, что на себестоимость оказывают влияние цена единицы массы материала и точность обработки.

В связи с тем, что масса детали определяется ее объемом, а главный па-

раметр является лишь одним из габаритных размеров (или связан с ним), в модель введены также другие размеры, которые вместе с главным параметром и определяют объем детали. Эти основные размеры введены в модель в форме соотношения данного размера и главного параметра, так как при конструировании обычно принимаются (и, соответственно, указываются в справочниках и руководствах) в каждом конкретном случае определенные значения этих соотношений для некоторого диапазона значений главного параметра.

Для предварительной количественной оценки наличия связи между определяемой функцией и отобранными факторами — аргументами был произведен, как это рекомендуется в статистике, графический анализ парных зависимостей между себестоимостью и каждым из отобранных факторов, показавший наличие связей для всех указанных выше факторов.

По аналогии с (4.16) — (4.21) принята степенная форма связи в множественной регрессионной модели себестоимости деталей машины [7, 15, 17, 18]:

$$C'_i = K_1 \cdot A_i^u \cdot R^v \cdot \left(\frac{L}{A} \right)^w \cdot P^x \cdot t^y \cdot N_i^n, \quad (4.22)$$

где K_1 — коэффициент пропорциональности, зависящий от типа детали и ее принципиального конструктивного исполнения; A_i — главный параметр (размер); R — основной параметр, вводимый в случае, если главный параметр не характеризует габарит детали (например, в случае зубчатого колеса R — число зубьев, так как главный параметр — модуль — не определяет полностью диаметр колеса); L — основной размер в плоскости, перпендикулярной к плоскости измерения главного параметра; P — оптовая цена единицы массы (1 кг) материала; t — показатель точности изготовления; N_i — годовая программа выпуска; u, v, w, x, y, n — показатели степени, определяемые регрессионным анализом соответствующих исходных статистических совокупностей.

Логарифмируя модель (4.22), получаем логарифмически линейную модель связи $\lg C'_i = \lg K_1 + u \cdot \lg A_i + v \cdot \lg R + w \cdot \lg \left(\frac{L}{A} \right) + x \cdot \lg P + y \cdot \lg t + n \cdot \lg N_i$, (4.23)

решение которой по трудоемкости мало отличается от решения линейных моделей. Однако логарифмически линейная модель имеет ряд преимуществ. Во-первых, она обладает большей гибкостью, чем линейная. Во-вторых, нормальное распределение при технико-экономических исследованиях чаще встречается среди логарифмов, чем среди их натуральных значений. Это создает лучшую основу для характеристики результатов корреляционного анализа, поскольку большинство обобщающих характеристик такого анализа основывается на предположении о нормальном или близком к нему виде распределений исходных данных.

Далее представлены регрессионные модели, разработанные на основе модели (4.22), для зубчатых колес и втулок подшипников скольжения.

Рассмотрим на примере цилиндрического зубчатого колеса дискового типа (без ступицы) способ установления параметров L и R . Для этого не-

обходимо определить, какими размерами (или их соотношениями) определяется объем детали. Объем дискового колеса зависит от диаметра и ширины венца. Но диаметр определяется главным параметром, в качестве которого примем модуль m , и числом зубьев z . Ширина же венца (длина зуба) b , как правило, определяется в зависимости от модуля так, чтобы отношение $\frac{b}{m}$ находилось в рекомендуемых пределах.

Из сказанного следует, что для определения себестоимости дискового колеса по значению главного параметра m следует в модели учитывать еще z и $\frac{b}{m}$.

Таким образом, математическая модель себестоимости для дискового цилиндрического зубчатого колеса будет иметь вид

$$C_i' = K_1 \cdot (m_i^u) \cdot z^v \cdot \left(\frac{b}{m} \right)^w \cdot P^x \cdot t^y \cdot N_i^n. \quad (4.24)$$

С помощью аналогичных рассуждений получаем выражение для цилиндрических зубчатых колес со ступицей. При этом учитывается, что для колес, получаемых обточкой, заготовкой является сплошной диск, аналогичный дисковому колесу, а для штампованных колес – также диск, но меньших размеров.

Модель для цилиндрического колеса со ступицей можно представить в виде

$$C_i' = K_1 \cdot m_i^u \cdot Z^v \cdot \left(\frac{L}{m} \right)^w \cdot P^x \cdot t^y \cdot N_i^n. \quad (4.25)$$

где L – общая длина зубчатого колеса со ступицей.

Модель себестоимости для цилиндрического косозубого колеса дискового типа:

$$C_i' = K_1 \cdot \left(\frac{m_{ni}}{\cos \beta_d} \right)^u \cdot Z^v \cdot \frac{b \cos \beta_d}{m_n}^w \cdot P^x \cdot t^y \cdot N_i^n. \quad (4.26)$$

где m_n – нормальный модуль; β_d – угол наклона зубьев по делительному цилиндру.

Для косозубого колеса со ступицей модель включает соответственно факторы из (4.25) и (4.26).

Для передачи зубчатой прямозубой цилиндрической с дисковыми колесами (без ступицы) модель имеет вид:

$$C_j = K_1 \cdot a_{wj}^u \cdot \xi_{\text{цил. пр.}}^v \cdot \left(\frac{b}{a_w} \right)^w \cdot P^x \cdot t^y \cdot N_j^n, \quad (4.27)$$

где a_{wj} – межосевое расстояние,

$$\xi_{\text{цил. пр.}} = \frac{i^2 + 1}{(i + 1)^2} \quad (4.28)$$

i – передаточное число.

То же, но со ступицами:

$$C_j' = K_1 \cdot a_{wj}^u \cdot \xi_{\text{цил. пр.}}^v \cdot \left(\frac{L}{a_w} \right)^w \cdot P^x \cdot t^y \cdot N_j^n. \quad (4.29)$$

Модель для передачи коническими зубчатыми колесами:

$$C_j' = K_1 \cdot m_{sj}^u \cdot Z_k^v \cdot \xi_{\text{кон}}^w \cdot P^x \cdot t^y \cdot N_j^n, \quad (4.30)$$

где m_s — торцевой модуль; z_k — число зубьев большего колеса;

$$\xi_{\text{кон}} = \frac{(i^2 + 1)^{3/2}}{i^3} \quad (4.31)$$

Модель для втулок подшипников скольжения имеет вид

$$C_i' = K_1 \cdot d_i^u \cdot \xi^v \cdot \left(\frac{L}{d} \right)^w \cdot P^x \cdot t^y \cdot N_i^n, \quad (4.32)$$

где d — внутренний диаметр;

$$\xi = \left(\frac{D}{d} \right)^2 - 1 \quad \text{— для втулок без бурта}; \quad (4.33)$$

$$\xi = \left(\frac{D_1}{d} \right)^2 - 1 \quad \text{— для втулок с буртом}; \quad (4.34)$$

D — наружный диаметр втулки; D_1 — наружный диаметр бурта; L — длина втулки.

Как видно, обеим моделям удалось придать сходную структуру.

Как известно из теории математической статистики, увеличение (до некоторого предела) числа факторов в регрессионной модели повышает ее точность. В принятые нами модели включено по шесть факторов, что позволяет предположить возможность получения достаточно высокой точности расчетов. Это предположение подтверждается, в частности, работой Д. С. Львова, где при расчетах регрессионных уравнений себестоимости различных типов металлорежущих станков средняя ошибка при парной зависимости составляла в отдельных случаях 100% и более, в то время как включение в расчетную формулу шести параметров снизило эту ошибку до 10%. Аналогичные примеры для случая определения себестоимости приборов приводит Л. В. Бесфамильная.

С целью проверки значимости включенных в модели факторов, корректности принятой в моделях формы связи и определения числовых значений постоянных произведено статистическое исследование логарифмической формы модели методами корреляционного и регрессионного анализа. Для этого были использованы данные по 778 втулкам подшипников скольжения и 781 зубчатому колесу, полученные с заводов различных отраслей машиностроения. Для расчетов и статистического анализа отбирались детали однородные по конструкции, а также отвечающие статистическим принципам отбора.

Для учета в модели точности обработки детали было признано нецелесообразным использование в качестве числовых значений стандартных номеров классов или степеней точности, которые никак количественно не связаны с самими точностями обработки.

В модель вводились условные величины в баллах (табл. 4.2), соотношение между которыми соответствует соотношениям между абсолютными

РАСЧЕТ

баллов для оценки точности изготовления:

а) цилиндрических поверхностей (отверстий втулок подшипников и т.п.)

Квалитет K	Сумма величин допусков по 12-ти интервалам размеров в пределах от 1 до 500 мм $\Sigma \Delta K$, мм	Отношение сумм величин допусков различных квалитетов к сумме 7-го квалитета $\frac{\Sigma \Delta K}{\Sigma \Delta 2} = \beta_k$	Присвоенное (расчетное) количество баллов $2\beta_r$
7	368	1,0	2
8	569	~ 1,5	3
9	725	~ 2,0	4
10	1470	4,0	8
11	2380	~ 6,5	13

б) цилиндрических зубчатых колес

Степень точности K	Сумма величин допусков (ГОСТ 1643-81) по 4-м интервалам диаметров делительной окружности до 560 мм и 5-ти интервалам модулей от 1 до 16 мм $\Sigma \Delta f''_{ik}$, мкм	Отношение сумм величин допусков различных степеней точности к сумме шестой степени $\frac{\Sigma \Delta f'_{ik}}{\Sigma \Delta f''_i} = \alpha_k$	Присвоенное (расчетное) количество баллов $2\alpha_k$
6	347	1,0	2
7	487	1,4	2,8
8	694	2,0	4
9	872	2,5	5

Под числовыми индексами в данном случае понимаются следующие обозначения: 1 — $\lg C'$; 2 — $\lg m$; 3 — $\lg z$; 4 — $\lg \frac{L}{m}$; 5 — $\lg P$; 6 — $\lg t$; 7 — $\lg N$.

Решением уравнений методом Гаусса получены следующие значения: $\beta_2 = 0,609$; $\beta_3 = 0,474$; $\beta_4 = 0,198$; $\beta_5 = 0,172$; $\beta_6 = -0,105$; $\beta_7 = -0,201$.

По β — коэффициентам с помощью выражения

$$b_i = \beta_i \cdot \frac{\delta_1}{\delta_i} \quad (4.37)$$

Коэффициенты парной корреляции цилиндрических зубчатых колес

Статистические показатели параметров	Параметры колес					
	$\lg m$	$\lg z$	$\lg \frac{L}{m}$	$\lg P$	$\lg t$	$\lg N$
$\lg C'$	0,575	0,579	0,104	0,241	-0,409	-0,515
$\lg m$	1	-0,194	-0,383	-0,166	-0,030	-0,039
$\lg z$		1	0,266	0,269	-0,456	-0,382
$\lg \frac{L}{m}$			1	-0,174	-0,102	-0,158
$\lg P$				1	-0,079	-0,347
$\lg t$					1	0,180

рассчитаны коэффициенты уравнения регрессии (показатели степени модели).

Значения средних квадратических отклонений δ_i и значения b_i приведены ниже.

Обозначения параметров	Индексы коэффициентов					
δ_i	0,155	0,197	0,190	0,089	0,067	0,781
b_i	1,603	0,982	0,426	0,788	-0,641	-0,105

Свободный член уравнения регрессии равен:

$$\lg b_1 = \bar{x}_1 - b_2 \bar{x}_2 - \dots - b_7 \bar{x}_7, \quad (4.38)$$

где $\bar{x}_1, \bar{x}_2$ — средние арифметические величин факторов выборочной совокупности. После расчета b_1 и корректировки его для минимизации относительной ошибки получено $b_1 = 0,086$. Таким образом, окончательно уравнение для прямозубых цилиндрических колес имеет вид [35]

$$C' = 0,086 \cdot m^{1,603} \cdot z^{0,982} \cdot \left(\frac{L}{m} \right)^{0,426} \cdot P^{0,788} \cdot t^{-0,641} \cdot N^{-0,105}. \quad (4.39)$$

Проверка величины относительной ошибки

$$\Delta = \frac{C'_{\text{расч}} - C'_{\text{факт}}}{C'_{\text{факт}}} \cdot 100\% \quad (4.40)$$

показала, что среднее значение ошибки равно $-2,75\%$ с доверительным интервалом $-21,35\% - +15,85\%$ (при числе степеней свободы $n = 19$, доверительной вероятности $0,90$ и $\beta s = 1,729$).

Коэффициент множественной корреляции

$$R = \sqrt{\beta_2 \cdot r_{12} + \beta_3 \cdot r_{13} + \dots + \beta_1 \cdot r_{1i}} \quad (4.41)$$

оказался равным $0,912$, что указывает на высокую тесноту связи в модели.

Стандартная ошибка уравнения регрессии, определяющая $68,3\%$ -ную зону колебаний зависимой переменной вокруг поверхности регрессии, определяемая выражением

$$S_{123 \dots m} = \sqrt{(1-R^2)} \cdot \delta_1 \cdot \frac{n-1}{n-m} \quad (4.42)$$

равна

$$S_{123 \dots m} = \sqrt{(1-0,912^2)} \cdot 0,408^2 \cdot \frac{20-1}{20-7} = 0,202.$$

Расчетом коэффициента множественной детерминации

$$D = R^2 = 0,832 \quad (4.43)$$

установлено, что $83,2\%$ дисперсии зависимой переменной $\lg C'$ объясняется совокупностью вариаций факторов, включенных в модель.

Корректность предложенной модели подтверждается также тем, что коэффициент множественной корреляции существенно выше, чем любой из коэффициентов парной корреляции.

Средняя квадратичная ошибка коэффициента множественной корреляции равна:

$$\delta_R = \frac{1-R^2}{\sqrt{n-m-1}} = 0,048, \quad (4.44)$$

где n — общее число значений в выборочной совокупности; m — число факторов в модели.

При однопроцентном уровне значимости доверительный интервал для R равен:

$$R - 2,58 \delta_R = 0,79, \quad R + 2,58 \delta_R = 1,0,$$

таким образом,

$$0,79 < R < 1,0.$$

(4.45)

Так как ноль не принадлежит интервалу, то связь между $\lg C'$ и всеми факторами-аргументами является существенной.

Наиболее универсальным способом проверки значимости является метод Z Фишера, обладающий рядом преимуществ по сравнению с другими методами. Для проверки методом Фишера по таблице [36] находим соответствующее $R = 0,912$ значение $z = 1,528$. Ошибка показателя z при многофакторной корреляции:

$$\delta_z = \frac{1}{\sqrt{n - m - 2}} = \frac{1}{\sqrt{20 - 7 - 2}} = 0,302. \quad (4.46)$$

Величина критерия достоверности показателя

$$t_z = \frac{Z}{\delta_z} = \frac{1,528}{0,302} = 5,060. \quad (4.47)$$

По таблице Стьюдента [36] для числа степеней свободы $R = n - m - 2 = 11$ и уровня значимости $P = 0,05$ определяется $t_{\text{ст}} = 2,20$. Так как $t_z > t_{\text{ст}}$ то нуль-гипотеза отвергается и подтверждается значимость коэффициента R в генеральной совокупности.

Аналогичный корреляционный и регрессивный анализ произведен по априорной модели (4.32) себестоимости втулок подшипников скольжения без бурта. В качестве исходной использовалась выборочная совокупность, содержащая данные о 778 втулках, изготавливаемых заводами различных отраслей машиностроения. Так как расчет производился по аналогичной схеме, то результаты его приведены в табл. 4.4 без изложения процедуры. Как видно из таблицы, r_{ij} существенно не превышают величину 0,5, поэтому все факторы-аргументы в модели сохранены.

Окончательно уравнение регрессии для гладких втулок подшипников скольжения имеет вид

$$C' = 0,0217 \cdot d^{1,901} \cdot \xi^{0,639} \left(\frac{L}{d} \right)^{0,821} \cdot p^{0,639} \cdot t^{-0,728} \cdot N^{-0,210}. \quad (4.48)$$

Значение коэффициента множественной корреляции оказалось высоким (как и для зубчатых колес), $R = 0,918$. Коэффициент множественной детермизации $D = 0,842$. При средней квадратической ошибке $\delta_R = 0,046$ доверительный интервал R при 1%-ном уровне значимости равен $0,799 - 1,00$. Стандартная ошибка уравнения регрессии $S_{1,23\dots m} = 0,161$.

При проверке значимости R по методу Z Фишера по таблицам [36] установлено $Z = 1,589$. Ошибка показателя Z $\delta_Z = 0,302$, а критерий достоверности $t_z = 5,262$. По таблицам Стьюдента [36] при уровне значимости $P = 0,001$ $t_{\text{ст}} = 4,49$. Так как $t_{\text{ст}} < t_z$, то гипотеза о равенстве нулю в генеральной совокупности коэффициента множественной корреляции отвергается и подтверждается значимость R .

Проверка относительной ошибки по выражению (4.40) показала, что $\Delta_{\text{средн.}} = -2,50\%$, а доверительный интервал при вероятности 0,90 равен $-26,30\% - +21,30\%$.

Коэффициенты парной корреляции втулок подшипников скольжения

Статистические показатели параметров	Параметры втулок					
	$\lg d$	$\lg \xi$	$\lg \left(\frac{L}{d} \right)$	$\lg P$	$\lg t$	$\lg N$
$\lg C'$	0,631	- 0,175	0,157	0,134	0,104	- 0,012
$\lg d$	1	- 0,522	0,182	- 0,259	0,038	0,438
$\lg \xi$		1	0,464	0,040	- 0,210	- 0,361
$\lg \left(\frac{L}{d} \right)$			1	- 0,123	0,047	- 0,008
$\lg P$				1	- 0,326	- 0,398
$\lg t$					1	0,508
β_i	1,296	0,570	0,258	0,965	- 0,481	- 0,454
δ_i	0,259	0,339	0,118	0,529	0,251	0,822
b_i	1,901	0,639	0,831	0,698	- 0,728	- 0,210

Таким образом, с вероятностью 0,90 относительная погрешность при применении предложенных моделей для колес и втулок практически не превышает 20–25%, что можно считать удовлетворительным, учитывая значительные колебания фактических производственных данных и отличия элементов конструкции. При сравнении рядов унифицированных деталей погрешность будет существенно меньше ввиду одинаковости конструктивного исполнения.

Выше показано, что для деталей машин одной из важнейших составляющих эксплуатационных расходов является стоимость комплекта деталей, изготавливаемых взамен вышедших из строя. Для учета этого фактора необходимо разработать соответствующее количественное выражение с целью включения в целевую функцию для оптимизации параметрического ряда.

Рассмотрим вероятные случаи соотношения ресурсов детали $T_{\text{дн}}$ и изделия $T_{\text{и}}$ в соответствии с классификацией деталей (см. рис. 4.3).

1. $T_{\text{дн}} < T_{\text{и}}$ (индекс n означает неунифицированные детали).

Этот случай является одним из наиболее распространенных для ответственных деталей машин.

1.1. Вариант, когда средняя величина соотношения долговечностей изделия $T_{\text{и}}$ и детали $T_{\text{дн}}$ установлена.

В этом случае при унификации как независимых, так и зависимых деталей наиболее вероятным является стремление за счет соответствующего повышения уровня качества обеспечить рост долговечности в нужное число раз до достижения для унифицированных деталей $T_{\text{ду}} = T_{\text{и}}$, а при невозможности такого роста – в наибольшее возможное число раз. В таком случае годовая программа выпуска (с учетом запчастей) при расчете оптимального параметрического ряда должна уменьшиться.

1.2. Вариант, когда величина соотношения долговечностей изделия и детали неизвестна.

Для установления наиболее целесообразного увеличения срока службы $T_{д.у}$ по сравнению с заменяемыми неунифицированными для условий, когда известно, что срок службы $T_{д.н}$ меньше срока службы $T_{и}$ комплектуемого ею изделия, но не известно соотношение $T_{д.н}$ и $T_{и}$, целесообразно принять два критерия:

минимум расходов на единицу относительно роста долговечности (по отношению к долговечности неунифицированных деталей);

минимум дополнительных расходов (потерь) на увеличение срока службы сверх фактически потребного, связанных с неизвестностью отношения $T_{д.н} : T_{и}$.

Предварительно был произведен анализ 42 государственных стандартов по различным видам машин и оборудования, содержащих данные по срокам службы до капитального ремонта и общим срокам службы до списания. Анализ показал, что среднее число капитальных ремонтов до списания оборудования равно 2,04. При этом удельное количество видов оборудования (отношение к общему количеству) составляет: с числом капитальных ремонтов — 1 — 42,8%, с числом ремонтов — 2 — 33,3%, 3 — 11,9%, 4 — 4,7%, с числом ремонтов 1, 2 или 3 — 88% и с числом ремонтов 1, 2, 3 или 4 — 92,77%.

Так как вариации чисел капитальных ремонтов в пределах 1 — 4 охватывают около 93% проанализированных видов изделий, для оценки по вышеуказанным критериям будем рассматривать эти вариации.

Рассмотрим критерий минимума расходов на единицу роста долговечности. Определим предварительно вероятные варианты роста долговечности:

при одном капитальном ремонте — $T_{д.у} = 2T_{д.н}$;

при двух ремонтах — $T_{д.у} = 2T_{д.н}$; $T_{д.у} = 3T_{д.н}$

при трех ремонтах — $T_{д.у} = 2T_{д.н}$; $T_{д.у} = 3T_{д.н}$; $T_{д.у} = 4T_{д.н}$;

при четырех ремонтах $T_{д.у} = 2T_{д.н}$; $T_{д.у} = 3T_{д.н}$; $T_{д.у} = 4T_{д.н}$; $T_{д.у} = 5T_{д.н}$.

Обозначим себестоимость неунифицированной детали $C_{дн}$, унифицированной — $C'_{ду}$.

Анализ данных по различным деталям, в частности, по втулкам, осям и ходовым колесам показал, что можно принимать постоянным приращивание себестоимости Δ для каждого увеличения долговечности на величину $T_{д.н}$. В связи с этим примем, что при увеличении долговечности в два раза

$$C'_{д.у} = C'_{д.н} + \Delta,$$

в три раза $C'_{д.у} = C'_{д.н} + 2\Delta$ и т. д.

Рассмотрим далее полные расходы Π на запасные части (при различных степенях увеличения $T_{д.у}$ по сравнению с $T_{д.н}$) за срок службы комплектующих изделий при всех принятых для анализа количествах капитальных ремонтов с учетом вероятности каждого числа ремонтов (вероятности получения из анализа данных по 42 стандартам).

Вариант 1.2.1. $T_{д.у} = 2T_{д.н}$.

$$\Pi_2 = (C_{д.н} + \Delta) \cdot 0,428 + 2 (C_{д.н} + \Delta) \cdot 0,333 + 2 (C_{д.н} + \Delta) \cdot 0,119 + 3 (C_{д.н} + \Delta) \cdot 0,0477 = 1,3797C_{д.н} + 1,3797\Delta$$

Вариант 1.2.2. $T_{д.у} = 3T_{д.н.}$

$$П_3 = (C_{д.н} + 2\Delta) \cdot 0,428 + (C_{д.н} + 2\Delta) \cdot 0,333 + 2(C_{д.н} + 2\Delta) \cdot 0,119 + \\ + 2(C_{д.н} + 3\Delta) \cdot 0,0477 = 1,0944C_{д.н} + 2,4268\Delta$$

Вариант 1.2.3. $T_{д.у} = 4T_{д.н.}$

$$П_4 = (C_{д.н} + 3\Delta) \cdot 0,428 + (C_{д.н} + 3\Delta) \cdot 0,333 + (C_{д.н} + 3\Delta) \cdot 0,119 + \\ + 2(C_{д.н} + 3\Delta) \cdot 0,0477 = 1,0944C_{д.н} + 2,9262\Delta.$$

Вариант 1.2.4. $T_{д.у} = 5T_{д.н.}$

$$П_5 = (C_{д.н} + 4\Delta) \cdot 0,428 + (C_{д.н} + 4\Delta) \cdot 0,333 + (C_{д.н} + 4\Delta) \cdot 0,119 + \\ + (C_{д.н} + 4\Delta) \cdot 0,0477 = 0,9277C_{д.н} + 3,7108\Delta.$$

Численный анализ всех четырех вариантов показал, что минимальные затраты на запчасти получаются при $T_{д.у} = 2T_{д.н.}$ (вариант 1) при всех значениях $\Delta \geq 0,28 C_{д.н.}$

Обработка фактических данных показала, что для осей, стальных втулок, ходовых колес, режущих элементов и др. деталей $\Delta = (0,30 - 0,43) C_{д.н.}$. Следовательно, подтверждается целесообразность принятия $T_{д.у} = 2T_{д.н.}$

Произведенное сравнение потерь от вынужденного завышения долговечности сверх потребной (с учетом вероятности разных вариантов) также показывает, что это завышение минимально при $T_{д.у} = 2T_{д.н.}$ (вариант 1) — $0,333\Delta$. При вариантах 2, 3 и 4 потери равны $0,666\Delta$; $1,189\Delta$ и $2,069\Delta$.

Таким образом, проверка по обоим принятым критериям показала, что в условиях, когда $T_{д.н.} < T_{и.}$, но не известно соотношение $T_{д.н.} : T_{и.}$ наиболее целесообразно принимать $T_{д.у} = 2T_{д.н.}$

В СССР при эксплуатации большинства видов машин и механизмов принята система планово-предупредительного ремонта, предусматривающая принудительную замену деталей при ремонте. Таким образом, основная масса деталей, имеющих срок службы меньший, чем срок службы изделия, заменяется через кратные интервалы, соответствующие определенному виду ремонта. Исходя из этого, определим для данного варианта величины изменения долговечности, которые следует учитывать при сравнении рядов различной густоты.

Из характеристик видов работ при различных типах ремонтов в отраслях народного хозяйства следует, что наибольшее число деталей заменяется при капитальном ремонте, значительно меньшее — при среднем. При остальных типах ремонтов заменяются лишь отдельные быстроизнашиваемые детали.

Для рассматриваемого варианта примем, учитывая сказанное, что детали заменяются при капитальном ремонте.

Данные специальной литературы показывают, что для различных видов машин и оборудования — автомобилей, строительно-дорожных машин, ряда типов подъемно-транспортного оборудования, металлорежущих станков, бурового оборудования и т.д. считается экономически целесообразным списание изделий после проведения одного-двух капитальных ремонтов.

Статистическая обработка приведенных данных расчета оптимального числа капитальных ремонтов 267 моделей металлорежущих станков всех основных типов показала, что математическое ожидание оптимального числа ремонтов по всем моделям близко к 1,62 с доверительным интервалом 0,45 – 2,77 при вероятности 90%. Коэффициент вариации равен 43,8%.

С учетом сказанного примем в среднем 2 капитальных ремонта за срок службы изделия и предположим, что замена данной детали производится при каждом из них. Тогда долговечность детали целесообразно повышать в 2 или 3 раза. При двух ремонтах и замене детали во время второго желательно повышение долговечности в 1,5 раза. В случаях, когда $T_{и} : T_{д} \geq 4$, долговечность детали целесообразно повышать соответственно в 4 (или более), 3 или 2 раза. Учитывая, что в большинстве из рассмотренных возможных соотношений $T_{д}$ и $T_{и}$ целесообразно двукратное повышение долговечности детали, при оптимизации ряда в условиях неопределенности величины отношения $T_{и} : T_{д.н}$ примем целесообразным повышение долговечности в 2 раза и будем учитывать уменьшение потребности в запасных частях лишь при таком, либо большем (но в целое число раз), увеличении. Увеличение долговечности унифицированных деталей более чем в 2 раза в условиях неопределенности отношения $T_{и} : T_{д.н}$ может привести к случаю $T_{д.у} \geq T_{и}$ и, следовательно, неоправданным потерям.

2. $T_{д.н} \geq T_{и}$.

В этом случае, если деталь является независимой, рациональной и наиболее часто возникающей, следует считать тенденцию к уменьшению размеров (конечно, если это не приводит к ухудшению каких-либо показателей), для чего необходимо повышать уровень качества, т.е. допускаемые удельные нагрузки.

В случае зависимых деталей, когда уменьшение размеров произвести невозможно, для унифицированных деталей целесообразно рассчитывать минимальный уровень качества, обеспечивающий сохранение неравенства $T_{д} \geq T_{и}$.

Рассмотрим вопрос об определении потребности N_j в унифицированных деталях в любом j -м году, которая складывается из потребности на комплектование вновь изготавливаемых изделий N'_j и потребности на замену деталей, выходящих из строя в эксплуатируемых изделиях, N''_j :

$$N_j = N'_j + N''_j. \quad (4.49)$$

Примем для упрощения, что годовые потребности (программы выпуска) для вновь изготавливаемых изделий N'_j постоянны и равны среднему значению за рассматриваемый отрезок времени ($N'_j = N'$). Потребность в деталях на замену, возникая с момента истечения периода $T_{д}$ (от начала выпуска комплектующих изделий), ступенчато нарастает по закону арифметической прогрессии и может достигать величины в несколько годовых потребностей на комплектование новых изделий.

На рис. 4.5, 4.6 представлены диаграммы изменения потребности в деталях в общем случае при $T_{д} < 1$ года и $T_{д} > 1$ года.

Определим N''_j как разницу между суммарной потребностью на замену за весь период от начала выпуска изделия до j -го года включительно ($N''_{1..j}$)

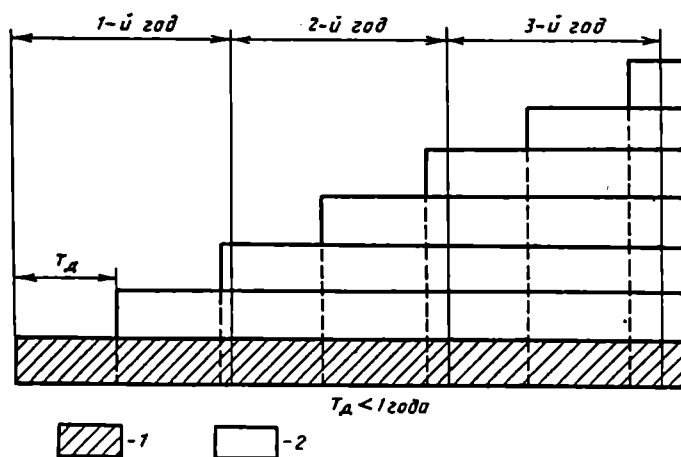


Рис. 4.5. Диаграмма изменения потребности в деталях при $T_d < 1$ года:
 потребность в деталях на комплектование вновь изготавливаемых изделий; потребность
 в деталях на замену

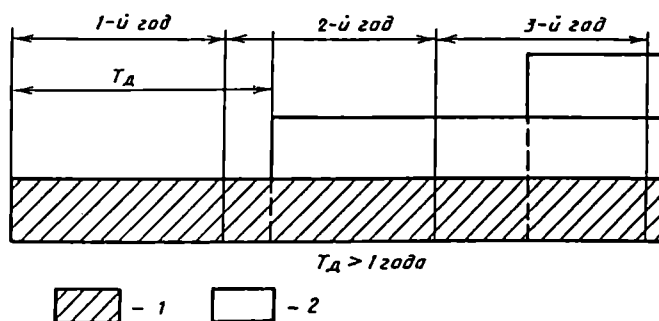


Рис. 4.6. Диаграмма изменения потребности в деталях при $T_d > 1$ года:
 потребность в деталях на комплектование вновь изготавливаемых изделий; потребность
 в деталях на замену

и аналогичной суммарной потребностью до предыдущего ($j - 1$)-го года включительно ($N''_{1,j-1}$). $N''_{1,j}$ и $N''_{1,j-1}$ выразим как суммы членов арифметических прогрессий. Потребность удобно выразить в относительных показателях, принимая за единицу потребность в изделиях, изготовленных от начала выпуска до времени T_d . Так как в общем случае T_d может быть не кратно году, то необходимо дополнительно (раздельно для $N''_{1,j}$ и $N''_{1,j-1}$) определить потребность в деталях за период, меньший T_d .

На основе приведенных рассуждений получено общее выражение для определения потребности на замену детали i -го типоразмера в любом j -м году [10, 12, 35, 61, 67]:

$$N''_{i,j} = N''_{i,j-1} - N''_{i,j-1} \cdot T_d = N'_i \cdot T_d \left\{ \frac{1}{2} \left(\left[\frac{j-T_d}{T_d} \right]^2 + \left[\frac{j-T_d}{T_d} \right] \right) + \left(\frac{j-T_d}{T_d} - \left[\frac{j-T_d}{T_d} \right] \right) \cdot \left[\frac{j}{T_d} \right] - \frac{1}{2} \left(\left[\frac{j-1-T_d}{T_d} \right]^2 + \left[\frac{j-1-T_d}{T_d} \right] \right) - \left(\frac{j-1-T_d}{T_d} - \left[\frac{j-1-T_d}{T_d} \right] \right) \cdot \left[\frac{j-1}{T_d} \right] \right\} \quad (4.50)$$

Введем обозначения:

$$\mu_j = \frac{1}{2} \left(\left[\frac{j-T_d}{T_d} \right]^2 + \left[\frac{j-T_d}{T_d} \right] \right) + \left(\frac{j-T_d}{T_d} - \left[\frac{j-T_d}{T_d} \right] \right) \cdot \left[\frac{j}{T_d} \right], \quad (4.51)$$

$$\mu_{j-1} = \frac{1}{2} \left(\left[\frac{j-1-T_d}{T_d} \right]^2 + \left[\frac{j-1-T_d}{T_d} \right] \right) + \left(\frac{j-1-T_d}{T_d} - \left[\frac{j-1-T_d}{T_d} \right] \right) \cdot \left[\frac{j-1}{T_d} \right]. \quad (4.52)$$

Скобки $\left[\right]$ означают целую часть заключенного в них числового выражения.

Тогда (4.50) можно записать в виде

$$N''_{i,j} = N'_i \cdot T_d (\mu_j - \mu_{j-1}), \quad (4.53)$$

а (4.49) — в виде

$$N_{i,j} = N'_i \cdot [1 + T_d \cdot (\mu_j - \mu_{j-1})]. \quad (4.54)$$

В выражениях (4.50) — (4.54) T_d принимается в годах (или долях года).

Величина N'_i определяется из теоретической дифференциальной функции распределения, получаемой на основе данных (N'_n) о соответствующих неунифицированных деталях, которые предполагается заменить унифицированными.

Для распространенного случая логарифмически нормального распределения потребность в типоразмере с главным параметром A_i равна

$$N'_i = (\Sigma N'_n) \frac{1}{\delta \sqrt{2\pi}} \left(\int_0^{\lg A_i} e^{-\frac{(\lg A_i - \lg A)^2}{2\delta^2}} dA - \int_0^{\lg A_{i-1}} e^{-\frac{(\lg A_{i-1} - \lg A)^2}{2\delta^2}} dA \right) \quad (4.55)$$

Принято считать, что отрицательной стороной унификации является необходимость применения унифицированного изделия не с расчетной, необходимой для данной нагрузки несущей способностью, а с ближайшей большей несущей способностью из унифицированного ряда изделий. Такое явление приводит к завышению размеров и массы примененного изделия, а также к завышению размеров и массы сопряженных изделий, что увеличивает расходы. В ряде методов построения параметрических рядов эти отрицательные факторы учитываются. Однако применение ближайшей большей детали приводит и к положительному эффекту, который также следует учитывать при оптимизации рядов деталей.

Несущие детали являются в любых машинах наиболее важными, многочисленными и дорогими, а завышение их нагрузочной способности (размеров) может быть компенсировано соответствующим увеличением долговечности. Очевидно, что данный положительный фактор следует учитывать лишь в случаях, когда долговечность унифицированных деталей предполагается меньшей, чем долговечность комплектующих изделий.

Так как с уменьшением густоты ряда относительное завышение несущей способности (а, следовательно, и долговечности) увеличивается, то установим количественно влияние густоты ряда на повышение долговечности.

Предварительно следует определить минимальные величины повышения долговечности, которые надлежит учитывать. Выше показано, что в изделиях, подвергаемых планово-предупредительному ремонту, который широко распространен в отечественной промышленности, целесообразно учитывать лишь такое повышение долговечности, которое обеспечивает дополнительный срок службы детали не менее чем на один межремонтный период.

Необходимые для учета количественные соотношения рассмотрим на примере цилиндрических зубчатых колес.

Предположим, имеется некоторая унифицированная пара колес с главным параметром (межосевым расстоянием) a_{wy} и долговечностью T_y при номинальном передаваемом моменте M_y . Обозначим величину нагрузки, при которой для пары с параметром a_{wy} обеспечивается долговечность $T_\delta = 2T_y$, через

$$M_\delta = \frac{M_y}{\delta^3} \quad (4.56)$$

и определим величину δ . Для этого составим два выражения для расчета a_{wy} по критерию контактной прочности — одно для случая нагрузки M_y , когда долговечность равна T_y , и другое — для случая M_δ , когда долговечность равна $2T_y$:

$$a_{wy} = (i \pm 1) \cdot \sqrt[3]{B \cdot M_y \cdot \frac{n_k^{1/3} \cdot T_y^{1/3}}{\psi \cdot \delta_{HPY}^2}}; \quad (4.57)$$

$$a_{wy} = (i \pm 1) \cdot \sqrt[3]{B \cdot \frac{M_y}{\delta^3} \cdot \frac{n_k^{1/3} \cdot 2^{1/3} \cdot T_y^{1/3}}{\psi \cdot \delta_{HPY}^2}}, \quad (4.58)$$

где B — постоянная.

Примем, что требования к передачам одинаковы, т.е. i, n_k, ψ одинаковы для обоих случаев. Ввиду равенства левых частей приравняем правые и после преобразований получим $\delta = 1,08$.

Определим значение главного параметра передачи при нагрузке M_δ , долговечности T_y .

$$a_{w\delta} = (i \pm 1)^3 \sqrt[3]{\frac{M_y}{\delta^3} \cdot \frac{n_k \psi^3 \cdot T_y \psi^3}{\psi \cdot \delta^2_{HPY}}} \quad (4.59)$$

Приняв равенство i, n_k, ψ также для случаев (4.58), (4.59) и разделив (4.58) на (4.59), получим: $a_{w\delta} = \frac{a_{wy}}{1,08}$ Таким образом, установлено, что,

если имеется некоторая унифицированная деталь с главным параметром a_{wk} , обслуживающая диапазон нагрузок от M_{k-1} до M_k , то на участке этого диапазона, начинающимся от условного значения $a_{w\delta} = \frac{a_{wk}}{\delta}$ (для пар зуб-

чатых колес $a_{w\delta} = \frac{a_{wk}}{1,08}$) до границы диапазона меньшего члена ряда

$a_{w, k-1}$, долговечность деталей в 2 и более раз выше номинальной для a_{wk} .

В случае построения параметрического ряда по закону геометрической прогрессии из предпочтительных чисел диапазон обслуживания для каждого члена ряда, соответствующий интервалу между большим и меньшим соседними членами, равен $\frac{a_{wk}}{q}$, где q — знаменатель ряда. Следовательно, участки удвоенной (и большей) долговечности будут в интервалах обслуживания каждого члена рядов с $q > \delta$

Если принять для упрощения, что в пределах каждого интервала, обслуживаемого одним типоразмером, потребность в деталях распределена равномерно, то объем потребности в унифицированных колесах каждого типоразмера, долговечность которых оказывается не менее удвоенной (по сравнению с номинальной) в общем объеме потребности в колесах данного типоразмера составляет для ряда R 20 — 32%, ряда R10 — 66% и ряда R5 — 84%.

Для определения участка удвоенной (и более высокой) долговечности у подшипников качения воспользуемся известным выражением, связывающим долговечность T в часах, динамическую грузоподъемность $C_{дин}$ и приведенную нагрузку P :

$$T = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C_{дин}}{P} \right)^\alpha, \quad (4.60)$$

где n — число об/мин подшипника; $\alpha = 3,0$ — для шариковых подшипников; $\alpha = 3,33$ — для роликовых подшипников.

Учитывая, что динамическая грузоподъемность связана с главным параметром (диаметром посадочного отверстия) подшипника, и предложив эту связь степенной, установим адекватность такой модели фактическим данным и величину постоянных модели на одном из типов подшипников — четырехрядных конических роликовых подшипников особолегкой серии диаметров 1 по ГОСТ 8419-75 „Подшипники роликовые конические четырех-

рядные. Основные размеры". Проведя корреляционный и регрессионный анализ модели (исходные и расчетные данные сведены в табл. 4.5), получаем модель в виде

$$C_{\text{дин}} = 138,0 \cdot d^{1,324} \quad (4.61)$$

Коэффициент корреляции логарифмической формы модели, оказавшийся весьма высоким — 0,991, подтверждает адекватность степенной модели фактической форме связи.

Подставим в (4.60) выражение (4.61) путем, аналогичным изложенному выше для зубчатых колес, получаем для подшипников качения рассмотренного типа $\delta = 1,17$. Таким образом, удвоение долговечности на части диапазона обслуживания для подшипников по ГОСТ 8419–75 имеет место и может быть учтено при рядах со знаменателем $q > 1,17$, т. е. при рядах R10 и R5.

Таблица 4.5

Данные для корреляционного и регрессионного расчета зависимости динамической грузоподъемности $C_{\text{дин}}$ подшипников особого легкого серии диаметров 1 по ГОСТ 8419–75 от внутреннего диаметра d

Исходные данные		Промежуточные значения				
$C_{\text{дин}}$, кгс	d , мм	$\lg C_{\text{дин}}$	$\lg d$	$\lg^2 C_{\text{дин}}$	$\lg^2 d$	$\lg C_{\text{дин}} \lg d$
150000	200	5,1761	2,3010	26,7920	5,2946	11,9102
181000	220	5,2577	2,3424	27,6434	5,4868	12,3156
186000	240	5,2695	2,3802	27,7676	5,6654	12,5425
237000	260	5,3747	2,4150	28,8874	5,8322	12,9799
249000	280	5,3962	2,4472	29,1190	5,9888	13,2056
295000	300	5,4698	2,4771	29,9187	6,1360	13,5492
304000	320	5,4829	2,5051	30,0622	6,2755	13,7352
274000	340	5,4378	2,5315	29,5697	6,4085	13,7658
284000	360	5,4533	2,5563	29,7385	6,5347	13,9403
363000	420	5,5599	2,6232	30,9125	6,8812	14,5847
506000	480	5,7042	2,6812	32,5379	7,1888	15,2941
515000	500	5,7118	2,6990	32,6247	7,2846	15,4162
800000	630	5,9031	2,7993	34,8461	7,8361	16,5246
Суммы:		71,1983	32,7582	390,4202	82,8132	179,7639

Квадраты
сумм: 5069, 2833, 1073, 1094

$\lg C_{\text{дин}} M = 71,1989 : 13 = 5,4768$; $\lg d = 32,7582 : 13 = 2,5199$.

Воспользовавшись общим выражением для определения величины износа Δh [13] получим:

$$\Delta h = K \cdot p \cdot v \cdot T, \quad (4.62)$$

где K — коэффициент, характеризующий износостойкость материалов и

условия трения; v — скорость трения на контакте; и применив тот же способ определения δ , как и в случае для зубчатых колес, получим для втулок подшипников скольжения при расчете по $[pV]$ $\delta = 2$, а при расчете по $[p]$ $\delta = 1,41$.

Следовательно, определение и учет количества втулок подшипников скольжения с удвоенной (и более высокой) долговечностью (по сравнению с номинальной) может производиться только при рядах R5 или еще более разреженных.

Для учета этого фактора разработанные выше выражения (4.50) — (4.54) необходимо развить. Рассмотрим случай учета двукратного возрастания долговечности, который относится к числу наиболее общих.

Представим интересующую нас годовую потребность в запчастях $N'_{i,j}$ как сумму потребности на участке интервала обслуживания одного типоразмера, где детали имеют двойную (и более) долговечность ($N'_{i,\delta}$), и потребности на осальном участке интервала. По аналогии с (4.52) получим:

$$N'_{i,j} = (N'_i - N'_{i,\delta}) \cdot T_d (\mu_j - \mu_{j-1}) + N'_{i,\delta} \cdot T_d \delta (\mu_{j,\delta} - \mu_{j-1,\delta}), \quad (4.63)$$

где $T_d \delta = 2T_d$,

$N'_{i,\delta}$ — годовая потребность в i -м типоразмере детали на комплектование вновь изготавливаемых изделий на участке интервала обслуживания, в пределах которого долговечность в два и более раз выше номинальной. Соответствующая часть интервала определяется, как показано выше, с помощью коэффициента δ , который изменяется в зависимости от типа детали (зубчатые колеса, подшипники и т. д.) и расчетного критерия (контактная прочность, изгиб, износ и пр.).

$\mu_{j,\delta}$; $\mu_{j-1,\delta}$ определяются по выражениям (4.51), (4.52), но для $T_d \delta$. Из (4.63) выразим общую потребность $N_{i,j}$ в соответствии с (4.54).

$$N_{i,j} = N'_i \left\{ 1 + T_d \left[(\mu_j - \mu_{j-1}) + \frac{N'_{i,\delta}}{N'_i} (2\mu_{j,\delta} - 2\mu_{j-1,\delta} - \mu_j + \mu_{j-1}) \right] \right\} \quad (4.64)$$

В общем случае, учитывая неполноту информации о долговечности деталей и изделий, следует производить расчет по выражениям (4.63), (4.64). При повышении точности учета фактора увеличения долговечности на разных участках интервала обслуживания нужно составить выражение типа (4.63), но в нем будет столько слагаемых членов, сколько будет выделено участков повышенной долговечности (двукратная, трехкратная и т. д.). У каждого из членов будут, естественно, различные значения T_d , а значит и μ .

При применении унифицированных деталей, как правило, приходится использовать деталь, ближайшую большую по сравнению с расчетной.

Обобщенные данные об увеличении массы сопряженных деталей в зависимости от увеличения массы унифицированной детали показывают, что при увеличении массы детали на 1 кг масса сборочной единицы (т. е. всех сопряженных и других деталей) изменяется дополнительно еще на 1 — 7 кг в зависимости от типа детали.

В работе [19] рекомендуется определять завышение массы редукторов сравнением с годовой программой потребных редукторов при густоте ряда

R20, который рассматривается столь густым, что не вызывает потерь от завышения. В [21] производится сравнение с сопряженными деталями для случая заменяемой неунифицированной детали.

Рассмотрим способ учета потерь от завышения массы сопряженных деталей с применением зависимостей (4.21) – (4.32).

Следует оговорить, что завышение массы самой унифицированной детали (по сравнению с необходимой по расчету) учтено при расчете себестоимости детали и косвенно – при учете уровня удельных эксплуатационных показателей детали и их связи с густотой ряда.

Для учета потерь на определенном интервале диапазона унификации, обслуживаемом некоторым унифицированным типоразмером, следует предварительно установить разницу в массах годовых программ унифицированных деталей и деталей с расчетным значением главного параметра.

В качестве базы сравнения используем, как предложено Г.А.Снесаревым [19], густой ряд предпочтительных чисел, но для деталей машин целесообразно использовать наиболее густой ряд R80.

Действительно, относительная разность между значениями главного параметра типоразмеров ряда R20 составляет 12%, что для деталей машин существенно, а ряда R80 – 3% и он весьма близок к натуральному, т.е. практически наиболее густому. Другим подтверждением высказанного соображения является то, что ряды некоторых унифицированных деталей содержат участки более густые, чем ряд R20 (например, участки рядов некоторых типов подшипников качения).

В качестве данных о расчетных деталях целесообразно принять данные о неунифицированных деталях, которые должны заменяться унифицированными.

За годовую программу выпуска при учете завышения массы сопряженных деталей следует принимать планируемую годовую программу унифицированной детали для комплектования новых изделий без учета выпуска на запасные части.

Для обеспечения более широкого использования результатов, получаемых при статистической обработке исходных данных по различным деталям, целесообразно в математическую модель массы детали ввести дополнительные уточняющие характеристики, аналогично многофакторным моделям себестоимости (4.22).

Масса детали определяется ее объемом и плотностью ρ (кг/м³) материала. Для характеристики объема примем, аналогично моделям себестоимости, главный и основной параметры (размеры) и отношение основного размера к главному параметру.

При этом, с целью унификации регрессионных выражений для себестоимости и массы, обеспечивающей существенное упрощение целевых функций, примем допустимым использование в моделях массы численных величин показателей степеней, полученных при решении регрессионных уравнений себестоимости (для соответствующих деталей).

Исходя из сказанного, можем записать модели массы в общем виде из выражения (4.21):

$$G'_i \approx K'_2 \cdot A_i^u \cdot \rho^h; \quad (4.65)$$

из множественных регрессионных моделей (4.22): (4.24)

$$G'_i \approx K_2 \cdot A_i^u \cdot R^v \left(\frac{L}{A} \right) \cdot \rho^h, \quad (4.66)$$

$$G'_i \approx K_2 \cdot m_i^u \cdot Z^v \cdot \left(\frac{b}{m} \right)^w \cdot \rho^h. \quad (4.67)$$

Модели для различных деталей получают аналогичным образом из моделей (4.25) – (4.32).

Проверка адекватности предложенной модели реальным соотношениям была произведена с помощью корреляционного и регрессионного анализа на примере модели массы цилиндрических зубчатых колес (со ступицей) из стали, чугуна и текстолита.

Обозначив используемую часть модели себестоимости из уравнения (4.39)

$$Q_i = m_i^{1,603} \cdot Z^{0,982} \cdot \left(\frac{L}{m} \right)^{0,426}, \quad (4.68)$$

после подстановки в (4.66), преобразования и логарифмирования получили линейную регрессионную модель

$$\lg \frac{G_i}{Q_i} = \lg K_2 + h \cdot \lg \rho. \quad (4.69)$$

Коэффициент корреляции R модели (4.69) оказался равным 0,772, что указывает на сильную связь.

Методом Z Фишера была произведена проверка нуль-гипотезы. По таблицам [36] для вычисленного R установлено $Z = 1,020$. Ошибка показателя Z равна [36]:

$$\delta_z = \frac{1}{\sqrt{n-3}} = 0,242. \quad (4.70)$$

Величина критерия достоверности показателя Z :

$$t_z = \frac{Z}{\delta_z} = 4,215. \quad (4.71)$$

По таблице Стьюдента [36] при числе степеней свободы равным 18 и уровне значимости 0,001 $t_{ст} = 3,29$. Так как $t_z > t_{ст}$, то подтверждена значимость коэффициента корреляции в генеральной совокупности.

Ошибка показателя Z при $P = 0,90$ равна:

$$\Delta_z = t \cdot \delta_z = 1,64 \cdot 0,242 = 0,397. \quad (4.72)$$

Определив доверительный интервал для Z и переведя по таблице [36]

значения Z в значения R , получили доверительный интервал коэффициента корреляции в генеральной совокупности 0,55 – 0,89 при $P = 0,90$.

Определение постоянных выполнено с помощью уравнений [36]:

$$h = \frac{n \cdot \sum \lg \left(\frac{G}{Q} \right) \cdot \lg \rho - \sum \lg \rho \cdot \sum \lg \left(\frac{G}{Q} \right)}{n \cdot \sum \lg^2 \rho - (\sum \lg \rho)^2}, \quad (4.73)$$

$$\lg K_2 = \frac{\sum \lg \left(\frac{G}{Q} \right) \cdot \sum \lg^2 \rho - \sum \lg \rho \cdot \sum \lg \left(\frac{G}{Q} \right) \lg \rho}{n \cdot \sum \lg^2 \rho - (\sum \lg \rho)^2}, \quad (4.74)$$

Вычисленное значение $h = 1,073$. После расчетов для минимизации относительной ошибки

$$\Delta = \frac{G_{\text{факт.}} - G_{\text{расч.}}}{G_{\text{факт.}}} \cdot 100\% \quad (4.75)$$

принято значение $K_2 = 0,000000164$.

Окончательно модель массы цилиндрических зубчатых колес со ступицей получила вид

$$G_i = 0,000000164 \cdot m_i^{1,603} \cdot Z^{0,982} \cdot \left(\frac{L}{m} \right)^{0,462} \cdot \rho^{1,073} \quad (4.76)$$

При среднем значении Δ , равном 0 %, доверительный интервал Δ при вероятности $P = 0,90$ оказался в пределах $\pm 24,8\%$. Аналогичная проверка моделей массы втулок подшипников скольжения, подшипников качения по ГОСТ 5721–75 и ГОСТ 8419–75 и корпусов подшипников качения показала, что $\Delta \leq 20...35\%$. Учитывая, что в выборочной совокупности использовались данные по неунифицированным колесам различных исполнений, а модели (4.66), (4.76) предлагаются к применению для сравнения рядов (различной густоты) унифицированных деталей одинакового исполнения, можно считать, что предложенная модель соответствует реальным соотношениям, так как относительная ошибка при сравнении рядов деталей одинакового исполнения и материала будет существенно меньше. При $\Delta > 30 - 40\%$ постоянные для модели массы следует рассчитывать самостоятельно.

Разница в массах рассматриваемого унифицированного члена ряда и членов ряда R80 в диапазоне обслуживания рассматриваемого члена равна:

$$\Delta G_d = G'_i \cdot N'_i - \sum_{l=1}^S G'_{i, R80, l} \cdot N'_{i, R80, l}, \quad (4.77)$$

где G'_i – масса рассматриваемого унифицированного i -го члена ряда; $G'_{i, R80, l}$ – массы членов (1, 2 ..., l -го) ряда R80 в диапазоне, обслуживаемом i -м членом рассматриваемого ряда; N'_i – годовая программа выпуска рассматриваемого члена на комплектование вновь изготавливаемых изделий; $N'_{i, R80, l}$ – годовые программы членов ряда R80 на новое комплектование, причем

$$N'_i = \sum_{l=1}^S N'_{i, R_{80}, l}. \quad (4.78)$$

Определим стоимость излишней массы сопряженных деталей:

$$C_{\Delta G_{\text{сопр}}} = \eta \cdot \Delta G_{\text{сопр}}, \quad (4.79)$$

$$C_{\Delta G_{\text{сопр}}} = \eta_c \cdot \eta_G \cdot \Delta G_d, \quad (4.80)$$

где η_G — средняя величина повышения массы сопряженных и окрестных деталей на 1 кг массы унифицированной детали; η_c — средняя стоимость 1 кг сопряженных деталей.

Выражение (4.80) следует применять для деталей стационарных машин. Для нестационарных машин (в том числе транспортных) при расчете дополнительных расходов необходимо учесть еще стоимость эксплуатационных расходов на транспортирование излишней массы изделия. При рассмотрении этих расходов целесообразно выделить два типа подвижных изделий. В изделиях первого типа, к которым следует отнести большинство транспортных машин, в числе главных задач — обеспечение определенной величины грузоподъемности, которая, как правило, стандартизована. В связи с этим при применении унифицированных деталей может возникнуть некоторое завышение общей рабочей массы машины (масса в снаряженном состоянии и полная грузоподъемность).

Действительно, рассмотрение модификаций автомобилей унифицированных семейств, например УАЗ, ЗИЛ, ЕрАЗ, показывает, что при обеспечении одинаковых стандартных значений грузоподъемности полный снаряженный вес с грузом при одинаковых двигателях для разных модификаций машин несколько изменяется (на 1–5%).

Эксплуатационные расходы транспортных машин, представляющие собой себестоимость перевозок, состоят из следующих основных составляющих: зарплаты шоферов, стоимости топлива и смазочных материалов, стоимости технического обслуживания и текущего ремонта, амортизационных отчислений, износа и ремонта шин (траков и т.п.) и накладных расходов. В практике эксплуатации грузового транспорта все указанные составляющие себестоимости начисляются только на единицу массы полезного груза и единицу пути. В случае сохранения постоянной грузоподъемности и некотором варьировании массы собственно машины, очевидно, следует учитывать из перечисленных статей себестоимости перевозок только затраты на топливо, так как на перевозку дополнительной массы требуется дополнительная мощность и, следовательно, дополнительный расход топлива. Что касается остальных статей себестоимости, то большинство из них в этом случае не изменяется и не может быть отнесено к расходам на транспортирование дополнительной массы деталей.

При использовании одинаковых двигателей у машин, несколько различающихся по массе, зависимость расхода топлива от массы носит нелинейный характер ввиду того, что для обеспечения одинаковых скоростей двигатель должен работать в различных режимах. Однако, учитывая, что откло-

нения общей массы машины в случаях сравнения рядов унифицированных деталей различной густоты невелики, а также принимая во внимание, что в практике определения расхода топлива для автомобилей и других нестационарных машин пренебрегают указанной нелинейностью, примем, что увеличение расхода топлива пропорционально увеличению массы деталей. Для учета расхода топлива к правой части выражения (4.80) будем прибавлять член

$$\eta_3 \cdot \eta_G \cdot \Delta G_d, \quad (4.81)$$

где η_3 — стоимость расхода топлива (либо электроэнергии — для машин с электроприводом) на 1 кг дополнительной массы за среднее время годового пробега машин, комплектуемых унифицируемыми деталями.

В подвижных машинах второго типа основной задачей является обеспечение расчетных значений некоторых заданных динамических характеристик (например, скорости движения). В этом случае для получения наиболее экономичного режима работы выбранного двигателя необходимо обеспечение постоянства суммарной массы машины и груза. При этом увеличение массы деталей приводит к соответствующему уменьшению массы полезного груза. Для машин второго типа сравнение рядов деталей различной густоты целесообразно учитывать в виде дополнительной потери полную себестоимость транспортирования дополнительной массы деталей, так как она в этом случае заменяет соответствующую величину полезно транспортируемого груза. Такое повышение „платы“ за излишнюю массу, по сравнению со случаем машин первого типа, оправдано также и с инженерной точки зрения, так как к машинам второго типа обычно предъявляются существенно более жесткие требования по ограничению общей массы. В этом случае η_3 — себестоимость транспортирования 1 кг полезного груза за среднее время годового пробега комплектуемых данным деталями машин.

Определение величин η_G произведем аналитическим методом, воспользовавшись рекомендациями специалистов по оптимальным соотношениям между размерами деталей. Для установления η_G таким способом необходимо предварительно определить для данного типа детали наиболее часто применяемую в практике схему взаимосвязи с другими деталями. По схеме определяем, какие из связанных деталей или участков связанных деталей изменяются при изменении размера рассматриваемой унифицированной детали. Далее на основании рекомендаций по рациональным соотношениям размеров деталей составляем аналитические выражения для объемов двух разных размеров унифицированной и сопряженных деталей и определяем частное от деления разности объемов сопряженных деталей при большем и меньшем размерах унифицированной детали на разность объемов этих унифицированных деталей. Полученное частное после умножения на соответствующее соотношение плотностей материалов и является величиной η_G .

Рассмотрим приведенные соображения на примере втулок подшипников скольжения, для которых наиболее типичной схемой связи с другими деталями является установка в литом корпусе с бобышкой с введением во втулку опирающегося на нее вала. Очевидно, что при применении втулки с некоторым большим значением главного параметра — внутреннего диаметра, увеличится (при сохранении принятых соотношений) наружный диаметр, диаметр бобышки корпуса и диаметр опорной шейки вала.

Примем в обоих случаях постоянным соотношение длины втулки l и внутреннего диаметра d , отсюда

$$l_2 = \frac{l_1 \cdot d_2}{d_1} . \quad (4.82)$$

Учитывая, что, как правило, толщина стенки втулки в значительных пределах изменения d хорошо описывается выражением

$$S_1 = K_2 \cdot d_1 , \quad (4.83)$$

наружный диаметр может быть выражен в виде

$$D_1 = K_3 \cdot d_1 , \quad (4.84)$$

где

$$K_3 = 1 + 2K_2 ; \quad (4.85)$$

K_2 — постоянный коэффициент.

Диаметр бобышки в литом корпусе определяем [47] по выражению типа:

$$D_{1\text{боб}} = K_4 \cdot D_1 . \quad (4.86)$$

Обозначим размеры большей втулки d_2 , D_2 , l_2 , $D_{2\text{боб}}$ и определим их значения с помощью соответствующих размеров меньшей втулки и выражения

$$\lambda = \frac{d_2}{d_1} . \quad (4.87)$$

Далее устанавливаются объемы втулок меньшего и большего размеров, соответствующих бобышек корпуса и шеек вала (за длину шейки принимаем l_2).

Очевидно, что

$$\eta_G = \eta_{G\text{боб}} + \eta_{G\text{вала}} . \quad (4.88)$$

Подставляя выражения для объема втулок, сопряженных частей бобышки и вала, получаем:

$$\eta_{G\text{боб}} \cdot \frac{\rho_{\text{вт}}}{\rho_{\text{боб}}} = \frac{K_3^2 (K_4^2 - 1)}{K_3^2 - 1} . \quad (4.89)$$

Из анализа ряда первичной предпочтительности ГОСТ 1978–81 „Втулки подшипников скольжения металлические. Типы и основные размеры” получаем для $d = 16 - 250$ мм среднее значение $K_3 = 1,20$. Примем $K_4 = 1,75$.

Таким образом:

$$\eta_{G\text{боб}} \cdot \frac{\rho_{\text{вт}}}{\rho_{\text{боб}}} = 6,9 .$$

В случае изготовления корпуса из чугуна и втулки из бронзы получаем $\eta_{G\text{боб}} = 6,04$ кг/кг.

Аналогично определению $\eta_{G\text{боб}}$ определяем $\eta_{G\text{вала}}$:

$$\eta_{G\text{вала}} = \frac{\lambda (\lambda^2 - 1)}{(K_3^2 - 1) (\lambda^3 - 1)} . \quad (4.90)$$

Наибольшее и наименьшее значения λ получаются при замене типоразмерами ряда R5 ($\lambda_{\text{max}} = 1,55$) и ряда R40 ($\lambda_{\text{min}} = 1,03$) типоразмера ряда R80. В среднем получено $\eta_{G\text{вала}} = 1,7$ кг/кг.

Таким образом, для втулок подшипников из бронзы $\eta_G = 7,7$ кг/кг, из стали — 8,0, из чугуна — 8,6.

Определим далее величину изменения массы сопряженных и окружающих деталей на единицу массы цилиндрической зубчатой передачи при использовании унифицированной передачи вместо расчетной. Примем, что передача находится в корпусе, разме-

ры валов и подшипников в обоих случаях практически одинаковы, передаточные числа также одинаковы:

$$i = \frac{D_2'}{D_1'} = \frac{D_2''}{D_1''}.$$

Обозначим длину стенки корпуса в плоскости, параллельной плоскости, проходящей через оси колес $d \approx D_1'' + D_2''$, длину поперечной стенки $-b \approx D_2''$ (D_2'' — большее из колес пары), а соотношение между диаметром колеса унифицированной пары D_1' и диаметром соответствующего колеса расчетной пары — λ :

$$D_1'' = \lambda \cdot D_1'. \quad (4.91)$$

В соответствии с рекомендациями [47] определим примерную толщину стенки корпуса:

$$h \approx 0,025a''_w \approx 0,012 (D_1'' + D_2''). \quad (4.92)$$

Наиболее распространенное изделие (или сборочная единица) с корпусом и зубчатыми передачами — редуктор. Наиболее часто, как подчеркивает Д. Н. Решетова, применяются двухступенчатые редукторы (65% общей потребности), их и возьмем для примера. Для двухступенчатых цилиндрических редукторов чаще встречается общее передаточное число близкое к 30, т.е. в среднем для каждой пары $i \approx 5,5$. Примем для нашего случая $i = 5$.

Обозначим изменение размеров стенок, перпендикулярных осям колес, Δ_a и Δ_b и приближенно выразим их через диаметры колес:

$$\Delta_a = (D_1'' + D_2'') - (D_1' + D_2'), \quad (4.93)$$

$$\Delta_b = D_2'' - D_2'. \quad (4.94)$$

Подставив (4.91) и $i = 5$, получим

$$\Delta_a = 6D_1' (\lambda - 1), \quad (4.95)$$

$$\Delta_b = 5D_1' (\lambda - 1), \quad (4.96)$$

$$a'_w = 3D_1', \quad (4.97)$$

$$a''_w = 3D_1' \cdot \lambda. \quad (4.98)$$

Анализ размеров 12-ти типоразмеров двухступенчатых цилиндрических редукторов типа РЦД, РМ, ЦДН, Ц2, ГД показал, что отношение длины к ширине у них в среднем равно 2,12 : 1. Округленно примем соотношение 2 : 1.

Из сказанного следует, что общая площадь увеличения всех шести стенок корпуса может быть выражена в виде

$$S = 2[\Delta_a \cdot b + \Delta_b(a - \Delta_a)] + 2 \cdot \Delta_a \cdot \frac{a}{2} + 2\Delta_b \cdot \frac{a}{2}. \quad (4.99)$$

Произведя преобразования и отбросив $2\Delta_b \cdot \Delta_a$, который на порядок меньше других, получим:

$$S = \Delta_a (2b + a) + \Delta_b \cdot 3a. \quad (4.100)$$

Отношение изменения массы корпуса к изменению массы зубчатых колес передатки равно:

$$\eta_{G\text{корп}} = \frac{[\Delta_a(2b+a) + \Delta_b \cdot 3a] \cdot h \cdot \rho_{\text{корп}}}{\left\{ \left[\frac{\pi(D_1'')^2}{4} + \frac{\pi(D_2'')^2}{4} \right] \psi_A \cdot a''_w - \left[\frac{\pi(D_1')^2}{4} + \frac{\pi(D_2')^2}{4} \right] \psi_A \cdot a'_w \right\} \cdot \rho_{\text{кол}}}, \quad (4.101)$$

где $\psi_A \cdot a''_w$; $\psi_A \cdot a'_w$ — ширина колес передач; $\rho_{\text{корп}}$, $\rho_{\text{кол}}$ — плотность материала корпуса и колес.

Приняв среднее значение $\psi_A = 0,315$ по ГОСТ 2185—66 „Передачи зубчатые ци-

линдрические. Основные параметры'' (для редукторов обычно $\psi_A = 0,25 - 0,40$, после подстановок и преобразований получим

$$\eta_{G\text{корп}} \cdot \frac{\rho_{\text{кол.}}}{\rho_{\text{корп.}}} = \frac{2,31 \cdot \lambda^2}{\lambda^2 + \lambda + 1}. \quad (4.102)$$

Подставив полученные выше значения λ для наиболее распространенного случая (стальные колеса, чугунный корпус), определяем $\eta_{G\text{корп}} = 1,02 - 0,72$ кг/кг.

Предложенный аналитический способ удобен тем, что таким образом могут быть получены данные для любых деталей без необходимости трудоемкого и длительного сбора статистических данных и чертежей. Кроме того, могут быть приняты именно те соотношения размеров, которые намечены для унифицированных деталей.

Что касается определения удельной себестоимости 1 кг массы окружающих и сопряженных деталей (η_c), то по этому показателю имеются данные: при специализированном производстве редукторов — 0,5 — 0,6 руб. [19], при серийном изготовлении металлорежущих станков 0,41 — 0,64 руб., сельскохозяйственных машин 0,32 — 0,35 руб. [21]. Таким образом, при отсутствии данных в среднем может быть принята величина $\eta_c = 0,5$ руб/кг.

4.4. Целевые функции для оптимизации параметрических рядов деталей

На основе разработанных в разд. 4.3 математических моделей для учета различных факторов перейдем к построению целевых функций для расчета оптимального ряда главного параметра. Рассмотрим вариант с постоянной годовой программой выпуска на комплектование вновь изготовленных изделий, т.е.

$$N'_{i,1} = N'_{i,2} = \dots = N'_{i,f} = \dots = N'_{i,g} = N'_i.$$

Строго говоря, целевой функцией оптимального параметрического ряда является подлежащее минимизации выражение

$$\Phi = \sum_{i=1}^m P_i, \quad (4.103)$$

где P_i — функция затрат, учитывающая различные расходы на производство, либо на производство и эксплуатацию i -го типоразмера унифицируемой детали строящегося ряда; m — число типоразмеров в ряду.

Однако, в связи с тем, что в дальнейшем при построении параметрического ряда используются главным образом выражения P_i , будем условно называть их целевыми функциями.

Простейшим является случай, когда долговечность детали равна долговечности комплектуемых или больше ее изделий, влияние размеров унифицируемой детали на размеры и себестоимость сопряженных и окружающих деталей невелико (им можно пренебречь) и учитывается лишь себестоимость детали. К таким деталям может быть отнесена, например, муфта какого-либо типа, соединяющая отдельно стоящие электродвигатель и редуктор (в случае, если муфта за срок службы редуктора не заменяется).

В таком случае целевая функция представляет собой степенной одночлен, построенный на основе выражений (4.21) – (4.32), и например, для модели (4.21) имеет вид

$$\Pi_i = C'_i \cdot N_{i,j} = K'_1 \cdot A_i'' \cdot N_{i,j}. \quad (4.104)$$

Составим целевую функцию для случая, когда $T_d < T_n$ и изменение размеров унифицируемой детали существенно влияет на изменение размеров сопряженных и окружающих деталей.

С учетом рассмотренных выше факторов и их моделей можем записать для i -го типоразмера детали

$$\Pi_i = \sum_{j=1}^g C'_i \cdot N_{i,j} + \eta_c \eta_G \cdot G'_i \cdot \sum_{j=1}^g N'_i - \eta_c \eta_G \sum_{l=1}^S (G'_{i,R80,l} \cdot \sum_{j=1}^g N'_{i,R80,l}) \quad (4.105)$$

Первый член выражения (4.105) учитывает производственные и эксплуатационные затраты, так как представляет собой суммарную себестоимость всего выпуска i -го типоразмера за средний срок службы g комплектуемого изделия как на новое комплектование, так и на замену деталей, вышедших из строя. Второй и третий члены в соответствии с (4.77) представляют собой величины изменения себестоимости сопряженных и окружающих деталей соответственно от применения унифицированной детали i -го типоразмера с массой G'_i и заменяющих его (условно) S типоразмеров ряда R80.

Введя обозначения

$$E = \eta_c \eta_G \cdot \sum_{l=1}^S (G'_{i,R80,l} \cdot \sum_{j=1}^g N'_{i,R80,l}), \quad (4.106)$$

$$B = \sum_{j=1}^g [1 + T_d (\mu_j - \mu_{j-1})]^{n-1}, \quad (4.107)$$

подставив в (4.105) вместо C'_i , G'_i , $N_{i,j}$ соответственно (4.21), (4.65), (4.54) и произведя преобразования, получим

$$\Pi_i = A_i'' \cdot N'_i \cdot [K'_1 \cdot (N'_i)^n \cdot B + K'_2 \cdot \eta_c \eta_G \cdot \rho^h \cdot g] - E. \quad (4.108)$$

В (4.108) заменено $\sum_{j=1}^g N'_i$ на $N'_i \cdot g$, так как выше принято $N'_i = \text{const}$.

Для нестационарных машин в (4.108) добавляются, как показано выше, эксплуатационные расходы на транспортирование дополнительной массы. Если считать, что комплектуемые деталями машины поступают в эксплуатацию по мере их изготовления, то годовые эксплуатационные расходы на транспортирование за g лет равны

$$\eta_g \cdot \eta_G \cdot G'_i \left[\frac{1}{2} N'_i + \frac{3}{2} N'_i + \frac{5}{2} N'_i + \dots + \frac{2g-1}{2} N'_i \right] = \eta_g \eta_G G'_i \cdot N'_i \frac{1}{2} g^2. \quad (4.109)$$

Общие дополнительные расходы от завышения массы деталей транспортных машин можно выразить в виде

$$\eta_c \cdot \eta_G \cdot G'_i \cdot N'_{ig} g + \eta_3 \eta_G G'_i N'_i \frac{1}{2} g^2 = (\eta_c + \frac{1}{2} \eta_3 \cdot g) \cdot \eta_G \cdot G'_i N'_i g = w_3 \eta_G G'_i N'_i g \quad (4.110)$$

Таким образом, для нестационарных машин вместо (4.108), с учетом (4.65) и (4.110), получим выражение:

$$\Pi_i = A''_i \cdot N'_i [K'_1 (N'_i)^n \cdot B + K'_2 w_3 \cdot \rho^h \cdot g] - E. \quad (4.111)$$

Для случая использования множественных регрессионных моделей подставим в (4.105) вместо C'_i и G'_i выражения (4.22) и (4.66). При построении ряда главного параметра обычно p и t принимаются одинаковыми на всем диапазоне унификации, а R и $\frac{L}{A}$ — одинаковыми также на всем диапазоне, либо на отдельных участках диапазона. Введем обозначения

$$R^v \frac{L}{A} w = J, \quad (4.112)$$

$$P^x \cdot t^y = P, \quad (4.113)$$

После преобразования получим

$$\Pi_i = A''_i \cdot J \cdot N'_i [K_1 \cdot P \cdot (N'_i)^n \cdot B + K_2 \eta_c \eta_G \cdot \rho^h \cdot g] - E. \quad (4.114)$$

Очевидно, что для наиболее общего случая, когда кроме факторов, учтенных в функциях (4.108), (4.111), (4.114), учитывается также влияние густоты ряда на долговечность части деталей i -го типоразмера, целевая функция в общем виде также соответствует выражению (4.105).

В этом случае, при подстановке в (4.105) вместо Π'_i , G'_i , $N_{i,j}$ выражений (4.21), (4.63), (4.64), после преобразований получаем

$$\Pi_i = A''_i \cdot N'_i [K'_1 \cdot (N'_i)^n B_6 + K'_2 \eta_c \eta_G \cdot \rho^h \cdot g] - E, \quad (4.115)$$

где

$$B_6 = \sum_{j=1}^g \left\{ 1 + T_d \left[(\mu_j - \mu_{j-1}) + \frac{N_{i,\delta}}{N'_i} (2\mu_{j,\delta} - 2\mu_{j-1,\delta} - \mu_j + \mu_{j-1}) \right] \right\}^{n+1} \quad (4.116)$$

В рассматриваемом наиболее общем случае при введении в целевую функцию множественных регрессионных моделей (4.22) и (4.66) по аналогии с (4.114) получим

$$\Pi_i = A''_i \cdot J \cdot N'_i [K_1 P \cdot (N'_i)^n B_6 + K_2 \eta_c \eta_G \cdot \rho^h \cdot g] - E \quad (4.117)$$

С целью сопоставления расходов в соседних рядах различной густоты составим неравенство для расчета членов оптимального ряда, далее — расчетное неравенство):

$$\Pi_{i, \text{редк}} \neq \Pi_{i, I, \text{густ}} + \Pi_{i, II, \text{густ}}. \quad (4.118)$$

Подставим вместо членов неравенства их значения из целевых функций и проведя преобразования и сокращения членов, получим ряд расчетных неравенств. Так, для целевой функции общего вида (4.105) имеем

$$\sum_{j=1}^g C'_{ij} N_{ij} + \eta_c \eta_G G'_i \sum_{j=1}^g N'_i \neq \sum_{j=1}^g C'_{i,I} \cdot N_{i,j,I} + \eta_c \eta_G \cdot G'_{i,I} \cdot \sum_{j=1}^g N'_{i,I} + \\ + \sum_{j=1}^g C'_{i,II} \cdot N_{i,j,II} + \eta_c \eta_G \cdot G'_{i,II} \cdot \sum_{j=1}^g N'_{i,II}. \quad (4.119)$$

Ввиду того, что больший член сгущенного ряда соответствует сравниваемому члену разреженного ряда, а суммарная программа выпуска обоих членов сгущенного ряда должна быть равна программе выпуска члена разреженного ряда

$$A_i = A_{i,II}; \quad (4.120)$$

$$A_{i,II} = A_{i,I} q, \quad (4.121)$$

где q — знаменатель сгущенного ряда,

$$G'_i = G'_{i,II}, \quad (4.122)$$

$$N_{i,j} = N_{i,j,I} + N_{i,j,II}. \quad (4.123)$$

Для целевой функции типа (4.104), обозначив

$$\frac{N_{i,II}}{N_{i,I}} = \gamma_i, \quad (4.124)$$

вводя выражения, соответствующие (4.120) — (4.123) и проведя преобразования, получим [37]

$$(1 + \gamma_i)^{n+1} \neq \frac{1}{q^u} + \gamma_i^{n+1}. \quad (4.125)$$

Для целевой функции (4.108) после аналогичных подстановок, введения обозначения

$$\eta_c \eta_G \cdot \rho^h \cdot g = H \quad (4.126)$$

и преобразований получаем расчетное неравенство [61, 67]:

$$(1 + \gamma_i)^{n+1} \cdot K'_1 \cdot B + \frac{K'_2 \cdot H}{(N' \cdot N'_{i,I})^n} \neq \frac{1}{q^u} \left[K'_1 \cdot B + \frac{K'_2 \cdot H}{(N' \cdot N'_{i,I})^n} \right] + \\ + \gamma_i^{n+1} \cdot K'_1 \cdot B, \quad (4.127)$$

где N' — общая годовая потребность во всех типоразмерах ряда на комплектование вновь изготавливаемых изделий; $N'_{i,I}$ — относительная потребность (в долях единицы) в меньшем из двух i -х типоразмеров более густого из сравниваемых рядов на комплектование вновь изготавливаемых изделий.

Аналогично функция вида (4.114) после подстановок и преобразова-

ний приводит к расчетному неравенству:

$$(1 + \gamma_i)^{n+1} \cdot K_1 \cdot P \cdot B + \frac{K_2 \cdot H}{(N' \cdot N'_{i,I})^n} \neq \frac{1}{q^u} \left[K_1 \cdot P \cdot B + \frac{K_2 \cdot H}{(N' \cdot N'_{i,I})^n} \right] + \gamma_i^{n+1} \cdot K_1' \cdot P \cdot B, \quad (4.128)$$

функция (4.115) — к неравенству

$$(1 + \gamma_i)^{n+1} \cdot K_1' \cdot B_{\delta, \text{редк}} + \frac{K_2' \cdot H}{(N' \cdot N'_{i,I})^n} \neq \frac{1}{q^u} \left[K_1' \cdot B_{\delta, \text{густ}} + \frac{K_2' \cdot H}{(N' \cdot N'_{i,I})^n} \right] + \gamma_i^{n+1} \cdot K_1' \cdot B_{\delta, \text{густ}} \quad (4.129)$$

и функция (4.117) — к неравенству [116, 122]

$$(1 + \gamma_i)^{n+1} \cdot K_1 \cdot P \cdot B_{\delta, \text{редк}} + \frac{K_2 \cdot H}{(N' \cdot N'_{i,I})^n} \neq \frac{1}{q^u} \left[K_1 \cdot P \cdot B_{\delta, \text{густ}} + \frac{K_2 \cdot H}{(N' \cdot N'_{i,I})^n} \right] + \gamma_i^{n+1} \cdot K_1 \cdot P \cdot B_{\delta, \text{густ}} \quad (4.130)$$

В (4.115) — (4.130) дополнительные расходы для нестационарных машин учитываются аналогично (4.111).

Следует отметить, что при алгебраических преобразованиях расчетных неравенств уничтожился справа и слева член E , представляющий собой изменение себестоимости окружающих и сопряженных деталей от применения членов ряда R_{80} . Действительно, в связи с равенством сравниваемых диапазонов обслуживания более разреженного и более сгущенного рядов члены E в правой и левой частях неравенств равны.

В расчетных выражениях также отсутствует сокращенный множитель J . Из неравенств (4.125), (4.127) — (4.130) видно, какие составляющие затрат непосредственно влияют на густоту ряда. Учет только непосредственно влияющих показателей позволяет отказаться от применявшегося ранее при построении рядов полного расчета себестоимостей годовых программ выпуска для всех членов всех сравниваемых рядов.

Важно также отметить, что все расчетные неравенства (4.125), (4.127) — (4.130) структурно весьма близки друг к другу, так как значения B , P , B_{δ} , H , K_1 , K_2 являются, как правило, постоянными для данного ряда.

Приведенные выше расчетные неравенства определены для случая $T_d < T_n$. В случае $T_d \geq T_n$ изготовление деталей на замену выходящих из строя (запчастей) не требуется, и расчет может производиться при сопоставлении затрат на год, а не за срок службы комплектующих изделий. При этом полностью применимы выражения (4.125), (4.127) — (4.129), но в них следует принимать $B = 1$. Выражение (4.130) в этом случае не может потребоваться, так как влияние долговечности на густоту ряда целесообразно учитывать лишь в случае $T_d < T_n$.

4.5. Исследование параметрических рядов деталей машин, их закономерностей и структур

В связи с применением для построения оптимальных параметрических рядов эффективных методов – математического программирования, теории игр и других, позволяющих существенно повысить точность расчетов, появлялись предложения [29] о снятии ограничений в виде построения параметра по ряду геометрической прогрессии из предпочтительных чисел.

В [19, 22, 67] указано, что параметрические ряды деталей и сборочных единиц общего применения в большинстве случаев имеют структуру геометрических прогрессий из предпочтительных чисел. Для установления количественных соотношений был произведен сбор и анализ данных по 67 рядам главного параметра различных деталей машин по отечественным и зарубежным стандартам и каталогам. В результате установлено, что 79,1% рядов имеют структуру закономерных геометрических прогрессий (47,8% – ступенчатые геометрические ряды со сгущением к большему значению параметра, 31,3% – геометрические ряды с постоянным знаменателем), 16,4% – структуру „незакономерных” ступенчатых геометрических прогрессий и 4,5% – арифметических прогрессий.

Произведем сравнение эффективности рядов деталей машин, построенных с различными степенями ограничения цифровой основы для значений параметра, и оценку целесообразности таких ограничений.

Учитывая практику стандартизации, а также указанные выше предложения, следует рассмотреть и сравнить три вида структур параметрических рядов:

- 1) ряды с любыми, без ограничений, числовыми значениями главного параметра [29];
- 2) ряды с числовыми значениями, соответствующими предпочтительным числам, но без учета требований об определенной закономерности в соотношениях соседних членов [29];
- 3) ряды из предпочтительных чисел с закономерным соотношением между соседними значениями параметра. К этому виду структуры могут быть отнесены различные типы закономерностей. Однако, учитывая, что данная работа посвящена рядам деталей машин, будем рассматривать закономерности, наиболее часто встречающиеся в рядах деталей, геометрическая и ступенчатая геометрическая прогрессия.

Для сравнения целесообразности различных структур рядов определим основные цели оптимизации рядов деталей и рассмотрим условия осуществления этих целей с точки зрения выбора числовых значений параметра. Такие цели можно разбить на две различные разновидности – технические и экономические.

Основные технические цели и условия их обеспечения:

1. Удовлетворение потребности в изделиях по допустимой величине разницы (абсолютной или относительной) между соседними значениями параметра.

Условие обеспечения данной цели – набор любых числовых значений параметра, обеспечивающих требование допустимой разницы соседних значений.

2. Взаимная увязка с возможно большим числом типов различных деталей, потребность сопряжения или взаимодействия с которыми может возникнуть при применении данной детали, с минимизацией потерь в сопряжениях, т.е. с обеспечением наибольшей возможной степени сопрягаемости как по размерам, так и по несущим способностям.

Условие обеспечения — выбор числовых значений параметра из некоторого единичного для всех деталей ограниченного числового множества. Наиболее подходящим видом такого множества является стандартная система предпочтительных чисел. Например, при попытке применения унифицированного ряда пар зубчатых колес в корпусах редукторов, унифицированных на другом предприятии (без учета указанного ряда колес), более вероятного и частого совпадения можно ожидать в случае, если межосевые расстояния для пар колес и корпусов приняты из одинакового числового множества, а не выбраны произвольно.

3. Минимизация номенклатуры сортамента материалов, обрабатываемого и измерительного инструмента, обрабатывающих и транспортных машин.

Условие обеспечения — выбор числовых значений из единого ограниченного числового множества (т.е. из предпочтительных чисел).

Экономической целью построения оптимальных параметрических рядов деталей является получение наибольшего народнохозяйственного экономического эффекта (или обеспечение наименьших затрат).

Условием обеспечения экономической цели является допустимость принятия любых (в пределах данного диапазона) числовых значений параметра.

Таким образом, видим, что большинство основных технических задач требует выбора числовых значений параметра из общего ограниченного множества. Такому требованию отвечают указанные выше структуры 2 и 3.

Итак, были рассмотрены преимущества и недостатки различных структур рядов с точки зрения обеспечения технических и экономических целей.

Произведена количественная оценка эффективности структур 2 и 3 применительно к задаче обеспечения наиболее широкой увязки унифицированного ряда деталей данного типа с другими деталями, которые потенциально могут оказаться во взаимодействии с данными деталями.

С этой целью определена для унифицированного ряда изделий X при структурах 2 и 3 вероятность того, что при независимом построении ряда некоторого другого изделия Y (в пределах того же диапазона унификации и при наличии в оптимальных рядах изделий X и Y одинакового количества членов f) числовые значения параметра членов ряда X совпадут с числовыми значениями того же параметра членов ряда Y .

С использованием положений комбинаторики и выражений для сумм биномиальных коэффициентов получены следующие выражения вероятности совпадения:

для структуры 2:

$$P'' = \frac{1}{2^{e-2}}, \quad (4.131)$$

для структуры 3:

$$P''' = \frac{1}{\frac{e^2}{8} + e - 2}, \quad (4.132)$$

где e — число членов ряда R20 (принятого в качестве наиболее густого, что часто встречается в практике).

Методом математической индукции показано, что при $e \geq 8$ $P'' < P'''$.

Таким образом, при всех возможных значениях e и f вероятность количества совпадений числовых значений соответствующих параметров различных изделий X и Y больше при структуре ряда в виде геометрической прогрессии из предпочтительных чисел, чем при ряде из предпочтительных чисел без закономерного соотношения между членами. Вычисления показывают, что соотношение вероятностей с увеличением e возрастает в пользу структуры 3. Так при $e = 8$ соотношение $\frac{P'''}{P''}$ равно 4,6; при $e = 12 - 37-8$; а при $e = 20 - 3850$.

Следует отметить еще одно обстоятельство. С инженерных позиций весьма желательно иметь ряды несущих способностей, повторяющих закономерности соотношений в рядах главного параметра, который у деталей является размером. Несущие способности деталей машин обычно пропорциональны главному параметру в некоторой степени (например, для зубчатых колес $M_{кр} \sim a_w^3$, для втулок подшипников скольжения $M_{кр} \sim d^2$, для валов $M_{кр} \sim d^3$). Анализ показал [19], что только в случае построения параметрического ряда по закону геометрической прогрессии получающиеся ряды несущих способностей построены по тому же закону (но со знаменателем в соответствующей степени).

В работе [29] на примере анализа данных из работы [20] доказывалось, что экономическая эффективность ряда, построенного без ограничений на выбор значений параметра (структура 1 по нашим обозначениям), в несколько раз выше, чем при ряде, построенном из предпочтительных чисел по геометрической прогрессии. Однако в [20] приведен пример ряда с постоянным знаменателем, что определялось, очевидно, условиями данного конкретного случая.

Было произведено аналитическое сравнение эффективности рядов со структурой 3 и структурой 1 сопоставлением относительных расходов Δ :

$$\Delta = \frac{(P_{3,1} + P_{3,2}) - (P_{1,1} + P_{1,2})}{P_{1,1} + P_{1,2}}, \quad (4.133)$$

где $P_{3,1}$; $P_{3,2}$ — расходы на типоразмеры ряда со структурой 3; $P_{1,1}$; $P_{1,2}$ — то же для ряда со структурой 1.

В результате расчетов установлено, что наибольшие положительные значения Δ возникают при наименьших u : при $u = 1,5$ $\Delta_{max} = 2,3\%$ (при $\alpha = 1.05$).

Уже при $u \geq 1,8 \dots 1,9$ положительные значения Δ_{max} уменьшаются до нескольких десятых долей процента.

Очевидно, что потери от применения рядов со структурой 3 вместо ря-

дов со структурой 2 будут меньшими, чем потери, установленные при сравнении рядов со структурами 3 и 1.

Исходя из того, что для деталей машин при рядах типа 1 по сравнению с рядами типа 3 возрастут потери от несоответствия размеров заготовок (проката) размерам детали, увеличатся потери в связи с необходимостью изготовления специального обрабатывающего и мерительного инструмента, увеличатся также потери в результате значительных колебаний в относительном изменении несущих способностей соседних типоразмеров в пределах одного ряда. Последний недостаток будет иметь место и при использовании рядов типа 2 вместо рядов типа 3. Дополнительные расходы, вызванные указанными недостатками рядов типа 1 и 2, существенно превысят установленное выше увеличение расходов (менее 2,5 %) от применения рядов со структурой 3.

Таким образом, для деталей машин следует считать целесообразным построение оптимальных параметрических рядов на основе предпочтительных чисел и по законам геометрических и ступенчатых геометрических прогрессий (структура 3).

Как показано выше, параметрические ряды деталей машин представляют собой участки рядов геометрических прогрессий с постоянными знаменателями или, чаще, со знаменателями, ступенчато уменьшающимися в направлении наибольшего члена ряда.

В чем же причины такого явления? Исследуем изменение структуры параметрических рядов на всем диапазоне изменения главного параметра.

Учитывая, что полученные расчетные неравенства (4.125), (4.127) — (4.130), определяющие структуру оптимального ряда, сходны по своей конструкции, исследование произведем, пользуясь простейшим неравенством (4.125):

$$(1 + \gamma_i)^{n+1} \neq \frac{1}{q^u} + \gamma_i^{n+1}.$$

Если принять для упрощения, что знаменатель q более сгущенного ряда постоянен на всем диапазоне унификации, то в (4.125) при переходе от члена к члену может изменяться только величина γ_i — отношение годовых программ выпуска большего (последующего) и меньшего (предыдущего) членов более сгущенного ряда.

Структура оптимального ряда определяется знаком расчетных неравенств — на каждом рассматриваемом участке диапазона унификации к оптимальному ряду будут отнесены либо член разреженного ряда, либо члены сгущенного, в зависимости от того, какая из частей неравенства окажется меньшей. Учитывая, что переменной является γ_i , можно предполагать, что именно изменение величины γ_i влияет на изменение знака неравенства, а, следовательно, на структуру ряда, исследуем два вопроса:

1) как изменяется величина γ_i в пределах всего диапазона унификации при переходе от малых значений параметра к большим;

2) как влияет изменение величины γ_i на знак расчетного неравенства.

В ряде работ на основе исследований показано, что наиболее типичным и распространенным является закон логарифмически нормального распределения значений главного параметра деталей машин.

Для уточнения данных специальной литературы применительно к рассматриваемым видам деталей произведено сравнение с логарифмически нормальным законом распределений значений главного параметра цилиндрических зубчатых колес (модуль) и втулок подшипников скольжения (внутренний диаметр) на больших совокупностях, состоящих из 781 колеса и 778 втулок. Данные собраны на предприятиях различных отраслей машиностроения (табл. 4.6, 4.7). На рис. 4.7 и 4.8 показаны полигоны распределения по данным применяемости и аппроксимирующие их кривые логарифмически нормального распределения для колес и втулок.

Сравнение фактического распределения с логарифмически нормальным производилось по критерию ХИ-квадрат [54]. Разбиение диапазона на интервалы выполнялось по закону геометрической прогрессии с постоянным знаменателем, что позволяло пользоваться таблицами Лапласа ординат нормальной кривой.

Значения теоретических частот рассчитывались по выражению

$$N_p = \frac{n \cdot i}{\delta} \cdot f(t), \quad (4.134)$$

где n – сумма всех частот ($n = 781$ и 778); i – величина классового интервала (разница между расчетными вариантами в логарифмической форме); δ – среднее квадратическое отклонение эмпирического ряда; $f(t)$ – нормированные значения функций Лапласа (по таблицам).

Величина критерия ХИ-квадрат для распределения модуля колес (табл. 4.6) оказалась равной 15,39. Для числа степеней свободы $K = n_j - 3 = 7 - 3 = 4$ и порога доверительной вероятности $P = 0,999$ по таблице [36] установлено стандартное значение ХИ-квадрат – 18,5. Фактическая величина критерия меньше критического значения и, следовательно, в генеральной совокупности можно считать распределение значений модуля подчиняющимся логарифмически нормальному закону.

Для распределения внутреннего диаметра втулок величина ХИ-квадрат равна 8,163 (табл. 4.7). Для порога доверительной вероятности $P = 0,99$ при числе степеней свободы $K = n_j - 3 = 5 - 3 = 2$ стандартное табличное значение ХИ-квадрат – 9,2. Следовательно, и для втулок распределение значений главного параметра подчиняется логарифмически нормальному закону.

Таким образом, результаты проверки на зубчатых колесах и подшипниках скольжения также подтверждают распространенность логарифмически нормального распределения потребности в значениях главного параметра деталей машин.

Одной из основных причин такого явления следует считать то, что для машино- и приборостроения наиболее характерным инженерным подходом к выбору значений размеров (параметров) в некотором их ряду является оценка приемлемости той или иной постоянной (на рассматриваемом участке диапазона) величины относительной ошибки между любыми двумя соседними значениями размера (параметра). Это нашло свое выражение в системе предпочтительных чисел и нормальных линейных размеров, постро-

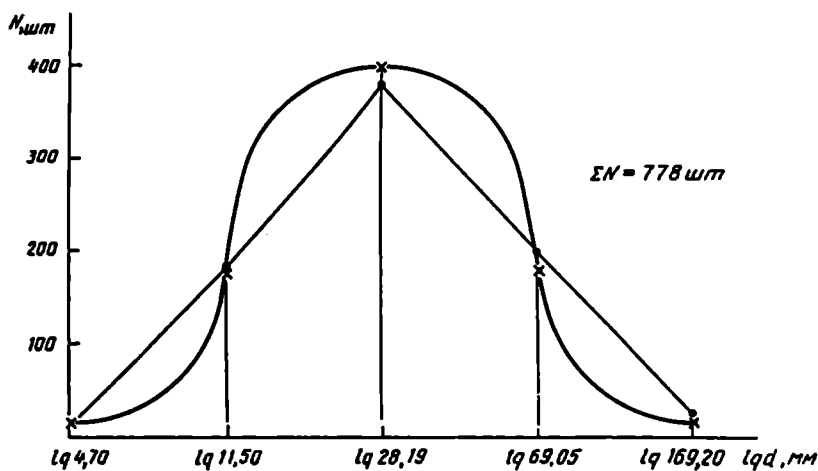


Рис. 4.7. Полигон и аппроксимирующая его кривая по данным о распределении потребности в значениях главного параметра (модуля) цилиндрических зубчатых колес

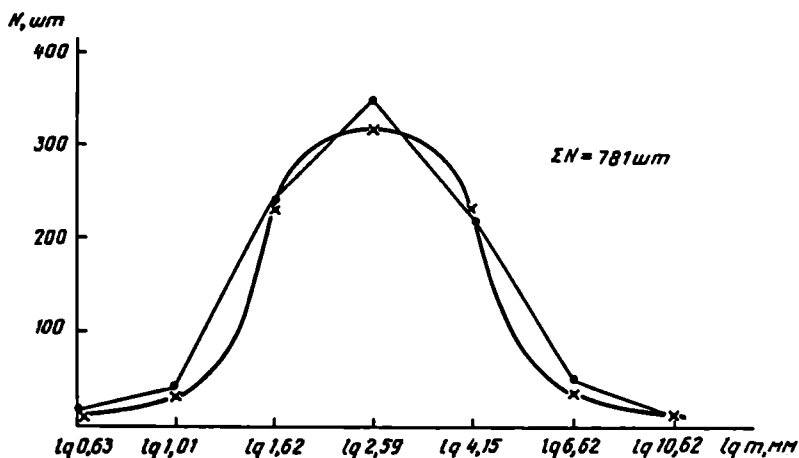


Рис. 4.8. Полигон и аппроксимирующая его кривая по данным о распределении потребности в значениях главного параметра (внутреннего диаметра) втулок подшипников скольжения

Таблица 4.6

Оценка соответствия эмпирического распределения значений модуля прямозубых зубчатых колес логарифмически нормальному распределению

Интервалы значений модуля, мм	Промежуточные параметры					Ординаты логнормальной кривой		Частоты при логарифмической нормальной кривой		
	$x, \lg x$	$N_1, \text{шт.}$	$\lg x - \lg x$	$\frac{(\lg x - \lg x)^2}{N(\lg x - \lg x)^2}$	$\frac{N(\lg x - \lg x)^2}{\lg x \cdot \lg x} = \delta$	$f(t)$	$Np, \text{шт.}$	$N - Np, \text{шт.}$	$(N - Np)^2$	$\frac{(N - Np)^2}{Np}$
0,5-0,8	0,63 -0,1993	7	-0,6128	0,3755	2,63	0,0037	2,9	4,1	16,8	5,8
Св. 0,8-1,28	1,01 +0,0043	42	-0,4092	0,1675	7,07	0,0488	38,2	3,8	14,4	0,38
" 1,28-2,05	1,62 +0,2095	188	-0,2040	0,0416	7,82	0,2371	185,0	3,0	9,0	0,05
" 2,05-3,28	2,59 +0,4133	342	-0,0002	0,0000	0,00	0,3989	311,5	30,5	930	2,99
" 3,28-5,25	4,15 +0,6180	156	+0,2045	0,0418	6,55	0,2371	185,0	29,0	841	4,53
" 5,25-8,40	6,62 +0,8228	41	+0,4095	0,1677	6,88	0,0498	38,9	2,1	4,4	0,11
" 8,40-13,40	10,62 +1,0261	5	+0,6126	0,3752	1,82	0,0037	2,9	2,1	4,4	1,53
Суммы	2,8947	781	-1,2242 ≈ +1,2266	32,76						15,39

$$\lg x = \frac{\sum \lg x}{n_j} = \frac{2,8947}{7} = 0,4135; \quad \delta = \sqrt{\frac{\sum N \cdot (\lg x - \lg x)^2}{n - 1}} = \sqrt{\frac{32,76}{781 - 1}} = 0,200; \quad i = \lg x_j - \lg x_{j-1} = 0,2040;$$

$$\frac{n \cdot i}{\varepsilon} = \frac{781 \cdot 0,2040}{\varepsilon} = 796,62$$

Таблица 4.7

Оценка соответствия эмпирического распределения размеров
внутреннего диаметра втулок подшипников скользящего логарифмически нормальному распределению

Интервалы значений диаметра, мм	Промежуточные параметры						Ординаты логнормальной кривой $(f(t))$	Частоты при логарифмической нормальной кривой			
	x, lg x	N, шт.	lg x - lg x	$(\lg x - \lg x)^2$	$N_x (\lg x - \lg x)^2$	$t = \frac{\lg x \cdot \lg x}{\delta}$		Np, шт.	N - Np, шт.	$(N - Np)^2$	$\frac{(N - Np)^2}{Np}$
3 - 7,35 Св. 7,35 - 18 Св. 18 - 44,2 Св. 44,2 - 108 Св. 108 - 260	4,70 0,6717	10	-0,7784	0,6059	4,874	-2,495	0,0177	17,178	-7,178	51,524	2,999
	11,50 1,0609	176	-0,3892	0,1515	26,664	-1,247	0,1833	177,894	-1,894	3,587	0,020
	28,19 1,4501	372	0,0000	0,0000	0,000	0,000	0,3989	387,134	-15,134	229,038	0,592
	69,05 1,8393	196	0,3892	0,1515	29,694	1,247	0,1833	177,894	+18,106	327,827	1,843
	169,20 2,2285	24	0,7784	0,6059	14,542	2,495	0,0177	17,178	+6,822	46,540	2,709
Суммы	7,2505	788	-1,1676 = = +1,1676		75,747						8,163

$$\delta = \sqrt{\frac{\sum N \cdot (\lg x - \lg x)^2}{n \cdot 1}} = 0,312;$$

$$\lg x = \frac{\sum \lg x}{n_j} = \frac{7,2505}{5} = 1,4501;$$

$$i = \lg x_j - \lg x_{j-1} = 0,3892;$$

$$\frac{n \cdot i}{\delta} = \frac{778 \cdot 0,3892}{0,312} = 970,505$$

енной по закону геометрической прогрессии. В этом случае, если предположить, что такое массовое явление, как распределение потребности в различных значениях некоторого параметра большого числа однотипных деталей, как правило, близко к нормальному закону, то вероятности каждой пары фактических значений параметра, равноотстоящих от модального значения, должны быть одинаковы. Это, в свою очередь, требует для построения нормальной кривой принятия значений параметра в логарифмическом виде (для обеспечения равных расстояний между соседними значениями на оси абсцисс) т.е. приводит к логарифмически нормальному распределению.

В связи со сказанным выполнено исследование изменения значений γ при логарифмически нормальном законе.

Предварительно произведен числовой анализ изменения в пределах диапазона унификации.

Как сказано выше, для деталей машин рекомендован в случае нормального и логарифмически нормального распределения диапазон унификации, охватывающий для одномерных распределений около 93 % полной области применимости, что соответствует примерно $\pm 1,808$ (92,81 %).

Так как γ является относительной безразмерной величиной, то определение γ для различного числа членов ряда в пределах $\pm 1,808$ производилось с помощью таблиц [36] значений интеграла вероятностей (функции Лапласа). Для этого устанавливалась величина интервала, обслуживаемого членом ряда $-\frac{3,608}{f}$, где f – принятое количество членов ряда. Затем рассчиты-

вались значения границ последовательных интервалов и по таблицам интеграла вероятностей определялась плотность $\Phi(t)$ для каждой границы. Относительная применимость (в долях единицы) для каждого члена ряда устанавливалась как разность между значениями $\Phi(t)$ для обеих границ интервала. Отношением полученных величин для соседних членов определялась величина γ_i , значения которой рассчитаны для числа членов ряда $f = 2 - 40$ (приложение 3).

Произведенные числовые расчеты для различного числа членов показали, что величина γ_i , в пределах $\pm 1,808$ уменьшается практически монотонно при переходе от меньших значений параметра к большим.

Рассмотрим вопрос о влиянии изменения величины γ_i , на знак расчетного неравенства (4.125).

Примем неравенство (4.125) за равенство и обозначим вычисленное для этого случая значение γ_i через γ_0 . Предположим, что величина γ_0 находится между крайними значениями γ_i для рассматриваемого ряда. Определим, как будет меняться знак неравенства при изменении значений γ_i .

Вопрос об изменении знака определяется при постоянной величине члена $\frac{1}{q^u}$, тем, какое из двух степенных выражений $-(1 + \gamma_i)^{n+1}$ или γ_i^{n+1} изменяется на большую величину при изменении основания (увеличении или уменьшении) на одну и ту же величину, т.е. при подстановке иных значений γ .

Был проведен числовой анализ при различных сочетаниях наибольших и наименьших вероятных значений γ (13,07 и 0,29), возникающих при ма-

лых количествах членов в ряду, и значениях $n + 1$ в диапазоне 0,60–0,95, охватывающем область значений, обычно встречающихся при регрессионном анализе данных по деталям машин. Анализ показал, что при постоянном показателе степени (меньше единицы и больше нуля) двух сравниваемых степенных выражений с увеличением оснований на одинаковые величины разница между результатами возведения в степень большего и меньшего оснований уменьшается, а при уменьшении оснований на одинаковую величину — увеличивается.

Отсюда следует, что при подстановке γ_i , большего, чем γ_0 , выражение γ_i^{n+1} увеличивается на большую величину, чем выражение $(1 + \gamma_i)^{n+1}$, т.е. левая часть неравенства (4.125) становится меньше правой. Соответствующее изменение происходит при подстановке γ_i , меньших, чем γ_0 .

Таким образом, при $\gamma_i > \gamma_0$ неравенство (4.125) имеет вид

$$(1 + \gamma_i)^{n+1} < \frac{1}{q^u} + \gamma_i^{n+1}, \quad (4.135)$$

а при $\gamma_i < \gamma_0$

$$(1 + \gamma_i)^{n+1} > \frac{1}{q^u} + \gamma_i^{n+1}. \quad (4.136)$$

Из (4.135) и (4.136) следует, что при $\gamma_i > \gamma_0$ эффективнее (меньше расходы) более разреженный ряд, а при $\gamma_i < \gamma_0$ — более сгущенный. Данное обстоятельство с учетом показанного выше уменьшения величины γ_i при переходе от наименьшего члена ряда к наибольшему объясняет причину того, что в большом числе случаев параметрические ряды деталей машин состоят из участков рядов, знаменатели которых уменьшаются от участка к участку в направлении увеличения значения параметра.

Исследованием неравенства (4.125) при различных значениях $n + 1$ и u установлено, что в рядах с большими значениями $n + 1$ значение γ_0 , соответствующее участку изменения знака неравенства, также больше, чем в рядах с меньшим значением $n + 1$. С увеличением u значение γ_0 уменьшается. Следует отметить, что степень влияния изменения величины $n + 1$ на изменение величины γ_0 существенно выше, чем степень влияния изменения величины u .

Числовой анализ, проведенный по неравенствам (4.127) — (4.130), которые более сложны, чем неравенство (4.125), но структурно сходны с ним, показал, что указанная выше закономерность сгущения оптимального ряда в направлении больших значений параметра полностью сохраняется, причем в этих случаях тенденция к сгущению ряда еще более усиливается.

При меньшем числе членов сопоставляемого ряда R40 (в диапазоне унификации) сгущение ряда проявляется более резко, чем при большем числе членов. Это объясняется тем, что соотношение $\gamma_{нб} : \gamma_{нм}$ значительно больше при небольшом числе членов.

4.6. Метод оптимизации параметрических рядов деталей машин по точкам перехода

Методы построения параметрических рядов деталей должны:

позволять по номенклатуре и характеру исходных данных, потребных для реализации расчетной процедуры, производить построение рядов на начальных этапах проектирования унифицируемых изделий общемашиностроительного применения (ОМП), обеспечивать построение оптимальных рядов с наименьшими народнохозяйственными расходами (или наибольшим народнохозяйственным эффектом) при условии обеспечения установленного (или оптимального) технического уровня изделий, принятых ограничений на структуру ряда и числовые значения параметров, а также других необходимых ограничений;

обеспечивать построение оптимальных рядов при структуре целевых функций типа приведенных в разд. 4.4;

осуществляться с помощью вычислительных операций, практически реализуемых вручную или на современных ЭВМ;

обеспечивать получение объективных результатов.

Результаты исследования, изложенного в разд. 4.5 и установившего объективные причины распространенной структуры параметрических рядов деталей и связь ее с целевыми функциями, позволили разработать новый метод построения оптимальных рядов главного параметра деталей машин [10, 12, 61, 67].

В разд. 4.5 показано, что значение главного параметра, для которого $\gamma_i = \gamma_0$, соответствует точке изменения знака расчетных неравенств. Это обстоятельство и положено в основу метода.

Метод применим с использованием всех разработанных неравенств (4.125) — (4.130). В качестве критерия оптимизации принят минимум приведенных народнохозяйственных расходов при обеспечении оптимального (или рационального) уровня значений удельных эксплуатационных показателей унифицированных деталей.

Рассмотрим метод для случая использования расчетных неравенств типа (4.127), учитывающих расходы в сферах производства, эксплуатации и при менения при проектировании машин.

Предварительно по данным применимости соответствующих не унифицированных деталей, подлежащих замене унифицированными, определяется характер распределения значений главного параметра и по критериям согласия подбирается ближайший теоретический закон распределения. В большинстве случаев для достаточно большого числа значений параметра и при наличии представительной выборки для деталей машин, как показано выше, наиболее подходящим оказывается закон логарифмически нормального распределения.

Будем рассматривать именно этот случай. Определяем по конкретным данным константы K_1, K_2, P, B, H неравенства (3.33).

В качестве исходного примем естественное для деталей машин положение, что каждый член ряда (типоразмер) обслуживает диапазон потребности от номинального значения параметра этого члена ряда до ближайшего меньшего.

Далее определяем рациональный диапазон унификации (см. гл.2) и округляем его границы до ближайших значений из стандартного ряда Ra40.

Сравнение целесообразно производить для четырех наиболее применяемых стандартных рядов — Ra5, Ra10, Ra20, Ra40.

Рассчитываем число членов ряда Ra40 в диапазоне унификации по выражению

$$f = \frac{\lg A_f - \lg A_o}{\lg q}, \quad (4.137)$$

где A_o — наименьшее значение параметра на границе диапазона унификации; A_f — наибольшее значение параметра; q — знаменатель ряда.

Далее определяем по рассчитанным таблицам значений γ_i и N'_{i-1} для соответствующего f (приложение 3) либо расчетом с использованием таблицы интеграла вероятностей, значения γ наименьшего ряда Ra40 (как правило, соответствует последним двум членам) и N'_{i-1} для предпоследнего члена. Решаем расчетное неравенство для последнего члена ряда Ra20 и двух последних наибольших членов ряда Ra40 и определяем знак неравенства. Если знак показывает, что меньше расходы на член ряда Ra20, то, в соответствии с положениями разд. 4.5, можем считать, что ни один член ряда Ra40 не принадлежит оптимальному ряду, и переходим к сравнению рядов Ra10 и Ra20. При этом применяется расчетная процедура, аналогичная вышеизложенной (т.е. определяется γ_i для последних двух членов и т.д.). Если знак неравенства, сравнивающего члены рядов Ra20 и Ra40 указал на большую эффективность последних двух членов ряда Ra40, то необходимо определить наибольшее значение γ_i (как правило, соответствует первым двум членам ряда) для ряда Ra40 и N'_{i-1} для первого члена. Решаем неравенство для этого участка. Если окажется, что и здесь эффективнее члены ряда Ra40, то оптимальным во всем диапазоне унификации является ряд Ra40 и дальнейшие расчеты не требуются. В предыдущем параграфе показано, что в оптимальных рядах деталей знаменатель прогрессии либо постоянен, либо увеличивается от участка к участку по мере движения от наименьших γ_i (при наибольших значениях параметра) к наибольшим γ_i , в случае, если оптимальными оказались наибольшие и наименьшие члены некоторого ряда с постоянным знаменателем, то внутри диапазона унификации в оптимальный ряд не могут входить члены рядов с другим знаменателем.

В случае, если при решении неравенства для первых членов ряда Ra40 знак неравенства изменился по сравнению с неравенством для последних членов и указал на меньшие расходы на член ряда Ra20, необходимо искать характеристическую точку с $\gamma_i = \gamma_o$, т.е. точку перехода к участку оптимального ряда с другим знаменателем. Как показано выше, γ_o характеризует зону, где неравенство обращается в равенство. Для определения точки перехода определим значение γ_i и решим неравенство для средних членов ряда Ra40, затем решаем неравенство для середины той из двух половин диапазона, на краях которой неравенства оказались с противоположными знаками, затем вновь решаем неравенство для одной из двух четвертей диапазона, для которой краевые неравенства имеют противоположные знаки. Решения неравенств производятся до тех пор, пока не будет обнаружено равенство,

либо пока процесс деления участков не приведет к получению двух неравенств для соседних членов, которые имеют противоположные знаки. Значение параметра, расположенного на границе между членами, охватываемыми этими неравенствами, и соответствует точке перехода. Таким образом, устанавливаем, что оптимальному ряду принадлежит участок ряда Ra40 от наибольшего значения параметра до точки перехода. Далее переходим к анализу оставшегося участка диапазона унификации, но уже при сравнении рядов Ra10 и Ra20. Определяется γ_i и $N'_{i,1}$ для наибольших двух членов ряда Ra20 на оставшемся участке и решается неравенство. Дальнейшая расчетная процедура соответствует вышеизложенной. Расчет производится вплоть до наименьших значений параметра у границы диапазона.

При необходимости в случае, если оказываются принадлежащими оптимальному ряду участки рядов Ra40 или Ra5, эти участки могут быть соответственно сопоставлены с участками рядов Ra80 и Ra5/2.

В связи с базированием на поиске характеристических точек метод назван методом точек перехода.

Как видим, при применении метода удается избежать непосредственного анализа величин затрат по некоторым из сравниваемых рядов целиком во всем диапазоне унификации, либо на значительных участках этого диапазона. Особенно это касается более разреженных рядов — R5, R10.

В связи с этим для установления математической корректности метода было показано, что на участках рядов, не подвергаемых непосредственному анализу, не может оказаться типоразмеров, затраты на которые ниже, чем затраты на соответствующие члены рядов иной густоты, относящихся к оптимальному ряду. При применении разработанного метода обязательно путем решения расчетных неравенств производится сравнение расходов на соответствующем участке рассматриваемого и соседнего из числа сравниваемых рядов. Поэтому для доказательства корректности метода было показано, что в любых из всевозможных случаев расходы на члены непроверяемых рядов (или их частей) на любом рассматриваемом участке диапазона будут больше, чем расходы для соответствующих членов другого ряда, рассчитанных с помощью неравенств и отнесенных к оптимальному ряду.

Для полного машинного построения оптимального ряда главного параметра деталей машин разработана приведенная на рис. 4.9 принципиальная блок-схема для ЭВМ, охватывающая решение следующих задач: построения многофакторных корреляционных моделей себестоимости по собранным статистическим данным (использован стандартный алгоритм по схеме АИНФ); определения постоянных для всех расчетных неравенств (включая расчеты потребностей в запасных частях по годам); построения эмпирического закона распределения и проверки по критерию Пирсона его соответствия теоретическим законам; определения рационального диапазона унификации и построения оптимального ряда методом точек перехода.

Процедура решения на ЭВМ (см. рис. 4.9) в части построения ряда методом точек перехода соответствует изложенной выше.

Метод точек перехода помимо расчета рядов деталей, имеющих распределение главного параметра по нормальному и логарифмически нормальному законам, может применяться также для построения рядов деталей с рас-

пределением параметра по другим законам. При этом в случае, если отношение потребностей в соседних членах (γ_i) изменяется монотонно при переходе от малых значений параметра к большим, то необходим расчет соответствующих данному закону значений γ_i и процедура расчета практически не меняется. Если же закон распределения таков, что γ_i изменяется не монотонно (что мало вероятно для распределения главного параметра деталей), то расчеты неравенств придется вести для большого числа или даже всех членов ряда.

По классификации, предложенной в разд. 4.1, метод точек перехода следует отнести к частным методам математического программирования.

Основной областью применения метода построения параметрических рядов по точкам перехода является построение оптимальных параметрических рядов (рядов главного параметра) деталей и сборочных единиц, распределение потребности в которых может быть аппроксимировано непрерывными зависимостями (функциями) одновершинного (униmodalного) типа.

Применение данного метода не предусматривает обязательное использование ранее выпускавшихся типоразмеров; можно строить оптимальный параметрический ряд с рациональной структурой, базирующейся на анализе данных о ранее изготавливавшихся типоразмерах.

Построение рядов данным методом наиболее целесообразно при проведении работ по унификации, стандартизации деталей и сборочных единиц в условиях разработки новых гамм оборудования, систем машин и т.д. при замене моделей выпускаемого оборудования на предприятиях и в отраслях с многономенклатурным единичным или серийным характером производства (станкостроение, тяжелое машиностроение, различные подотрасли машиностроения для легкой и пищевой промышленности, подотрасли строительного-дорожного машиностроения и т.д.). Метод предназначен также для применения при оптимизации рядов деталей и сборочных единиц в государственных и отраслевых стандартах, особенно при создании специализированных производств этих изделий.

При логарифмически нормальном распределении применение метода точек перехода наименее трудоемко. При построении рядов методом точек перехода используют критерии, целевые функции, расчетные неравенства и ограничения, приведенные в разд. 3.2 и 4.4.

Метод базируется на закономерностях рациональных структур рядов главного параметра деталей и сборочных единиц. Он применим не только для оптимизации рядов главного параметра, но и для рядов других основных параметров.

Изложенный метод имеет ряд преимуществ по сравнению с другими методами построения оптимальных параметрических рядов деталей, рассмотренными в разд. 4.2.

В связи с тем, что метод базируется на установленных закономерностях и факторах, определяющих структуру оптимальных рядов деталей, он является менее трудоемким, так как при его применении используются только отдельные составляющие различных видов расходов и не требуется, как это

необходимо при применении известных методов, производить полный расчет расходов; кроме того, при этом методе необходимо устанавливать составляющие расходов только по отдельным типоразмерам рядов, для которых решаются расчетные неравенства, а не по всем типоразмерам всех сопоставляемых рядов. Существенным отличием является то, что в силу базирования на закономерностях структур рядов метод точек перехода позволяет построить оптимальный ряд при наименьшем числе вычислительных операций (наименьшем числе шагов сравнения), т.е. является более эффективным по сравнению с известными методами, включая и машинные методы неклассической оптимизации. Среди последних методов наиболее универсальными являются процедуры с применением динамического программирования [29]. Такие методы применимы при оптимизации рядов различных изделий, однако, для оптимизации рядов деталей метод точек перехода, являясь более частным, позволяет получить решение с существенно меньшей трудоемкостью и за меньшее число операций. В противоположность методу динамического программирования метод точек перехода применим не только при использовании ЭВМ, но также удобен и для ручного расчета.

Одной из важнейших особенностей метода является обеспечение возможности получения более точного (более оптимального) результата по сравнению с другими методами в связи с учетом ранее не учитывавшихся факторов и дальнейшей разработкой математических моделей других факторов. Метод можно эффективно применять со сложными целевыми функциями, решение которых другими методами затруднено или невозможно.

Для сравнения эффективности данного и других методов целесообразно рассчитать для одного и того же случая оптимальные ряды по разным методами и определить народнохозяйственный эффект изготовления и эксплуатации по каждому из полученных рядов с помощью целевых функций (4.108), (4.111), (4.114), (4.115), (4.117).

Выполненные расчеты показали, что ряды, построенные методом точек перехода с применением целевых функций (4.108), (4.111), (4.114), (4.115), (4.117), обеспечивают повышение народнохозяйственного эффекта на 30–120% по сравнению с рядами, построенными по методикам [19, 21, 62, 66], что объясняется, прежде всего, введением в расчет ряда важных дополнительных влияющих факторов сферы эксплуатации.

Положительной особенностью является также то, что по сравнению с другими методами, использующими различными чисто математические приемы отыскания минимума расходов, при данном методе сама процедура расчета минимума расходов основывается на представлении о рациональной структуре оптимального ряда.

В связи с тем, что метод точек перехода и полученные расчетные неравенства основываются на учете изменения показателей γ_r , $N'_{i,1}$, подчиняющихся широко распространенным для деталей машин закономерностям (логарифмически нормальное распределение), установлена принципиальная возможность расчета таблиц, в которых определена структура ряда в зависимости от числовых значений постоянных (n , u и др.). В табл 4.8 при-

веден фрагмент таких таблиц для случая простейшего расчетного неравенства типа (4.125). Наличие таких таблиц позволяет определять структуру ряда в каждом конкретном случае непосредственно без проведения расчетов (при допустимости некоторой ошибки, так как таблицы могут быть рассчитаны для некоторых дискретных значений постоянных). Отличия в структуре рядов (см. табл. 4.8) при разных f и u подтверждают положения разд. 4.5.

Т а б л и ц а 4.8

Структуры оптимальных рядов при различных значениях показателей степени u , n расчетных неравенств

$f_{R40} \quad u = 1,6; \quad n = -0,1$	$u = 2,0; \quad n = -0,1$
8 1 чл. Ra 10; 2 чл. Ra 20	3 чл. Ra 20; 2 чл. Ra 40
9 1 чл. Ra 40/5; 2 чл. Ra 20	1 чл. Ra 40/3; 2 чл. Ra 20; 2 чл. Ra 40
10 1 чл. Ra 10; 3 чл. Ra 20	4 чл. Ra 20; 1 чл. Ra 40
11 1 чл. Ra 40/5; 3 чл. Ra 20	5 чл. Ra 20; 1 чл. Ra 40
12 1 чл. Ra 20/3; 3 чл. Ra 20	1 чл. Ra 40/3; 4 чл. Ra 20; 1 чл. Ra 40
13 1 чл. Ra 40/5; 4 чл. Ra 20	1 чл. Ra 40/3; 4 чл. Ra 20
14 1 чл. Ra 20/3; 4 чл. Ra 20	7 чл. Ra 20
15 1 чл. Ra 40/5; 5 чл. Ra 20	1 чл. Ra 40/3; 6 чл. Ra 20
16 1 чл. Ra 20/3; 5 чл. Ra 20	8 чл. Ra 20
17 1 чл. Ra 40/3; 6 чл. Ra 20	1 чл. Ra 40/3; 7 чл. Ra 20
18 1 чл. Ra 20/3; 6 чл. Ra 20	9 чл. Ra 20
19 1 чл. Ra 40/5; 7 чл. Ra 20	1 чл. Ra 40/3; 8 чл. Ra 20
20 1 чл. Ra 20/3; 7 чл. Ra 20	10 чл. Ra 20

4.7. Метод оптимизации параметрических рядов деталей машин заменой типоразмеров

Метод построения параметрических рядов заменой (исключением) типоразмеров предназначен для построения рядов деталей и сборочных единиц в отраслях и объединениях с массовым характером производства отдельных типоразмеров, программы выпуска которых существенно превышают программы выпуска других типоразмеров деталей или сборочных единиц того же типа (например, сельскохозяйственное машиностроение, некоторые подотрасли машиностроения для легкой и пищевой промышленности, химического и нефтяного машиностроения, приборостроения и т.д.) при модернизации и замене отдельных моделей выпускаемого оборудования в условиях, когда поставлена задача сохранения конструкции и размеров наиболее массово изготавливаемых типоразмеров на специализированных производствах, а также при постановке задачи минимальной переработки наиболее массово изготавливаемых моделей оборудования и наименьшей перестройки массовых производств.

Процедура метода состоит в следующем. По собранным данным применимости (фактического изготовления) строят гистограмму распределения

программ выпуска типоразмеров рассматриваемого изделия (с внесением соответствующих коррективов на ожидаемый рост программ выпуска). Определяют границы диапазонов унификации, как указано в гл. 2. По гистограмме отбирают наиболее массово и специализированно изготавливаемые типоразмеры, которые принимают в качестве исходных базовых типоразмеров строящегося ряда.

Исходя из требований к оборудованию, в котором будут применять детали и сборочные единицы из строящегося ряда, производят проверку технического уровня базовых типоразмеров. В случае целесообразности повышения их технического уровня выполняют расчеты методами, изложенными в гл. 3. При этом ставится задача минимального изменения конструкции, габаритных и присоединительных размеров. Установленный технический уровень принимают для всех типоразмеров, либо, при целесообразности, его дифференцируют для разных типоразмеров.

Составляют расчетные неравенства типа (4.125) – (4.130) для сравнения расходов за срок службы комплектуемого оборудования по годовым программам выпуска по каждому из отобранных базовых i -х типоразмеров и ближайшему меньшему из изготавливаемых $(i-1)$ -му типоразмеру – с одной стороны и по i -му типоразмеру при замене им $(i-1)$ -го типоразмера с учетом изменения себестоимости от изменения программы выпуска. стоимости завышения массы сопряженных деталей от применения i -го типоразмера вместо $(i-1)$ -го и с учетом расходов на техническую подготовку производства сопряженных деталей, измененных вследствие указанной замены типоразмеров (расходы на техническую подготовку можно условно отнести к выпуску первого года):

$$\sum_{j=1}^g C'_{i,j} \cdot N_{i,j} + \sum_{j=1}^g C'_{i-1,j} \cdot N_{i-1,j} \neq \sum_{j=1}^g \frac{N_{i,j} \cdot t_{i-1}}{N_{i-1,j}''} + g \cdot \eta_c \cdot \eta_G \cdot (G_i - G_{i-1}) \cdot N'_{i-1} + K_{\text{т.п}} \cdot \eta_c \cdot \eta_G \cdot G_i \cdot N'_{i-1}, \quad (4.1)$$

где $N_{i,i-1}$ – суммарная годовая программа выпуска i -го и $(i-1)$ -го типоразмеров, шт.; $K_{\text{т.п}}$ – коэффициент увеличения себестоимости ввиду расходов на техническую подготовку производства (желательно определять $K_{\text{т.п}}$ по фактическим данным; при их отсутствии можно пользоваться следующими ориентировочными значениями: при годовой программе выпуска 50–100 шт. $K_{\text{т.п}} = 1,0$; при 200–500 шт. $K_{\text{т.п}} = 0,8$ –0,3; при 1000–3000 шт. $K_{\text{т.п}} = 0,2$ –0,1).

Остальные условные обозначения соответствуют принятым в разд. 4.4.

Величины $N_{i,j}$, $N_{i-1,j}$ определяют по (4.49) – (4.54).

В случае, если расходы на объединенный типоразмер окажутся меньшими, составляют аналогичное неравенство для случаев замены i -м типоразмером двух типоразмеров – $(i-1)$ -го и $(i-2)$ -го.

В этом случае к левой части неравенства (4.142) добавляют член, характеризующий расходы на $(i-2)$ -й типоразмер, а в правой части в первом члене в числителе записывают суммарную программу по трем типоразмерам, два других члена правой части неравенства записывают отдельно для $(i-1)$ -го и $(i-2)$ -го типоразмеров. Если и в этом случае расходы на объ-

единенный типоразмер окажутся меньше, то аналогично составляют неравенство для объединения четырех типоразмеров. Если же при анализе второго неравенства окажется, что меньше расходы на типоразмер, объединяющий только i -й и $(i - 1)$ -й типоразмеры, то на данном участке окончательно принимают в оптимальном ряду i -й типоразмер и исключают $(i - 1)$ -й. Аналогичным образом проводится анализ по всем принятым за базовые массовым типоразмерам. На участках, оставшихся после этого не охваченными анализом, производится аналогичный анализ, начиная с наибольшего из нерассмотренных типоразмеров на данном участке.

В результате последовательного рассмотрения расходов по типоразмерам на всех участках диапазона унификации образуется оптимальный ряд. При необходимости на участках с большим разрежением могут быть произведены подобным образом проверки целесообразности введения в оптимальный ряд добавочных (ранее не изготавливавшихся) типоразмеров.

Если при вышеизложенном анализе рассматривают только типоразмеры с отличающимися значениями главного параметра, но имеются еще исполнения с различными значениями основных параметров при одном значении главного, то в результате анализа получается ряд, который условно может быть отнесен к параметрическим (ряд главного параметра). Если же отсутствуют типоразмеры с разными значениями основных параметров при одном значении главного, то построенный ряд является типоразмерным, так как его построением определены все необходимые типоразмеры как по главному, так и по всем основным параметрам и дальнейший анализ не требуется.

Использованный в данном методе прием сравнения расходов по фактически изготавливаемым и объединяемым типоразмерам подобен приему, изложенному в работе [21].

ПОСТРОЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ТИПОРАЗМЕРНЫХ РЯДОВ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Как показано в гл. 1 следующим за построением оптимального параметрического ряда (ряда главного параметра) этапом работ по унификации деталей является построение оптимального типоразмерного ряда. Действительно, так как помимо главного параметра детали имеют несколько основных, то возникает необходимость построения при каждом значении главного параметра сочетаний различных значений, основных параметров. Таким образом, для каждого значения главного параметра выстраивается ряд значений какого-либо из основных параметров. Для каждого значения основного параметра может оказаться целесообразным построить ряд из нескольких значений следующего параметра и т. д. Ввиду сложности этого процесса, как правило, раздельно строились ряды значений основных параметров (без какой-либо оптимизации) по произвольно выбранному стандартному ряду предпочтительных чисел (обычно R10 или R20). Затем вокруг каждого значения главного параметра группировали, исходя из общих инженерных соображений, по два или несколько наборов основных параметров и так получали типоразмерный ряд. Естественно, такой ряд оказывался весьма далеким от оптимального. Попытки раздельной последовательной оптимизации рядов основных параметров также не могли дать в результате оптимальный типоразмерный ряд.

Очевидно, что оптимальный типоразмерный ряд может быть получен только в результате совместной, одновременной оптимизации исходных рядов наборов конкретных числовых значений основных параметров деталей. Такая задача является многомерной (многопараметрической).

Были предложены пути оптимизации многомерных рядов, например, с помощью метода "ветвей и границ" и некоторых других [39]. Однако практическое использование этих методов для построения рядов деталей весьма затруднительно и сопровождается рядом не всегда выполняемых ограничений.

В связи с этим было проведено специальное исследование, позволившее разработать практическую методику построения оптимальных типоразмерных рядов деталей машин [51, 52].

Рассмотрим разработанную методику построения типоразмерных рядов несущих деталей машин на примере построения типоразмерного ряда пар цилиндрических зубчатых колес коробок скоростей для станкостроения (для токарных, фрезерных, сверлильных станков). Унификация проводилась парами колес, соответствующими определенным передачам и реализующим определенное передаточное отношение. За главный параметр принято межосевое расстояние.

Анализ показал, что распределение потребности в значениях главного параметра подчиняется логарифмически нормальному закону и примерно 93 %-ный диапазон охватывает передачи с межосевым расстоянием в 50 – 200 мм. С учетом прогнозируемых данных о номенклатуре подлежащих изготовлению станков окончательный диапазон унификации по межосевым расстояниям принят в 60 – 250 мм.

В связи с тем, что унификация колес производится парами перед построением оптимального типоразмерного ряда необходимо построить оптимальный ряд передаточных чисел. Полученная гистограмма показала, что более 50 % исходных зубчатых передач имеют передаточные числа 1,0 – 1,6, а 95,6 % – 1 – 4.

Для оптимизации ряда передаточных чисел коробок скоростей станков разработана целевая функция, в которой сопоставлены расходы на изготовление коробки скоростей (расходы уменьшаются с уменьшением густоты рядов чисел оборотов шпинделя, т. е. с уменьшением числа передач в коробке) и стоимость обработки на станке (расходы на инструмент уменьшаются с приближением к оптимальным скоростям резания, с увеличением густоты рядов чисел оборотов шпинделя).

$$P = C_{\text{кор}} + C_{\text{ин}} = \left[2 (1 + d) \cdot 6,077 \cdot a_{\text{шп}}^{0,533} \cdot \left(\frac{n_{\text{нб}}}{n_{\text{нм}}} \right)^{0,530} \cdot (\varphi_0^i)^{-2,657} \times \right. \\ \left. N^{-0,131} + C_{\text{ч}} \right] + \left[\frac{(V_{\text{опт}} \cdot \sqrt{\varphi_0^i})}{M \mu} \cdot \frac{t_{\text{маш}}}{t_{\text{маш}} + t_{\text{немаш}}} \cdot S_{\text{ин}} \cdot K_3 \cdot \eta \cdot \phi \right], \quad (5.1)$$

где P – общие затраты до первого капитального ремонта станка; $C_{\text{ин}}$ – расходы на изготовление и эксплуатацию собственно инструмента до первого капитального ремонта станка; $d = \frac{C_{\text{тек. рем.}}}{C_{\text{кор.}}} = 1,25$ для токарных станков; $C_{\text{тек. рем.}}$ – расходы на текущий ремонт коробки скоростей; $C_{\text{кор.}}$ – себестоимость коробки скоростей; $a_{\text{шп}}$ – межосевое расстояние промежуточного вала и шпинделя, определяющее, в основном, габариты коробки; $\frac{n_{\text{нб}}}{n_{\text{нм}}}$ – диапазон изменения чисел оборотов шпинделя, связанный

с кинематической сложностью коробки; N – годовая программа выпуска коробок скоростей; $C_{\text{ч}}$ – себестоимость части станка без коробки скоростей (не зависит от числа передач коробки); φ_0 – знаменатель наиболее сгущенного ряда чисел оборотов шпинделя, $\varphi_0 = 1,06$; i – целое натуральное число; $V_{\text{опт}}$ – оптимальная скорость резания при экономической стойкости инструмента для наиболее часто обрабатываемого на станке материала; $M = \frac{C_v \cdot k}{t^x \cdot S^y}$ – показатель условий резания для точения;

C_v – постоянная, зависящая от обрабатываемого материала, материала реза и пр.; k – коэффициент, учитывающий влияние на скорость резания угла в плане, обрабатываемого материала и размера инструмента; t – гл-

бина резания; S – подача; $\mu = \frac{1}{m}$; m – показатель относительной стойкости; $t_{\text{маш.}}$ – машинное время обработки в минутах; $t_{\text{немаш.}}$ – немашинное время обработки в минутах; $S_{\text{ин.}}$ – затраты на эксплуатацию

режущего инструмента за период его стойкости в рублях; K_z — коэффициент загрузки станка; η — срок службы станка до первого капитального ремонта в годах; Φ — общий годовой фонд времени работы станка в минутах.

В табл. 5.1. приведены результаты расчета суммарных расходов, Π для определения оптимальных значений передаточных чисел φ по указанной целевой функции для токарных станков при условии черного точения твердосплавным резцом заготовок типа валов из стали марки 40Х.

Т а б л и ц а 5.1

Себестоимость коробок скоростей токарных станков $C_{кор}$ и инструмента $C_{ин}$ при разных значениях передаточного числа

Экономические показатели	$\varphi = 1,06$	$\varphi = 1,12$	$\varphi = 1,26$	$\varphi = 1,41$	$\varphi = 1,58$
$C_{кор.}$, руб.	3878	3658	3303	3043	2852
$C_{ин.}$, руб.	976	1120	1453	1896	2473
Π , руб.	4854	4778	4756	4939	5325

Как видно из таблицы, минимальные затраты получаются при $\varphi = 1,12 - 1,26$.

Целевые функции, разработанные для построения рядов главного параметра, не охватывают, да и не могут охватить все факторы, возникающие на следующем этапе — этапе оптимизации типоразмерных рядов, когда уже определена конструкция и примерные соотношения основных параметров (размеров). В частности, при построении рядов главного параметра трудно учесть различные критерии прочности, соотношения размеров, технологию изготовления. Перечисленные показатели целесообразно учитывать на этапе оптимизации основных параметров деталей машин, которые, в совокупности с главным параметром, характеризуют и определяют в значительной мере их прочность и несущую способность. В работе [21], дан косвенный учет показателей прочности при оптимизации деталей. Однако при построении упорядоченных рядов унифицированных деталей (не методом исключения типоразмеров из исходного ряда) для всех типоразмеров, как правило, устанавливается одинаковый уровень качества [12]. В этих случаях применение способа косвенного учета затруднительно и дает в значительной степени условное решение. Для более точного оптимизационного расчета целесообразно непосредственно учесть прочностные показатели, т. е. необходимо прямое включение критериев работоспособности деталей машин в целевую функцию оптимизации.

Исследованию и разработке методов оптимизации параметров при проектировании цилиндрических зубчатых передач посвящен ряд работ, где в качестве критерия оптимизации принята минимизация объема или массы. Оптимизация при проектировании определенной зубчатой передачи осуществляется для конкретных эксплуатационных условий и режимов нагружения. В отличие от этих случаев, оптимизация при унификации передач имеет целью построение оптимальных типоразмерных рядов для при-

менения в широком диапазоне изменения условий эксплуатации. Указанные отличия условий применения унифицированных зубчатых передач от условий применения специальных передач могут приводить к тому, что для одного и того же типоразмера в разных условиях определяющими могут оказаться различные критерии разрушения. Применение при унификации основных параметров зубчатых передач массы или объема в качестве критерия оптимизации не полностью обеспечивает учет народнохозяйственных затрат, так как не учитывается стоимость материала и нагрузочная способность по видам разрушения. В связи с этим при построении оптимальных типоразмерных рядов для сравнительной оценки технического уровня и эффективности различных зубчатых передач целесообразно в качестве критерия оптимизации выбрать удельную характеристику в виде отношения несущей способности передачи к народнохозяйственным затратам в сферах производства и эксплуатации. Применение данного критерия оптимизации позволяет непосредственно учесть прочностные показатели и эффективность использования материала.

Анализ характера изменения удельной характеристики $Q_i = \frac{P_i}{G_i}$ (P_i — несущая способность i -го типоразмера, G_i — его масса), определяющей в упрощенном виде выбранный критерий оптимальности, показал, что при варьировании главного и основных параметров цилиндрических зубчатых передач металлорежущих станков для передачи заданной нагрузки происходит значительное изменение числовых значений функции Q_i (на 15 — 20 %). Это подтверждает мысль, что выбранный критерий оптимизации чувствителен к изменению основных параметров и его целесообразно использовать для оценки оптимальности рядов наборов основных параметров зубчатых передач.

В табл. 5.2 приведены результаты анализа, позволяющие установить наборы основных параметров цилиндрических зубчатых передач с максимальным значением удельной характеристики. При этом передаваемая нагрузка из условия изгибной прочности, межосевое расстояние и передаточное число приняты постоянными.

Проведенные расчеты показывают, что выбор типоразмера с максимальным значением характеристики Q_i ограничивается видом критерия работоспособности (изгибная или контактная прочность), который изменяется в диапазоне варьирования основных параметров, а также коэффициентом ширины зуба φ_d . Варьирование наборов основных параметров цилиндрических зубчатых передач в установленном диапазоне унификации при оптимизации также может привести при заданном уровне качества к тому, что на отдельных участках ведущий вид разрушения меняется.

В табл. 5.3 приведен фрагмент расчета несущих способностей по изгибной и контактной прочности наборов основных параметров цилиндрических зубчатых передач приводов главного движения станков при заданном уровне допускаемых напряжений.

В качестве материала колес принята сталь 40Х, имеющая допускаемое напряжение по изгибу $\sigma_{FP} = 3,7$ МПа и по контактной прочности $\sigma_{HP} = 12,0$ МПа.

Наборы основных параметров цилиндрических зубчатых передач и соответствующие им значения эксплуатационных показателей

Межосевое расстояние a , мм	120				
Передаточное число u	1,41				
Соотношение чисел зубьев	70 : 50	56 : 40	47 : 33	40 : 28	35 : 25
Ширина венца B , мм	28	18	15	13	12
Модуль m , мм	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
Коэффициент ширины зубьев $\psi_d = 0,15 - 0,25$ (допускаемые пределы)	0,180	0,150	0,125	0,110	0,100
Нагрузочные характеристики зубчатой передачи					
Передаваемая нагрузка из условия изгибной прочности, кГ	500				
Передаваемая нагрузка из условий контактной прочности, кГ.	698,4	571,4	498,0	431,6	398,0
Критерий работоспособности	Изгибная прочность		Контактная прочность		
Удельная характеристика по изгибной прочности $Q_{из}$ $\frac{\text{кГ нагрузки}}{\text{кГ массы}}$	125,40	153,30	183,15	215,50	229,80
Удельная характеристика по контактной прочности $Q_{к}$ $\frac{\text{кГ нагрузки}}{\text{кГ массы}}$	175,16	175,20	182,40	186,00	183,20
Масса зубчатой передачи, кг	3,987	3,260	2,730	2,320	2,175

Таким образом, при оптимизации деталей машин, в частности, цилиндрических зубчатых передач, с учетом прочностного фактора необходимо установить ведущий вид разрушения, что позволит правильно оценить величины допускаемых нагрузок различных типоразмеров.

На основании вышепредложенного критерия оптимальности разработана функция Π_i для оптимизации наборов основных параметров деталей машин, которая учитывает критерии прочности, а также факторы, предложенные к учету в работе [12]. Функция Π_i , представляющая собой

Т а б л и ц а 5.3
Расчет несущей способности цилиндрических зубчатых передач при различных наборах основных параметров

Наборы основных параметров цилиндрических зубчатых передач				Передаваемая нагрузка из условия контактной прочности $P_{изг.}$, кг		Передаваемая нагрузка из условия контактной прочности $P_{конт.}$, кг					
a	u	m	b	Передаваемая нагрузка из условия контактной прочности $P_{изг.}$, кг		Передаваемая нагрузка из условия контактной прочности $P_{конт.}$, кг					
				$P_{изг.}$	$P_{конт.}$	$P_{изг.}$	$P_{конт.}$				
80	1,41	2,5	12	331	249	100	1,41	25	12	354	384
			16	441	333			16	472	512	
			20	526	397			20	563	610	
			25	658	496			25	704	763	
100	1,41	2,0	10	246	259	100	1,41	3,0	16	500	422
			12	296	311				20	604	481
			16	394	415				25	755	601
			20	470	495				30	906	721
			25	588	618						

отношение несущей способности i -го типоразмера детали машин к затратам за ее жизненный цикл, имеет вид

$$P_i = \frac{P_i \cdot \sum_{j=1}^g N_{ij}'}{C_i \sum_{j=1}^g N_{ij} + \eta_c \cdot \eta_G \cdot G_i \sum_{j=1}^g N_{ij}}, \quad (5.2)$$

где P_i — несущая способность i -го типоразмера детали, представленная в виде крутящего момента или окружной силы, кгс · м или кгс; N_{ij} — годовая программа выпуска для комплектования вновь изготавливаемых изделий, шт.; N_{ij}' — суммарная годовая программа выпуска i -го типоразмера в j -м году с учетом запчастей, шт.; G_i — масса i -го типоразмера детали, кг; G_i — себестоимость детали, определяемая по уравнениям (4.21) — (4.22), руб.; η_c — средняя стоимость 1 кг сопряженных деталей, масса которых изменяется в связи с применением унифицированной детали, руб/кг; η_G — средняя величина изменения массы сопряженных деталей, приходящаяся на 1 кг массы унифицированных деталей, кг/кг; g — срок (средний, нормативный или расчетный) службы комплектуемых деталями изделий, годы.

Разработанная целевая функция учитывает дополнительные потери от завышения массы при применении ближайшей большей унифицированной детали во всем диапазоне ее обслуживания, вместо потребной оригинальной.

Задачу оптимизации основных параметров деталей машин можно считать решенной, если будут определены такие наборы параметров (типоразмерный ряд), при которых целевая функция принимает максимальное значение, т. е.

$$\max F = \sum_{i=1}^{N_M} P_i, \quad (5.3)$$

где N_M — количество типоразмеров деталей машин в данном ряду.

При построении оптимального типоразмерного ряда должен накладываться ряд ограничений. В частности, при оптимизации основных параметров цилиндрических зубчатых передач ограничения могут быть использованы:

в типоразмерном ряду всех значений ранее построенного оптимального ряда главного параметра (межосевых расстояний);

в типоразмерном ряду всех значений ранее построенного оптимального ряда передаточных чисел;

при выборе значений модулей зубчатых колес из стандартного ряда в пределах диапазона унификации;

при выборе значений ширины венцов из наиболее ступенчатого стандартного ряда Ra 40 нормальных линейных размеров в пределах диапазона унификации;

при удовлетворении значениями чисел зубьев колес условия

$$20 \leq Z = \frac{2a}{(1+u)};$$

при выборе значений ширины венца с обеспечением условия

$$\Psi_a = \frac{s}{a} = 0,1 - 0,2.$$

Функция Π_i обычно выражается сложной нелинейной зависимостью от основных параметров и программы выпуска, поэтому оптимизация рядов с использованием данной функции сводится к задаче нелинейного программирования, решение которой весьма затруднительно. Была предпринята попытка решения задачи методом динамического программирования, использованного ранее [39] для оптимизации многомерных параметрических рядов. При решении задачи с помощью данного метода целевая функция должна удовлетворять некоторым условиям (свойства связности и квазивыпуклости). Однако численный анализ функции Π_i , проведенный с помощью ЭВМ серии ЕС 1022 на большом массиве исходных данных по основным параметрам зубчатых передач, показал, что функция Π_i многоэкстремальна. Для решения задачи оптимизации подобных многоэкстремальных функций, характерных для параметрических рядов деталей машин, предложен метод, который основывается на приведении задачи к условно одномерной. Метод состоит в том, что исходные подлежащие оптимизации наборы основных параметров, каждый из которых характеризует конкретный типоразмер детали, условно заменяют соответствующими этим наборам значениями несущей способности типоразмеров. Для решения полученной одномерной задачи эффективно применен метод оптимизации по точкам перехода, изложенный в разд. 4.6.

Рассмотрим последовательность проведения одновременной оптимизации основных параметров деталей машин с помощью предложенного метода. Обработку исходной совокупности деталей машин для определения диапазонов унификации по рассматриваемым параметрам производят по методике, предложенной в работе [62]. Для каждого типоразмера ранее построенного оптимального ряда главного параметра в пределах установленных диапазонов унификации строятся исходные ряды наборов основных параметров с густотой R_{40} . Затем для каждого набора основных параметров на основе обработки данных о программах выпуска подлежащих замене неунифицированных типоразмеров строится соответствующая теоретическая кривая распределения. По ней определяется программа выпуска каждого типоразмера исходного ряда. При этом вносятся коррективы с учетом прогнозов на планируемый период.

Далее для каждого типоразмера исходного ряда рассчитывается значение несущей способности P_i по ведущему виду разрушения и строится упорядоченный ряд $P_1 < P_2 < \dots < P_i < \dots < P_n$. Для деталей машин несущие способности находятся, как правило, либо в степенной, либо в линейной зависимости от основных размеров. Поэтому ряды несущих способностей P_i обычно близки к геометрической прогрессии, так как ряды основных параметров (размеров), как сказано выше, построены по геометрической прогрессии R_{40} .

Оптимизация осуществляется сопоставлением значений целевой функции для типоразмеров из рядов различной густоты посредством неравенств, предложенных в работах [61, 67], типа

$$\Pi_{ip} \neq \Pi_{1ir} + \Pi_{2ir}. \quad (5.4)$$

В оптимальный ряд включают значения несущих способностей, соответствующие типоразмерам для которых значения P_i в неравенствах оказываются большими. Оптимальный ряд может состоять из членов одного из сопоставляемых рядов несущих способностей или из участков рядов различной сгущенности.

Разработанная функция P_i и описанная выше методика оптимизации типоразмерных рядов деталей машин были применены при унификации венцов цилиндрических зубчатых колес металлорежущих станков. Унификация венцов цилиндрических зубчатых колес осуществлялась парами, так как в приводах главного движения и подач станков очень часто применяются кинематические схемы простых двухваловых механизмов с зубчатыми передачами, для которых необходимо постоянство межосевого расстояния при реализации нескольких передаточных чисел для ступенчатого регулирования частоты вращения валов.

При унификации цилиндрических зубчатых колес парами каждому значению межосевого расстояния ставится в соответствие ряд передаточных чисел и ряд сочетаний модулей с ширинами венцов. Оптимизация ряда главного параметра (межосевое расстояние) проводилась по методике [12, 61, 67]. В результате получен ступенчатый ряд, состоящий из членов рядов $Ra 10$ и $Ra 20$ в установленном диапазоне унификации: 60–80–90–100–110–120–140–160–180–200–220–250 мм.

Известно, что в практике построения рядов чисел оборотов и передаточных отношений множительных групп в приводах главного движения и подач металлорежущих станков по ряду геометрической прогрессии приняты различные для разных типов станков интервалы значений знаменателя. Например, для токарных станков средних размеров рекомендуется $\varphi = 1,26$ –1,58.

Выбор конкретных значений φ при проектировании станков базируется на инженерных соображениях. Построение оптимальных рядов передаточных отношений при унификации с оптимизацией позволяет в каждом конкретном случае уточнить значение φ . Применение оптимального ряда передаточных отношений обеспечивает уменьшение потерь в сферах производства и эксплуатации станков. При разработке целевой функции для оптимизации значений φ были учтены следующие противоречивые факторы:

уменьшение потерь от износа режущего инструмента в результате уменьшения степени отклонения фактической скорости резания от оптимальной с увеличением густоты рядов чисел оборотов;

упрощение конструкции коробок скоростей (уменьшение количества передач) и, соответственно, снижение себестоимости коробок при увеличении значений φ , т. е. при разрежении рядов чисел оборотов. Оптимизация значений φ производилась сопоставлением расходов на изготовление коробок скоростей различной сложности и расходов на обработку деталей с учетом изменения потерь в результате износа режущего инструмента, увеличивающегося с увеличением отклонения фактической скорости резания от оптимальной [51]. Для токарных станков при черновом точении твердосплавными резцами в результате расчета целевой функции получен оптимальный ряд передаточных отношений унифицированной номенклатуры зубчатых передач с $\varphi = 1,26$.

При построении целевой функции Π_i для совместной оптимизации значений основных параметров применена модель себестоимости, разработанная с введением дополнительных параметров, которые в значительной мере определяют объем деталей передачи. На основе регрессионного анализа данных из однородной совокупности зубчатых передач, применяемых в множительных группах приводов главного движения и подач токарных, фрезерных, сверлильных и расточных станков средних размеров, получено выражение себестоимости:

$$C_{з.п.} = 0,8919 a_i^{1,425} \cdot m_i^{1,199} \cdot u_i^{0,040} \cdot b_i^{0,660} \cdot \left(\frac{L}{a}\right)^{0,756} \times \\ \times p^{1,210} \cdot t^{-1,209} \cdot N_i^{-0,106}, \quad (5.5)$$

где a_i — межосевое расстояние зубчатой передачи, мм; m_i — модуль передачи, мм; u_i — передаточное число; b_i — ширина венца, мм; L — габаритный размер, перпендикулярный плоскости расположения главного параметра, например, длина ступицы, мм; p — стоимость 1 кг материала, руб.; t — показатель точности изготовления, баллы (см. разд. 4.3); N_i — годовая программа выпуска зубчатой передачи, шт.

Установлено, что для рассмотренной однородной группы цилиндрических зубчатых колес металлорежущих станков рациональное значение удельного эксплуатационного показателя [9, 61, 67] — допускаемого напряжения — равно $\sigma_{FP} = 4,0$ МПа. При этом ведущим видом разрушения оказалась изгибная прочность. Раскрывая Π_i введением уравнения для расчета изгибной прочности, уравнения, описывающего неравномерность нагрузки и динамические нагрузки, и уравнения себестоимости (5.5), получим функцию для совместной оптимизации основных параметров цилиндрических зубчатых передач с учетом прочностного фактора и ресурса (функцию для оптимизации типоразмерного ряда передач):

$$\Pi_{из.п} = \frac{\sigma_{FPY} \cdot Y_F \cdot m_i \cdot b_i \cdot \sum_{j=1}^g N_{ij}'}{0,8919 \cdot a_i^{1,425} \cdot m_i^{1,199} \cdot u_i^{0,040} \cdot b_i^{0,660} \cdot \left(\frac{L}{a}\right)^{0,756} \cdot p^{1,210} \times} \\ \times t^{1,209} \cdot \sum_{j=1}^g [N_{ij}' \cdot N_{ij}' + T_d \cdot (\mu_j - \mu_{j-1})]^{-0,106} + 0,004036 a_i^{1,425} \cdot m_i^{1,199} \times \\ \times u_i^{0,040} \cdot b_i^{0,660} \cdot \left(\frac{L}{a}\right)^{0,756} \cdot \eta_k \cdot \eta_G \cdot \sum_{j=1}^g N_{ij}', \quad (5.6)$$

где σ_{FPY} — допускаемое напряжение унифицированных колес по изгибу,

$\frac{\text{кгс}}{\text{мм}^2}$; Y_F — коэффициент формы зуба при номинальном напряжении;

T_d — средняя долговечность i -го типоразмера зубчатой передачи, годы; μ_j — определяется по (4.51).

Оптимизация основных параметров цилиндрических зубчатых передач с помощью функции (5.6) проводилась на ЭВМ серии ЕС 1022.

Фрагмент полученного оптимального типоразмерного ряда представлен в табл. 5.4.

Т а б л и ц а 5.4

Параметры оптимального типоразмерного ряда цилиндрических зубчатых передач (фрагмент)

$a_{\text{ш}}$	m	b	u	$a_{\text{ш}}$	m	b	u
80	2,0	14	1; 1,12; 1,25;	90	2,0	14	1; 2,24
			1,58; 1,78;			16	1; 1,58; 2,24
			2; 2,24; 2,51			18	1; 1,58; 1,78; 2; 2,24
80	2,5	13	1; 1,12; 1,25;	90	2,5	12	1; 1,58; 2,24; 1,12;
			1,41; 1,58			15	1,25; 1,41; 1,78
		16	1; 1,25; 1,78;			18	1,12; 1,25; 1,14;
			2; 2,24; 2,51				1,78; 2,51
							1; 1,12; 1,25; 1,41;
							1,58; 1,78; 2; 2,24;
							2,51

Разработанные метод совместной оптимизации основных параметров деталей машин и целевая функция наиболее эффективно могут быть применены при унификации деталей машин в межотраслевом, отраслевом, региональном масштабе, а также в масштабе крупных предприятий при больших номенклатурах типоразмеров.

Завершающим конструкторским этапом разработки унифицированной номенклатуры деталей является установление конкретных видов различных конструктивных элементов и их размеров для каждого типоразмера унифицированного типоразмерного ряда и значений различных параметров, не относящихся к основным. Иными словами, на этапе создания конструктивно-унифицированного ряда производят разработку рабочих чертежей для каждого члена типоразмерного ряда.

ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ДЕТАЛЕЙ И ЭФФЕКТИВНОСТИ ИХ ПРОИЗВОДСТВА В РЕЗУЛЬТАТЕ УНИФИКАЦИИ

6.1. Повышение качества

Унификация деталей, особенно завершающаяся созданием специализированных производств, приводит к более тщательной отработке унифицированных деталей при проектировании, повышению стабильности, уменьшению разброса значений параметров в производстве (обычно автоматизированном), применению наиболее целесообразных материалов и видов упрочнения. Все это обеспечивает повышение качества деталей, улучшение их эксплуатационных характеристик.

Повышение точностных показателей деталей, снижение разброса реально получаемых значений, возникающие при переходе от изготовления на универсальном оборудовании к изготовлению на автоматизированном, помимо прямого положительного эффекта приводят также к увеличению нагрузочной способности и ресурса деталей. Например, сужение фактического поля рассеивания толщины зубьев зубчатых колес в 1,5 раза приводит к увеличению в 1,04 раза гарантируемой допускаемой нагрузки. При повышении точности изготовления колес по шагу и профилю зубьев с 9-й степени точности до 7–8-й допустимая нагрузка может быть увеличена минимум в 1,12 раза [21]. Уменьшение разброса твердости зубьев даже при сохранении среднего значения также обеспечивает возможность повысить допускаемую нагрузку. Таким образом, повышение точности изготовления по размерным характеристикам, уменьшение разброса твердости, стабилизация микроструктуры позволяют применять унифицированные детали меньших размеров взамен больших неунифицированных, так как первые допускают более высокие нагрузки. Этот положительный эффект может существенно уменьшить отрицательное влияние увеличения массы применяемой ближайшей большей по допустимым нагрузкам унифицированной детали вместо требуемой по расчету оригинальной.

Повышение качества дает в большинстве случаев общий положительный эффект даже при некотором повышении расходов изготовления.

На одном из подшипниковых заводов при увеличении программы выпуска была произведена автоматизация процесса изготовления колец роликовых подшипников. При этом себестоимость увеличивалась на 21 %, а удельные капиталовложения возросли в 5,5 раза. Однако, долговечность подшипников, благодаря более совершенному технологическому процессу, увеличилась, в 2 раза, что обеспечило в целом народнохозяйственный эффект в размере 2,2 млн. руб. Капиталовложения окупились за 3,3 года.

Повышение программы выпуска детали при унификации приводит также к снижению потерь от брака. По данным американских специалистов,

если при программе выпуска деталей до 1 тыс. шт. доля брака составляла около 10 %, то с повышением программы до 2 тыс. шт. можно планировать снижение брака до 7 %, при программе 4 тыс. шт. — до 6 %, 5 тыс. шт. — до 5 %, 10 тыс. шт. — 3 %, 20 тыс. шт. — 2 %, свыше 20 тыс. шт. — 1 %.

Значительно снижаются потери от ошибок в чертежах при применении в проектах отработанных и испытанных в эксплуатации унифицированных деталей по сравнению с разработкой оригинальных. Из практики известно, что около одной трети потерь, связанных с простоями и ремонтом оборудования, вызваны ошибками в чертежах и неудачными конструкторскими решениями. Даже без учета потерь на брак и переделки изделий при изготовлении затраты только на исправление документации и все операции, связанные с внесением изменений, достигают 10 руб. на одно извещение. Цена одной ошибки конструктора первой категории составляет в среднем 18 руб. На некоторых отечественных машиностроительных предприятиях подсчитали, что от общего числа изменений документации на стадиях подготовки и производства доля изменений на этапах подготовки к изготовлению опытных образцов, их изготовления, отработки и испытания составляет около 53 %, на этапах подготовки проекта к серийному производству и в первом году его серийного выпуска — 31 %, а в течение второго и третьего годов — 16 %. Так как унифицированные детали по степени обработки обычно выше, чем оригинальные серийно производимые, то из вышеприведенных данных следует, что если число изменений при выпуске оригинальной детали принять за 100 %, то возможные изменения при выпуске унифицированных, ранее освоенных деталей, составляет не более 16 %, т. е. в 6—7 раз меньше.

6.2. Экономия материалов

Унификация деталей в результате повышения серийности позволяет внедрять более совершенные технологические процессы изготовления деталей с применением пластического деформирования, литья и др. Это, в свою очередь, позволяет максимально приблизить форму и размеры заготовок к форме и размерам готовых деталей, а значит повысить коэффициент использования металла, уменьшить его потери. Кроме того, при крупных сериях изготовления сама форма детали может быть принята более рациональной (в результате примененияковки, штамповки и т.д.) с заменой сплошных сечений более ажурными с соответствующими ребрами. Это приводит к дальнейшему снижению материалоемкости детали и к снижению массы изделия, в котором деталь будет применена. Особенно значительный эффект унификации в снижении материалоемкости проявляется при создании специализированных производств унифицированных деталей.

В табл. 6.1 приведены результаты исследования изменения коэффициента использования при изготовлении деталей станков токарной группы с различной серийностью.

Расход материала на изготовление деталей существенно различается при разных технологических процессах изготовления. Для сравнительной оценки могут быть использованы опубликованные специалистами данные

Таблица 6.1

Значение коэффициента использования металла при различных годовых программах выпуска станков

Годовая программа выпуска станков, шт.	Коэффициент использования	
	чугунного литья	стального проката
1 – 10	0,60 – 0,65	0,40
10 – 500	0,65 – 0,75	0,40 – 0,45
500 – 1000		0,45 – 0,50
500 – 2000	0,75 – 0,80	
Св. 1000		0,50 – 0,60
Св. 2000	0,80 – 0,85	

по взаимосвязи расхода металла G_p на изготовление детали и ее чистой массы G : $G_p = A \cdot G^n$, кг (6.1)

В табл. 6.2 приведены значения констант A и n для различных технологических процессов.

Таблица 6.2.

Значения констант A , n расчета расхода металла по уравнению (6.1)

Вид заготовки	Метод получения заготовки	Механическая обработка и форма детали	A	n
Отливка (серого чугуна)	Отливка в землю	–	1,75	0,91
		Частичная	2,20	0,87
Стальное литье	В корковые формы по выплавляемым моделям	–	1,68	0,94
		Частичная	2,26	0,93
	В корковые формы по металлическим моделям	–	1,71	0,95
		Частичная	2,32	0,92
Штамповка с нагревом (стального проката)	На прессах и ковочных машинах	–	1,18	0,96
		Частичная	1,49	0,95
		Полная	2,16	0,92
Холодная штамповка (стального проката)	Вырубка, формовка, вытяжка	Прямоугольный контур без закруглений	1,17	0,98
		Прямоугольный контур с вырезами и закругленными углами	1,58	0,98
		Круглый, овальный и сплошной формы контур	2,63	0,97

На снижение расхода металла влияет и повышение надежности долговечности унифицированных деталей по сравнению с заменяемыми оригинальными. Например, увеличение ресурса деталей двигателей на 50 % приводит к сокращению их производства примерно на 33 % ввиду уменьшения потребности в запасных частях [5].

В сельскохозяйственном машиностроении увеличение серийности звездочек цепных передач в результате их унификации позволило перейти от процессов образования зубьев резанием к их изготовлению методом горячей накатки, что, помимо экономии металла, обеспечивает повышение износостойкости зубьев на 30 — 50 %. О важности работы в этом направлении говорит такой пример: расход металлопроката на ремонтные цели за срок службы трактора превышает в 4 раза массу трактора [42]. Положительно сказывается на снижении расхода металла также ряд других факторов, связанных с унификацией: повышение технического уровня изделий, их производительности, повышение степени использования техники, уменьшение процента брака при автоматизированном производстве и др. [43, 44].

Приведем примеры, которые показывают конкретные значения экономии металла за счет повышения коэффициента использования при унификации деталей и создании их специализированных производств.

Создание специализированного производства крючковых цепей из штампованных звеньев обеспечило снижение расхода металла на 30 %, снижение себестоимости — в 1,5 раза при увеличении долговечности на 25 %.

На специализированном производстве унифицированных звездочек цепей расход металла уменьшился на 8–10 %, а долговечность звездочек увеличилась на 15–20 % по сравнению с аналогичными оригинальными звездочками. Масса унифицированных специализированно изготавливаемых шкивов клиноременных передач уменьшилась по сравнению с оригинальными на 3–10 %.

Особенно важна работа по снижению чистой массы унифицированных деталей, обеспечивающая повышение эксплуатационных показателей машин. Например, исследования, выполненные специалистами НАМИ, показали, что снижение собственной массы автомобиля влияет на максимальную скорость, быстроту набора скорости, расход топлива и среднюю скорость движения. На каждый процент снижения массы автомобиля, быстрота набора скорости повышается на 0,5 %, расход топлива при движении с постоянной скоростью снижается на 0,22 %, расход топлива при разгоне — на 1,3 %.

Увеличение серийности в результате унификации деталей во многих случаях позволяет перейти на эффективное изготовление этих деталей из пластмасс вместо ранее применявшегося металла. При этом в среднем по машиностроению 1 т пластмасс заменяет 3–5 т стали, 6–8 т чугуна, 6–7 т бронзы, 1–2 т алюминиевых сплавов. Следует указать, что пластмассы из-за разной плотности, различий механических свойств и способов переработки позволяют экономить разное количество металла. Так, 1 т волокниста заменяет 5–6 т чугуна, а 1 т полиэтилена — 8–10 т.

В таблице 6.3 приведены сравнительные данные по изготовлению одинаковых деталей в металлическом и пластмассовом исполнениях [49]. Как видно из таблицы, замена металла пластмассой дает существенный экономический эффект. Особенно целесообразна такая замена для антифрикционных деталей и деталей, не несущих значительных нагрузок (типа крышек, кожухов, кнопок переключения и т. п.). Следует отметить, что с ростом годовой программы выпуска затраты на изготовление пластмассовых деталей резко падают. Так, если принять за единицу затраты на изготовление пластмассовой детали при программе выпуска 1 тыс. шт.

Таблица 6.3

Сравнительные технико-экономические данные по изготовлению деталей в металллическом и пластмассовом исполнениях

Наименование детали	Годовая программа, шт.	Металлическое исполнение			Пластмассовое исполнение			Экономия	
		материал норма расхода, кг	трудоем- кость, нормо-ч	себесто- имость, руб.	материал норма расхода, кг	трудоем- кость, нормо-ч	себестои- мость, руб.	от сниже- ния себестоимости, руб.	от умень- шения рас- хода метал- ла, кг
Крышка	1050	СЧ 12-28 4,0	0,38	0,99	Волокнит 0,191	0,25	0,63	382	4200
Пробка	350	Сталь 35 0,267	0,20	0,29	Капрон 0,024	0,07	0,15	48	93,5
Втулка	240	ЛМЦС5-8-2 3,0	0,13	3,77	Капрон 0,043	0,07	0,20	855	720
Втулка	1620	Бр.ОМЦ6-6-3 0,5	0,19	0,85	Капрон 0,019	0,04	0,12	1180	810
Ограждение	300	Ст. 3 листовая 1,0	0,50	0,81	Полиэтилен 0,085	0,06	0,21	180	300
Кнопка	2200	Ст. 5 0,16	0,34	0,46	Пресс-поро- шок К18-2 0,018	0,02	0,08	840	352

в год, то при программе 10–50 тыс. шт. затраты уменьшаются в 2 раза, а при программе около 100 тыс. шт. — примерно в 3 раза.

При оценке целесообразности изготовления унифицированной детали из пластмассы вместо металла зачастую не учитывают резкую разницу в расходах материала в обоих случаях. Если при изготовлении металлических деталей коэффициент использования обычно равен 0,5–0,8, то при изготовлении пластмассовых деталей литьевым методом или прессованием коэффициент использования превышает 0,9. Например, при сравнении затрат на материал при изготовлении втулки подшипника скольжения точением из бронзового прутка и литьем из полиамида, следует учесть, что потребный объем полиамида будет примерно в 2 раза меньше.

При выборе или замене материалов для массовых унифицированных деталей следует уделять внимание не только ценам материалов, но и их дефицитности, капитальным затратам на наращивание выпуска того или иного материала, энергопотреблению при его изготовлении, тенденциям изменения цен и т. д. Так, производство пластмасс по сравнению с производством металла значительно менее энергоемко. Для изготовления и переработки 1 т полимеров требуется в 2,2 раза меньше энергии, чем для изготовления и переработки эквивалентного объема металла, а экономия трудовых затрат составляет 8 тыс. чел. - ч. Следует учитывать, что в последние 30 лет в СССР и за рубежом проявляется тенденция к снижению оптовых цен на пластмассы и росту цен на металлы [50].

Для облегчения ориентировочных расчетов при оценке целесообразности выбора для изготовления унифицированной детали того или иного материала с позиций учета потребного объема материала и его стоимости в работе [50] предложены сопоставления в относительных единицах (с учетом вероятных технологических процессов изготовления, средних коэффициентов использования материала при этих процессах, средних припусков на обработку), изложенные в табл. 6.4, где приведены значения эквивалентных объемов различных видов и марок материала, потребных для изготовления одинаковых антифрикционных деталей (за единицу принят потребный объем стали марки Ст. 3кп при изготовлении из нее детали резанием прутка) и относительной стоимости этих объемов.

Весьма перспективны и работы по замене при унификации деталей черных металлов легкими сплавами. При этом, естественно, необходима тщательная отработка конструкции. При определении толщины деталей из легких сплавов следует обеспечивать те же значения прочности и жесткости, которые были у заменяемых деталей из черных металлов. При этом должны быть обеспечены условия:

$$\frac{B_{л.с}}{B_{ч.м}} = \frac{\sigma_{бч.м}}{\sigma_{бл.с}}; \quad (6.2)$$

$$\frac{B_{ч.м}}{B_{л.с}} = \sqrt[3]{\frac{\epsilon_{л.с}}{\epsilon_{ч.м}}}, \quad (6.3)$$

где $B_{л.с}$, $B_{ч.м}$ — толщина деталей (листов) из легкого сплава и черного металла;

$\sigma_{бл.с}$, $\sigma_{бч.м}$, $\epsilon_{л.с}$, $\epsilon_{ч.м}$ — предел прочности и модуль упругости легкого сплава и черного металла. Выполненные в автомобильной промышленности

с учетом формул (6.2) и (6.3) расчеты показали, что, например, кузовные детали из листового алюминия должны быть на 40–50 % толще чем стальные. Однако отношение плотностей этих материалов составляет примерно 0,4, поэтому масса деталей из алюминия в два раза меньше массы аналогичных стальных деталей.

Т а б л и ц а 6.4.

Соотношение расхода различных материалов для изготовления одинаковых деталей

Наименование материала и марка	Плотность, кг/м ³	Стоимость единицы массы в относительных единицах	Стоимость единицы объема в относительных единицах	Технология изготовления деталей	Эквивалентный объем в относительных единицах	Стоимость эквивалентного объема в относительных единицах
Сталь Ст. 3 кп	7800	1	1,0	Резание из прутка. Резание из трубы Заливка основы То же " "	1,00	1,0
Баббит Б 88	7300	186	17,0		0,50	0,5
Баббит Б 18	9290	27	32,9		0,30	53,1
Баббит БН	9550	19	24,0		0,30	9,9
Баббит БКА	10500	9	12,8	"	0,30	7,2
Бронза Бр. ОФ 6,5–0,15 (лента)	8700	30	33,7	Штамповка	0,30	3,9
Бронза Бр. ОЦС 5-6-5	8800	13	15,1	Литье	0,25	8,4
Бронза Бр. ОС 10–10	9000	31	36,4	То же	0,50	7,6
Бронза АЖ 9–4 (пруток)	7500	11	10,7	Резание	0,50	18,2
Латуни ЛМцЖ, ЛАЖМц, ЛМцС	8500	8	8,8	То же	1,00	10,7
Цинковый сплав ЦАМ10–5	6300	8	6,8	Литье	0,50	4,4
Цинковый сплав ЦАМ 9–1,5	6200	8	6,5	То же	0,50	3,4
Порошки на основе железа	1900	8	2,0	Прессование Резание То же	0,50	3,3
Текстолит ПТ	1350	30	5,2		1,00	2,0
Текстолит ПТК	1350	51	9,0		1,00	5,2
Текстолит графитированный						9,0
ПТГ-1	1350	27	4,8	"	1,00	4,8
Полиамид-6	1120	16	2,3	Литье	0,37	0,8
Полиамид-6 вторичный	1120	10	1,5	То же	0,37	0,6
Полиамид стеклонаполненный						
КПС-30	1250	21	3,5	"	0,37	1,3
Фторопласт-4	2200	62	17,8	"	0,37	6,6
Фторопласты наполненные	2200	88	25,4	"	0,37	9,4

Унификация деталей и создание специализированных производств, на которых деталь является конечной продукцией, создают условия для более тщательных прочностных расчетов [45] каждого типоразмера, проведения разносторонних его испытаний, позволяющих уточнить расчеты.

Исследования показали, что повышение точности расчетов и, соответственно, снижение запасов прочности, базирующиеся на использовании вычислительной техники, на новейших представлениях о физико-механических процессах разрушения материалов, максимальном учете опыта эксплуатации, позволяют снизить массу деталей машин не менее чем на 6–10 %. Учитывая, что, как правило подвергается расчету каждая третья деталь в машинах, снижение массы этих деталей на 8 % приведет к экономии более 1 млн. т металлов.

В авиадвигателестроении, например, разработана и внедрена методика машинного проектирования дисков газотурбинного двигателя, которая включает проведение уточненных расчетов элементов дисков и позволяет найти оптимальное распределение толщины диска, удовлетворяющее условию минимума массы при заданных требованиях к прочности, долговечности и динамическим характеристикам. В результате обеспечивается экономия до 10–12 % металла [48].

6.3. Снижение трудоемкости и себестоимости

Известно, что увеличение серийности приводит к снижению трудоемкости и себестоимости. К тем же положительным результатам приводит и унификация, вызывающая увеличение серийности.

Подсчеты показывают, что доведение объема специализированно изготавливаемых унифицированных деталей до 25–30 % от общего выпуска деталей позволит снизить себестоимость всей продукции машиностроения не менее чем на 7–10 %.

Унификация обеспечивает снижение себестоимости деталей как за счет уменьшения расходов на зарплату, так и, главным образом, за счет уменьшения материалоемкости, так как стоимость основных материалов в себестоимости детали в 5–15 раз превышает расходы на зарплату.

Снижение себестоимости и трудоемкости при увеличении серийности можно проиллюстрировать производственными данными по детали типа рычага простой формы (табл. 6.5). При серийности до 100 шт. в год они изготовлялись на универсальных станках с себестоимостью и трудоемкостью, принятыми за 100 %.

С повышением годовой программы выпуска существенно сокращаются потери рабочего времени, а также время, затрачиваемое на переоборудование. Выполненные исследования показали, что средние потери рабочего времени в мелкосерийном производстве равны 24 %, среднесерийном – 23 %, крупносерийном и массовом – 14 %.

С увеличением серийности уменьшается удельный вес работников управления в общей численности работающих: в мелкосерийном и единичном производстве – около 32 %, в серийном – 21 %, в крупносерийном и массовом – 18–20 %.

Таблица 6.5

**Соотношение трудоемкости и себестоимости изготовления рычагов
при различных годовых программах выпуска**

Серийность, шт.	До 100	Св. 100 до 1000	Св. 1000 до 10000	Св. 10000 до 50000
Оптимальный технологический процесс	Обработка прутка на универсальном станке	Свободная ковка	Горячая штамповка	Точное литье под давлением
Трудоемкость, %	100	35	22	5
Себестоимость, %	100	50	24	6

Увеличение серийности также приводит к более рациональному перераспределению удельных весов составных частей штучного времени. Если при индивидуальном производстве машинное время составляет только 26 % штучного, то при мелкосерийном — 40 %, а при крупносерийном — 50 %.

Значительным резервом снижения себестоимости деталей с ростом серийности является уменьшение удельного веса накладных расходов. Так при переходе от единичного производства к серийному накладные расходы уменьшаются на 25 — 30 %.

Процент деталиеопераций, выполняемых на специализированном оборудовании, возрастает с 3—5 % при серийности около 1000 деталей в год до 70—75 % при серийности свыше 100 тыс. шт. до 1 млн тыс. в год.

Большое влияние на уменьшение себестоимости, материалоемкости и трудоемкости оказывает возможность совершенствования процессов образования заготовки с ростом серийности.

В табл. 6.6 приведены значения годовых программ выпуска деталей для перехода к образованию заготовок в виде поковок.

Таблица 6.6

**Минимальные значения годовых программ выпуска деталей для перехода
к образованию заготовок в виде поковок для различных групп сложности деталей**

Группа сложности	Материал деталей			
	сталь углеродистая	сталь конструкционная	сталь нержавеющая	сплавы титановые
	минимальная годовая программа, шт.			
Типа тел вращения и близких к ним	400	350	66	37
Плоские с небольшими выступами (накладки, рычаги и др.)	290	250	55	32

Группа сложности	Материал деталей			
	сталь углеродистая	сталь конструкционная	сталь нержавеющая	сплавы титановые
	минимальная годовая программа, шт.			
С односторонними ребрами	220	190	48	28
Арматурные (пробки, угольники, корпуса, краны)	165	150	40	26
Весьма сложной конфигурации	96	90	30	17

Следует отметить, что в пределах одного технологического процесса образования заготовок их себестоимость уменьшается с ростом серийности. Изменение себестоимости для поковок и штамповок показано в табл. 6.7

Т а б л и ц а 6.7

Влияние серийности поковок и штамповок на себестоимость

Поковка		Штамповка	
Серийность, шт.	Относительная себестоимость, %	Серийность, шт.	Относительная себестоимость, %
1 – 50	100	200 – 500	100
50 – 150	89	500 – 1000	61
150 – 300	84	1000 – 2000	47
300 – 450	79	2000 – 3000	44
Св. 450	68	Св. 3000	43

Характерным является также уменьшение абсолютной величины затрат, связанных с работой оборудования, при увеличении серийности. Например, эксплуатационные расходы в копейках за 1 час работы токарных станков нормальной точности равны: при единичном и мелкосерийном производстве – 1,3 – 1,6; при серийном – 0,8 – 1,2; при массовом – 0,5 – 0,7.

6.4. Эффективность специализации и концентрации производств унифицированных деталей

Создание и повсеместное развитие специализированных производств унифицированных деталей и узлов является одной из важнейших задач отечественного машиностроения.

Учитывая, что свыше 80 % предприятий страны имеют единичный и мелкосерийный характер производства, увеличение серийности, позволяющее применять более совершенные технологические процессы, снижать себестоимость и повышать качество продукции, может быть обеспечено, главным образом, посредством унификации составных частей и специализацией их производств. К. Маркс отмечал, что уровень развития производительных сил нации обнаруживается всего нагляднее в том, в какой степени развито у нее разделение труда. Разделение труда в материальном производстве и означает специализацию. Специализация производства в большинстве случаев сопровождается и концентрацией, т. е. укрупнением производства, что обеспечивает дополнительный экономический эффект.

Себестоимость изготовления деталей и сборочных единиц на специализированных производствах по сравнению с изготовлением на неспециализированных снижается для деталей и узлов механических передач примерно на 60 %, для гидравлических узлов — на 30 %, для деталей из металлокерамики — на 40 %, из пластмасс — на 30–50 % [1].

Производительность труда на предприятиях с высокой концентрацией производства по сравнению с раздробленными нецентрализованными в среднем выше: при изготовлении литых заготовок — в 2,0–2,5 раза; поковок и штамповок — в 2,0–2,3 раза; деталей из металлокерамики — в 4 раза; общемашиностроительных деталей — в 1,8–2,2 раза.

В качестве примера, как влияет рост концентрации производства деталей на технико-экономические показатели, приведем данные по производству пружин (табл. 6.8).

Т а б л и ц а 6.8

Уровень автоматизации и производительности труда в зависимости от концентрации производства пружин [1]

Годовой выпуск, тыс. шт.	Количество единиц универсального оборудова- ния на один специальный станок	Годовая выработка пружины на одного рабочего, тыс. шт.
До 10	17,06	5,0
10 – 20	10,00	5,9
21 – 50	5,45	14,2
51 – 100	3,58	19,9
101 – 500	3,12	23,6
501 – 1000	1,68	58,8
1001 – 2000	1,03	214,1
2001 – 5000	0,81	257,0
5001 – 10000	0,65	320,0
10001 – 20000	0,39	345,0
20001 – 50000	0,16	356,0

Резервы для расширения унификации деталей и создания специализированных производств у нас огромны.

В настоящее время изделия общемашиностроительного применения составляют не менее 20 % валовой продукции машиностроения, их выпуском занято около 25 % общей численности всех работающих в машиностроении, т. е. примерно 3 млн. производственного персонала. Детали, узлы и заготовки межотраслевого применения изготавливают более 17 тыс. предприятий, при этом специализированные предприятия выпускают всего около 2 % таких изделий [1]. Более чем на 2000 предприятий производится свыше 250 млн. зубчатых колес ста тысяч типоразмеров, на 1000 предприятий изготавливается более 11 млн. шкивов 26 тыс. типоразмеров, на 2000 предприятий — 6 млн муфт приводов более 500 типоразмеров. При обследовании ряда машиностроительных заводов установлено, что более 80 % заводов производят чугунное литье и детали крепления, свыше 70 % — поковки и горячие штамповки и около 80 % — зубчатые колеса. При этом стоимость 1 т поковок в мелких неспециализированных цехах составляет около 290 руб., а в крупных специализированных — 170 руб. Специализированно изготавливаемые зубчатые колеса стоят на 35 % дешевле и производятся с трудоемкостью в 2,5 раза более низкой чем неспециализированно изготавливаемые [7].

Удельный вес предприятий с поддетальной и поузловой специализацией составляет всего от 1,5 % в химическом и нефтяном машиностроении до 25,6 % в автомобильной промышленности. По подсчетам специалистов капиталовложения в создание специализированных производств окупаются за короткий срок. Например, специализированные производства звездочек цепных передач окупаются менее чем за год, валов — за 2,3 года, зубчатых колес — за 3 года. При учете возможного использования основных фондов, высвобождающихся при организации специализированных производств, срок окупаемости капитальных вложений значительно сокращается, например, для производства валов — до 0,9 года, зубчатых колес — до 1,7 года [7].

Т а б л и ц а 6.9

Уменьшение себестоимости различных деталей при специализации их производства

Наименование детали	Себестоимость детали, руб.		Экономия на одной детали, руб.
	до специализации	после специализации	
Втулка подшипника скольжения $\phi 30 \times \phi 38 \times 70$ мм	0,99	0,35	0,64
Крышка торцевая для подшипника $\phi 110$ мм	1,51	0,50	1,01
Цилиндрическое зубчатое колесо $m = 4, Z = 35$	2,65	1,80	0,85
Зубчатая муфта привода	7,60	4,20	3,40

Многочисленные исследования наших специалистов показывают, что каждый рубль, вложенный в специализацию производства, дает 8–15 рублей экономии. В табл. 6.9 приведены конкретные примеры экономии от специализации производства деталей.

На специализированных производствах высока технологическая оснащенность, что также обеспечивает значительный рост производительности труда. Так, на станкостроительных заводах при серийном и крупносерийном производствах коэффициент технической оснащенности соответственно равен: 1,4 – 2,0; 2,7 – 3,5; 7,8 – 10,6. На специализированных производствах вместо простых приспособлений типа оправок, кондукторов, подкладных штампов применяют более сложные с применением пневматики, гидравлики. Однако, несмотря на рост стоимости оснастки (из-за усложнения), эффективность ее применения на специализированных производствах весьма высока благодаря значительному повышению производительности труда.

Рост концентрации и специализации производства, снижая трудовые затраты на изготовление продукции, приводит к увеличению расходов на материалы в общей структуре расходов. Возрастает объем потребления материалов предприятием. Это, в свою очередь, оказывает большое влияние на организацию материально-технического снабжения. По мере укрупнения предприятия, организации на нем крупносерийного и массового специализированного производства возрастает концентрация потребления конкретных разновидностей материалов. Это создает условия для сокращения интервалов поступления материалов к потребителям непосредственно от изготовителей и на этой основе относительного сокращения объема складских запасов.

Положительно влияет специализация производства на основе унификации деталей и узлов на обеспечение непрерывности выпуска одноименной продукции, что приводит к снижению потребности в складских помещениях для готовой продукции, увеличению объемов потребления материалов одной марки, сокращению числа потребных типосортаментов материала, а это, в свою очередь, увеличивает размер партии одного типосортамента без переналадки прокатного стана. Сокращается также номенклатура обрабатывающего и мерительного инструмента.

Специализация и концентрация производства обеспечивают повышение качества продукции, стабильность значений показателей во времени.

Создание специализированных производств при увеличении серийности выпуска деталей, благодаря их унификации, приводит, как известно, к применению более совершенных ресурсосберегающих малоотходных технологических процессов. Например, обработка 1 млн. т проката методамиковки и штамповки в специализированном производстве обеспечивает по сравнению с обработкой резанием, широко применяемой в индивидуальном и мелкосерийном производствах, снижение отходов металла в 4–6 раз, экономию около 30 млн. станко-часов, высвобождение около 10 тыс. единиц металлорежущего оборудования, 30 тыс. рабочих и позволяет сэкономить около 50 млн. руб.

Весьма положительно сказывается на показателях концентрация специализированных производств. Чем выше концентрация производства однородной продукции и больше размеры производства, тем целесообразнее применение высокопроизводительного автоматизированного оборудования, выше производительность труда, больше доля активной части основных фондов, лучше, с большими значениями коэффициентов сменности, используется основное технологическое оборудование. По данным ЦСУ [1] при количестве металлорежущих станков на производстве от 50 до 100 шт. коэффициент сменности работы оборудования составляет в среднем 1,23, а при количестве станков свыше 2000 шт. коэффициент сменности возрастает до 1,46.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКОНОМИЧЕСКОГО ЭФФЕКТА ОТ РАБОТ ПО УНИФИКАЦИИ ДЕТАЛЕЙ

В работах по расчету экономического эффекта от работ по стандартизации и унификации [58, 59] указывается на необходимость учета годового народнохозяйственного эффекта во всех сферах жизненного цикла изделия — при разработке, изготовлении, хранении и эксплуатации. В [59] приведены формулы для расчета эффекта по факторам, которые целесообразно учитывать при расчете эффекта от унификации деталей (в формулы [59] внесены уточнения и доработки).

Годовая экономия от снижения затрат на разработку конструкторско-технологической документации

$$\mathcal{E}_д = (n_{т1} \cdot t_{р1} - n_{т2} \cdot t_{р2}) \cdot \mathcal{Z}_р, \quad (7.1)$$

где $n_{т1}, n_{т2}$ — годовое количество разрабатываемых типоразмеров деталей, сборочных единиц, изделий, технологических процессов, оснастки и инструмента, сборочных единиц; $t_{р1}, t_{р2}$ — средняя трудоемкость разработки одного типоразмера деталей, сборочных единиц, изделий, технологических процессов, оснастки и инструмента, чел.-ч; $\mathcal{Z}_р$ — среднечасовая заработная плата разработчика с учетом накладных расходов, руб.

Годовая экономия от снижения затрат на изготовление и испытание опытных образцов

$$\mathcal{E}_{он} = \mathcal{Z}_{о1} \cdot N_{о1} - \mathcal{Z}_{о2} \cdot N_{о2}, \quad (7.2)$$

где $\mathcal{Z}_{о1}, \mathcal{Z}_{о2}$ — средние затраты на изготовление и испытание опытного образца, руб.; $N_{о1}, N_{о2}$ — годовое количество изготавливаемых и испытываемых опытных образцов, шт.

Годовая экономия от унификации типосортаментов материалов для изготовления деталей

$$\mathcal{E}_{тм} = 0,5 \cdot E_n \cdot C'_м \cdot A_з \cdot \Delta n_m + C_{р.м} \cdot \Delta n_m, \text{ руб.}, \quad (7.3)$$

где E_n — нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений, равный 0,15; $C'_м, \Delta n_m$ — средняя цена (руб/т) и количество единиц, исключенных типосортаментов материалов; $A_з$ — масса нормативных запасов материалов на складах (на годовую программу выпуска); $C_{р.м}$ — среднегодовая экономия от снижения расходов на учет, обеспечение и раздельное хранение на общезаводском и цеховом складах, приходящаяся на один типосортамент, руб.

Годовая экономия от снижения затрат на материалы

$$\mathcal{E}_м = N_2 \cdot (H_{м1} \cdot C_{м1} - H_{м2} \cdot C_{м2}), \text{ руб.}, \quad (7.4)$$

где N_2 — годовая программа выпуска унифицированных деталей, шт.;

$C_{M1}, C_{M2}, H_{M1}, H_{M2}$ — цена 1 кг и норма расхода на единицу изделия в кг материала M_1 , применявшегося до унификации, и материала M_2 — после унификации.

Следует отметить, что экономия по этому фактору может быть получена во многих случаях не за счет применения после унификации более дешевого материала, а за счет снижения нормы расхода материала в результате повышения коэффициента его использования при применении более совершенных технологических процессов.

Годовая экономия от снижения трудоемкости изготовления

$$\mathcal{E}_{\text{тр}} = N_2 \cdot \sum_{i=1}^e (t_{i1} \cdot P_{i1} - t_{i2} \cdot P_{i2}), \text{ руб.}, \quad (7.5)$$

где $t_{i1}, t_{i2}, P_{i1}, P_{i2}$ — трудоемкость выполнения i -й технологической операции в чел.-ч. и часовая тарифная ставка с учетом начислений в руб. до и после унификации детали; e — общее количество операций.

Годовая экономия от снижения затрат на технологическую оснастку в результате унификации деталей

$$\mathcal{E}_o = E_n \cdot (C_o + C_{p.o.}) \cdot \Delta n_k, \text{ руб.}, \quad (7.6)$$

C_o — средняя цена комплекта оснастки на один типоразмер детали, руб.; $C_{p.o.}$ — среднегодовая экономия расходов на учет, выдачу, прием и хранение от сокращения числа типоразмеров оснастки, приходящаяся на один типоразмер детали, руб.; Δn_k — количество сокращенных типоразмеров деталей.

Годовая экономия от снижения затрат на инструмент

$$\mathcal{E}_u = (C_u + C_{p.u.}) \cdot \Delta n_k, \quad (7.7)$$

где C_u — средняя цена комплекта малоценного или быстроизнашивающегося инструмента, руб.; $C_{p.u.}$ — среднегодовая экономия расходов на учет, выдачу, прием и хранение от сокращения типоразмеров измерительного и режущего инструмента, руб.

Годовая экономия от снижения затрат при повышении использования оборудования

$$\mathcal{E}_{o.b} = N_2 \cdot (C_{M1} \cdot T_{o.b1} - C_{M2} \cdot T_{o.b2}), \quad (7.8)$$

где C_{M1}, C_{M2} — стоимость 1 часа работы оборудования, руб.; $T_{o.b1}, T_{o.b2}$ — норма времени работы оборудования на единицу детали, маш.-ч.

Годовая экономия от высвобождения основных производственных фондов

$$\mathcal{E}_{o.f} = R \cdot S \cdot \Phi \cdot E_n, \quad (7.9)$$

где R — численность условно высвобожденных производственных рабочих в результате унификации, чел.; S — удельная развернутая площадь зданий предприятия, приходящаяся на одного производственного рабочего, m^2 ; Φ — удельная стоимость основных фондов предприятия, приходящаяся на $1m^2$ общей развернутой площади зданий, руб.

$$R = \frac{\Delta t_n \cdot N_2}{T}, \quad (7.10)$$

где Δt_n — снижение трудоемкости изготовления детали в результате унификации, чел.-ч; T — годовой нормативный фонд времени одного производственного рабочего, ч.

Годовая экономия от сокращения оборотных средств (складских запасов деталей) при эксплуатации унифицированного изделия

$$\mathcal{E}_3 = 0,5 \cdot E_n \cdot D_{T_1} \left(1 - \frac{n_2}{n_1}\right), \text{ руб.}, \quad (7.11)$$

где D_{T_1} — стоимость нормативного запаса на складе до эксплуатации унифицированного изделия, руб.; n_1, n_2 — количество хранимых типоразмеров до и после унификации изделий данного типа, шт.

Для унифицированных деталей вышеуказанную экономию следует понимать, как экономию от сокращения складских запасов хранения запасных комплектов деталей для ремонта изделий, в которых детали эксплуатируются. В этом случае формулу (7.8) правильнее представить в виде

$$\mathcal{E}_3 = 0,5 \cdot E_n \cdot (D'_{T_1} - D'_{T_2} \cdot \frac{n_2}{n_1}), \text{ руб.}, \quad (7.12)$$

где D_{T_1}, D_{T_2} — стоимость годового нормативного запаса (для ремонтных целей на складе) деталей до и после унификации, руб.

Следует учитывать экономию от сокращения оборотных средств в производствах, где изготавливают изделия с применением унифицированной детали. Объем хранения в цеховых и заводских складах деталей уменьшается с уменьшением количества типоразмеров в соответствии с формулой (7.12).

Приведенные выше формулы для расчетов указанных составляющих экономии предусматривают, как правило, расчеты непосредственно по усредненным нормативам, например, средняя цена комплекта оснастки, среднегодовая экономия расходов на учет, выдачу, прием и хранение от сокращения числа типоразмеров оснастки, среднегодовая экономия расходов на учет, выдачу, прием и хранение от сокращения числа типоразмеров мерительного и режущего инструмента и т.п. Получение подобных данных на стадиях построения оптимальных параметрических и типоразмерных рядов планируемых к унификации типов деталей крайне затруднительно. Для их эффективного использования необходим сбор соответствующих данных по различным видам изделий и получение на их основе соответствующих нормативов.

Для ориентировочной оценки стоимости работ по конструкторской подготовке производства приведем данные по средней трудоемкости и средней стоимости проектирования детали (табл. 7.1), полученные переработкой, обобщением и корректировкой с учетом современных условий данных [53].

Обработка и обобщение данных [53, 54] показывают, что ориентировочно стоимость копировальных работ можно принимать равной 0,7 — 1,0 стоимости проектирования детали, стоимость разработки укрупненного технологического процесса обработки детали — 0,2 — 0,3 стоимости проектирования, операционного технологического процесса — 0,6 — 0,8 стоимости проектирования.

Таблица 7.1

Средние трудоемкость и стоимость проектирования детали

Тип детали	Степень сложности	Трудоемкость, чел.-ч.	Стоимость, руб.
Изготавливаемые механической обработкой из заготовки типа проката, поковки, штамповки, отливки	Простая	8	4
	Средней сложности	15	9
	Сложная	45	32
	Весьма сложная	60	42
Корпусные и отливные под давлением	Простая	20	10
	Средней сложности	40	24
	Сложная	80	56
	Весьма сложная	150	120

В табл. 7.2 приведены ориентировочные средние стоимости изготовления специальной технологической оснастки, полученные по скорректированным данным [54].

Трудоемкость конструкторских работ по унифицированной детали составляет примерно 0,3 от трудоемкости работ по оригинальной детали.

Таблица 7.2

Средние трудоемкость и стоимость изготовления специальной технологической оснастки

Виды оснастки	Средняя трудоемкость изготовления, нормо-ч	Средняя себестоимость, руб.
Формы для литья под давлением	330	610
Формы для литья по выплавляемым моделям	105	190
Пресс-формы для пластмасс	225	420
Штампы	70	125
Приспособления	60	120
Кондукторы	30	50

В работе [55] приведена наиболее подробная ориентировочная методика расчета экономического эффекта от унификации деталей. Для расчета эффекта от сокращения числа типоразмеров предложено пользоваться формулой типа:

$$\mathcal{E}_y = (n_1 - n_2) \cdot \eta, \quad (7.13)$$

где n_1 , n_2 — количество типоразмеров детали данного типа до и после унификации; η — средняя экономия от унификации одного типоразмера деталей, изменяющаяся в зависимости от типа детали и группы сложности.

В работе [55] содержится таблица значений η для девяти групп сложности. Однако, с учетом того, что при практическом пользовании таблицей невозможно точно отнести конкретную рассматриваемую деталь к одной из групп сложности при столь тонкой градации, была произведена переработка материалов таблицы из [54] со сведением деталей к трем группам сложности (табл. 7.3).

Таблица 7.3

Средние значения экономии η от унификации различных деталей, руб.

Типы детали	Группа сложности		
	простые	средней сложности	сложные
Рычаги, вилки	10	17	25
Крышки	9	16	22
Планки	9	17	23
Втулки	9	17	25
Кронштейны	9	17	24
Фланцы	9	17	25
Гильзы	10	19	30
Зубчатые колеса	12	20	25
Валы	11	20	33
Муфты, шкивы	12	20	30

Например, определим эффект от замены в машине девяти типоразмеров втулок средней сложности четырьмя:

$$\mathcal{E}_y = (9 - 4) \cdot 17 = 85 \text{ (руб.)}$$

Применение такой методики целесообразно для ориентировки на ранних этапах унификации деталей.

Для оценки соотношений эффективности унификации заимствованием деталей различной сложности и с разным характером преобладающей обработки можно в качестве примера рассмотреть табл. 7.4 [53], в которую сведены данные расчетов, выполненных на приборостроительном предприятии.

Таблица 7.4

Стоимость подготовки производства оригинальных деталей

Преобладающий вид обработки	Группа сложности деталей	Количество операций или переходов	Стоимость подготовки производства, руб.	
			без изготовления инструмента	с изготовлением инструмента
Токарные	Простые	До 3	7,16	7,16
	Средней сложности	Св. 3 до 5	18,16	18,76
	Сложные	„ 5	59,61	76,47
	Простые	До 3	6,45	6,45

Преобладающий вид обработки	Группа сложности деталей	Количество операций или переходов	Стоимость подготовки производства, руб.	
			без изготовления инструмента	с изготовлением инструмента
Револьверные	Средней сложности	Св. 3 до 5	14,60	16,11
	Сложные	„ 3	57,58	66,52
	Простые	До 5	6,57	6,57
Автоматные	Средней сложности	Св. 5 до 7	15,63	15,63
	Сложные	„ 7	42,18	61,34
	Простые	До 2	13,52	34,13
Фрезерные	Средней сложности	От 2 до 6	56,72	66,08
	Сложные	Св. 6	121,57	169,08
	Простые	До 4	47,13	142,20
Штампованные	Средней сложности	Св. 4 до 8	89,12	232,87
	Сложные	„ 8	257,34	150,19
	Простые	—	56,71	118,49
Прессованные из пластмассы	Средней сложности	—	100,62	267,18
	Сложные	—	300,56	525,50
	Простые	—	33,92	47,93
Отлитые под давлением	Средней сложности	—	57,53	121,04
	Сложные	—	196,71	195,84
	Весьма сложные	—	337,35	1961,10
Слесарно-каркасные	Простые	До 3	7,40	7,40
	Средней сложности	Св. 3 до 6	17,06	17,06
	Сложные	„ 6 до 10	48,25	69,13
	Весьма сложные	„ 10	85,18	127,28

В среднем в машиностроении трудоемкость изготовления покупной детали средней сложности составляет примерно 0,2 от трудоемкости аналогичной оригинальной детали, трудоемкость изготовления стандартной детали — 0,4, заимствованной — 0,6.

Применительно к деталям необходимо также учитывать эффект (положительный или отрицательный) воздействия размеров применяемой в конструкции машины унифицированной детали на размеры и массу сопряженных деталей по сравнению с воздействием заменяемой оригинальной детали. Для мобильных машин (транспортных и других) важен учет изменения расхода топлива или электроэнергии, вызываемого транспортированием массы унифицированной детали и сопряженных с нею деталей и массы заменяемой расчетной оригинальной детали и заменяемых.

Для учета при расчете экономического эффекта от унификации воздействия размеров унифицированной детали на массу сопряженных деталей

и расходы топлива следует применять уравнения и неравенства из разделов 4.3, 4.4.

Что касается непосредственного учета улучшения качества унифицированной детали по сравнению с заменяемыми оригинальными, то для несущих деталей (зубчатых колес, подшипников качения и скольжения, деталей крепления, муфт приводов и пр.) следует учитывать увеличение их ресурса, реализующееся в соответствующем изменении потребности в деталях на замену при ремонтах машин. Влияние этого фактора следует определять с помощью формул (4.49) – (4.54).

Помимо увеличения ресурсов повышение качества сказывается также на повышении вероятности безотказной работы. Это, в свою очередь, приводит к уменьшению числа внезапных отказов деталей рассматриваемого типа в процессе работы машины между плановыми ремонтами. С уменьшением числа внезапных отказов в единицу времени уменьшается и потребность в деталях на замену. Это обеспечивает дополнительный экономический эффект.

Следует отметить, что указанные факторы, связанные с повышением качества, проявляются также при применении унифицированных деталей взамен оригинальных, когда выбирается ближайшая большая по несущей способности унифицированная деталь вместо расчетной оригинальной. В этом случае возникающий запас несущей способности может положительно реализоваться в виде соответствующего увеличения ресурса и снижения потребности в запчастях (см. (4.63), (4.64)), а также в виде повышения вероятности безотказной работы.

Ниже приведена разработанная специалистами ВНИИНАШ методика учета повышения экономического эффекта от снижения потребности в запчастях в результате повышения вероятности безотказной работы от применения ближайшей большей унифицированной (или стандартной) детали по сравнению с потребной по расчету. Методика разработана для подшипников качения [7].

Как показано выше, в зависимости от густоты ряда унифицированных или стандартных деталей изменяется количество деталей данного типоразмера, имеющих, в связи с применением при пониженных нагрузках, долговечность вдвое и более превышающую номинальную. Установлено, что относительное количество деталей (по отношению к общему их количеству N_k), которое необходимо заменять при очередном плановом ремонте, так как в пересчете на один год срока службы равно:

$$\frac{1}{T_d} \cdot \frac{N_k - N_\delta}{N_k} = \frac{1}{T_d} \cdot \frac{q - \frac{q}{\delta}}{q - 1} \quad (7.14)$$

N_δ – годовая программа выпуска той части деталей какого-либо типоразмера, которая имеет за счет применения при пониженных нагрузках фактический ресурс в два и более раз превышающих номинальный; δ – отношение номинального значения параметра типоразмера из ряда к значению параметра типоразмера, соответствующего нагрузке (меньшей чем номинальная), при которой ресурс в два раза превышает номинальный (для номинального значения параметра); q – знаменатель ряда.

Для собственно расчета ежегодных количеств деталей, потребных для замены, следует пользоваться формулами (4.50), (4.63). Однако, для деталей с установившимся производством, типа подшипников качения, когда оптимизация рядов, как правило состоит в исключении некоторых типоразмеров, правильнее считать, что существует более или менее установившаяся средняя годовая потребность в запчастях с учетом разнообразия и разновременности запуска и выпуска комплектующих подшипниками машин, а также с учетом постоянного выхода из строя части машин.

При таком подходе потребное в год среднее количество (в относительных единицах) запасных деталей за q лет равно:

$$\frac{1}{T_d} \cdot \left(\frac{q}{T_d} - 1 \right) \cdot \frac{q - \frac{q}{\delta}}{q - 1} \quad (7.15)$$

На основе (7.15) получено следующее уравнение для расчета годового экономического эффекта от уменьшения потребности в запасных деталях за счет роста их долговечности из-за применения при пониженных нагрузках:

$$\begin{aligned} \Delta = (\Sigma N_{\Phi}) \cdot K_{\text{пр}} \cdot \Delta_{\text{долг}} = (\Sigma N_{\Phi}) \cdot K_{\text{пр}} \cdot F_{T_d-1} \cdot \frac{1}{T_d} \cdot \left(\frac{q}{T_d} - 1 \right) \times \\ \times \left(C_i' \cdot \frac{\nu_i^{n+1}}{\nu_{i,\Phi}^n} \cdot \frac{q_i - \frac{q_i}{\delta}}{q_i - 1} + C_{i+1}' \cdot \frac{\nu_{i+1}^{n+1}}{\nu_{i+1,\Phi}^n} \cdot \frac{q_{i+1} - \frac{q_{i+1}}{\delta}}{q_{i+1} - 1} + \dots \right. \\ \left. \dots - C_{i+1}' \cdot \frac{\nu_{i,i+1}^{n+1}}{\nu_{i,i+1,\Phi}^n} \cdot \frac{q_{i,i+1} - \frac{q_{i,i+1}}{\delta}}{q_{i,i+1} - 1} - \dots \right) \quad (7.16) \end{aligned}$$

где F_{T_d-1} — коэффициент приведения затрат $(T_d - 1)$ -го года; $q_i, q_{i+1}, q_{i,i+1}$ — отношение величины главного параметра i -го, $(i + 1)$ -го, $(i, i + 1)$ -го типоразмера к предыдущему; ΣN_{Φ} — суммарная фактическая годовая программа выпуска всех типоразмеров; $K_{\text{пр}}$ — коэффициент увеличения программы в рассчитываемом году по сравнению с исходным; q — средний срок службы машин, комплектующих деталями рассматриваемого типа; $\nu_i; \nu_{i+1}; \nu_{i,i+1}$ — годовые программы выпуска в долях единицы i -го, $(i + 1)$ -го, объединенного $(i, i + 1)$ -го типоразмеров при теоретическом законе распределения; $\nu_{i,\Phi}; \nu_{i+1,\Phi}; \nu_{i,i+1,\Phi}$ — то же, но фактическая; C_i' — себестоимость i -го типоразмера.

Необходимо отметить, что в случае если $q_i: \delta \leq 1$ весь множитель в уравнении (7.14), в который входят q_i и δ , принимается равным единице.

Проведенное исследование показало, что, в связи с тем, что каждый типоразмер унифицированных деталей обслуживает определенный диапазон изменяющихся нагрузок, в зависимости от густоты ряда изменяется уровень надежности (безотказности), что приводит к изменению потребности в запасных деталях для замены внезапно выходящих из строя в течение межремонтного цикла.

В результате исследования на примере подшипников качения разработаны уравнения для расчета изменения расходов на запасные части при изменении уровня безотказности в зависимости от густоты ряда.

На основе данных стандарта ИСО 281/1 и с учетом того, что зависимость долговечности и вероятности безотказной работы подшипников хорошо описывается уравнением Вейбулла, получено следующее уравнение для вероятности безотказной работы в j -м году ($T_{\text{д}} = 1$ при вероятности безотказной работы $P_{T_{\text{д}}} = 0,90$):

$$P_j = e^{-\left(\frac{j}{T_{\text{д, абс}} \cdot 4,467}\right)^{1,5}}, \quad (7.17)$$

где $T_{\text{д, абс.}}$ — срок службы до плановой замены в годах. Количество $N_{\text{над, ед. } i}$ унифицированных деталей (в долях единицы), потребное в год на замену внезапно отказавших деталей i -го типоразмера в течение срока $T_{\text{д, абс.}}$, предлагается определять с помощью средней величины вероятности безотказной работы за год, вычисляемой как среднее арифметическое между вероятностями безотказной работы в течение первого и последнего годов межремонтного цикла. Вероятности для каждого из этих лет определяются, в свою очередь, как средние для случаев работы при наибольшей и наименьшей нагрузках в пределах диапазона обслуживания данного типоразмера. Таким образом получено:

$$N_{\text{над, ед. } i} = \frac{1}{2} - \frac{P_{i,1} + P_{i,1,\text{max}} - P_{i,T_{\text{д}}-1} - P_{i,T_{\text{д}}+1,\text{max}} + P_{i,T_{\text{д}}} + P_{i,T_{\text{д}},\text{max}}}{4}, \quad (7.18)$$

где $P_{i,1}$; $P_{i,T_{\text{д}}}$; $P_{i,T_{\text{д}}-1}$ — вероятность безотказной работы данного типоразмера в конце первого, последнего и предпоследнего годов (обычно принимается $P_{T_{\text{д}}} = 0,90$) при номинальной нагрузке; $P_{i,1,\text{max}}$; $P_{i,T_{\text{д}},\text{max}}$; $P_{i,T_{\text{д}}-1,\text{max}}$ — то же, но при наименьшей нагрузке диапазона обслуживания.

В результате анализа на основе зависимости (7.17) установлено:

$$P_1 = e^{-\left(\frac{1}{T_{\text{д, абс}} \cdot 4,467}\right)^{1,5}}, \quad (7.19)$$

$$P_{1,\text{max}} = e^{-\left(\frac{1}{T_{\text{д, абс}} \cdot T_{\text{д, max}} \cdot 4,467}\right)^{1,5}}, \quad (7.20)$$

$$P_{T_{\text{д}}} = e^{-\left(\frac{1}{4,467}\right)^{1,5}}; \quad (7.21)$$

$$P_{T_{\text{д}},\text{max}} = e^{-\left(\frac{1}{T_{\text{д, max}} \cdot 4,467}\right)^{1,5}} \quad (7.22)$$

Так как наименьшая нагрузка в диапазоне обслуживания типоразмера d_i несущественно превышает наибольшую нагрузку P_{i-1} для меньшего типоразмера d_{i-1} , то принимаем наименьшую нагрузку для d_i равной P_{i-1} . Так как нами принято, что при номинальной нагрузке $T_d = 1$, то из известной формулы

$$T_d = \left(\frac{C_{\text{дин}}}{P} \right)^{\beta}, \quad (7.23)$$

где $C_{\text{дин}}$ — динамическая грузоподъемность подшипника, P нагрузка, следует, что $C_{\text{дин}} = P$. Наибольшая долговечность (при наименьшей нагрузке $P_{i-1} = C_{\text{дин } i-1}$ равна:

$$T_{d, \max} = \left(\frac{C_{\text{дин}, i}}{C_{\text{дин}, i-1}} \right)^{\beta}, \quad (7.24)$$

где $\beta = 3,00$ — для шариковых подшипников, $\beta = 3,33$ — для роликовых подшипников.

Если допустить, что выпуск машин, комплектуемых подшипниками, равномерен в течение года, то общий срок работы всех установленных типоразмеров подшипников за срок службы машин равен:

$$\frac{1}{2} g \sum_1^k N', \quad (7.25)$$

где N' — количество подшипников некоторого типоразмера, устанавливаемых в течение одного года в машины определенной модели или типа; K — количество типоразмеров подшипников рассматриваемого типа.

Годовой экономический эффект (принимается как средний за g лет) от применения типоразмеров из оптимального ряда по сравнению с заменяемыми типоразмерами равен:

$$\begin{aligned} \mathcal{E} = \left(\sum_1^k N \right) \cdot K_{\text{пр}} \cdot \mathcal{E}_{\text{над}} = \left(\sum_1^k N \right) \cdot K_{\text{пр}} \cdot 0,5 \cdot \left\{ [C'_i \cdot \nu_i \cdot N_{\text{над, ед, } i} + \right. \\ \left. + C'_{i+1} \cdot \nu_{i+1} \cdot N_{\text{над, ед, } i+1} + \dots] - [C'_{i+1} \cdot \nu_{i+1} \cdot N_{\text{над, ед, } i+1} + \dots] \right\}. \end{aligned} \quad (7.26)$$

Экономический эффект от создания специализированных производств приводит не только к снижению себестоимости за счет увеличения серийности, но и к экономии капитальных вложений. Удельные капитальные вложения (единовременные, приходящиеся на единицу изделия) могут быть в условиях специализированного производства ниже, чем на многономенклатурном предприятии с низкой серийностью. Это объясняется тем, что на специализированных предприятиях лучше используются все производственные мощности, растет фондоотдача, экономнее используется сырье и материалы.

Что касается возможностей роста выпуска со специализированных производств, то при хорошо поставленной работе по унификации нараста-

ния объемов выпуска специализированно изготавливаемых унифицированных составных частей могут быть весьма высокими. Так, в отрасли сельскохозяйственного и тракторного машиностроения, где уровень унификации машин достаточно высок, темпы роста выпуска унифицированных изделий на специализированных производствах характеризуются данными, представленными в табл. 7.5 [56].

Таблица 7.5

Темпы роста выпуска унифицированных изделий на специализированных производствах в сельскохозяйственном и тракторном машиностроении

Показатели производства	1970	1975	1980	1985	1990 (план)
Номенклатура применяемых составных частей (типоразмеров), шт.	684	1329	2054	2300	2600
Объем производства унифицированных составных частей, млн. шт.	364,0	625,6	814,4	900	1600
Число альбомов унифицированных составных частей РТМ-А	89	125	137	152	175
Число наименований серийных машин, в которых применены унифицированные изделия по РТМ-А	120	175	270	300	600
Количество специализированных заводов	61	76	84	86	—
Удельный вес унифицированных изделий в общем объеме производства, %	24,3	26,3	26,8	28,6	—
Количество наименований, унифицированных изделий, переведенных на специализированное производство	1235	1975	2682	3670	—

Обобщенно народнохозяйственный экономический эффект от унификации деталей может быть выражен формулой [62]:

$$\mathcal{E} = \sum_{i=1}^S \Pi_{ni} - \sum_{j=1}^l \Pi_{yj} + \sum_{j=1}^l V_j - \sum_{j=1}^l (t_j \cdot N_j) + E_n (K_n - K_y), \quad (7.27)$$

где $\sum_{i=1}^S \Pi_{ni}$ — суммарные расходы на изготовление и эксплуатацию программы всех (от 1 до S-го) неунифицированных типоразмеров деталей в пределах диапазона унификации; $\sum_{j=1}^l \Pi_{yj}$ — суммарные расходы на изготовление (себестоимость и эксплуатацию) для всех (от первого до l-го) унифицированных типоразмеров деталей в пределах диапазона унификации (с учетом потерь

и эффектов применения ближайшей большей унифицированной детали, что вызывает увеличение размеров и массы, сопряженных деталей, увеличение расходов топлива или электроэнергии и дополнительный рост ресурса и вероятности безотказной работы, снижающие потребность в запчастях); $\sum_{j=1}^I V_j$ — суммарное уменьшение объема оборотных средств в запасах материалов (от уменьшения числа применяемых типосортаментов) по всем унифицированным типоразмерам деталей в пределах диапазона; $\sum_{j=1}^I (t_j \cdot N_j)$ — суммарные транспортные расходы на доставку унифицированных деталей со специализированного производства потребителям; t_j — транспортные расходы на доставку единицы j -го типоразмера унифицированной детали; E_n — нормативный коэффициент экономической эффективности, принимаемый равным 0,15; $(K_n - K_y)$ — разница в капитальных затратах на изготовление годовых программ неунифицированных и унифицированных деталей (программа в обоих случаях принимается равной планируемой программе выпуска унифицированных деталей); N_j — годовая программа выпуска j -го типоразмера унифицированной детали.

Если программа N_j остается на уровне суммарной программы выпуска неунифицированных деталей, то $K_n = 0$, при увеличении программы K_n принимается равным дополнительным капитальным расходам на увеличение выпуска. K_y равно капитальным затратам на создание производства унифицированных деталей или дополнительным затратам на переоснащение существующих производств.

Суммарную себестоимость в рублях (расходы на изготовление) годовой программы неунифицированных деталей определяют из паспортов применяемости путем суммирования произведений себестоимостей каждого из типоразмеров деталей в пределах диапазона, подвергаемого унификации, на программы их выпуска.

В случае, если унификацию осуществляют по данным, характеризующим лишь часть изготавливаемых в пределах диапазона унификации типоразмеров деталей (по представительной выборке), то находят их суммарную себестоимость и, разделив ее на суммарную стоимость основной продукции, комплектуемой этими типоразмерами, получают среднюю удельную себестоимость неунифицированных деталей в общей стоимости основной продукции. Приближенное значение суммарной себестоимости всего выпуска годовой программы неунифицированных деталей определяют перемножением стоимости основной продукции отрасли или группы отраслей, потребляющих неунифицированные детали рассматриваемого типа, на среднюю удельную себестоимость этих деталей.

Если предполагается увеличение в какое-то число раз программы выпуска унифицированных деталей по сравнению с неунифицированными, то приближенное значение себестоимости неунифицированных деталей также должно быть увеличено в то же число раз.

Себестоимость i -го типоразмера унифицированной детали на проектных стадиях целесообразно рассчитывать по регрессионным уравнениям типа (4.21), (4.22).

Для определения расходов на эксплуатацию неунифицированных деталей желательна информация о частоте смены деталей при ремонтах типовых

изделий, комплектуемых деталями данного типа, а также о массе сопряженных деталей по отобранным наиболее широко встречающимся типовым схемам узлов, в которых рассматриваемый тип детали применяют. Принципы расчета расходов эксплуатации аналогичны принципам расчета эксплуатационных расходов (и расходов применения при проектировании машин), предложенных в гл. 4 для унифицированных деталей.

Суммарные расходы (в рублях) в сферах изготовления деталей, применения при проектировании машин и эксплуатации для всех унифицированных типоразмеров деталей получают сложением расходов по всем типоразмерам.

Суммарное уменьшение объема оборотных средств рассчитывают по формуле

$$\sum_{j=1}^I V_j = 0,5 E_n \left[\sum_{i=1}^S (G_{ni} \cdot P_{ni}) - \frac{a_y}{a_n} \cdot \sum_{j=1}^I (G_{yi} \cdot P_{yi}) \right], \quad (7.28)$$

где $E_n = 0,15$; $\sum_{i=1}^S (G_{ni} \cdot P_{ni})$ — сумма произведений масс заготовок (в тоннах) годовых программ выпуска неунифицированных деталей на цены (в рублях за тонну) соответствующих заготовок (различные сортаменты проката, отливки, поковки и т. д.) по фактическим данным; a_y, a_n — количество типоразмеров заготовок (или типоразмеров сортамента проката) на выпуск всех типоразмеров соответственно унифицированных и неунифицированных деталей; $\sum_{j=1}^I (G_{yi} \cdot P_{yi})$ — сумма произведений масс заготовок (в тоннах) годовых программ выпуска каждого члена оптимального ряда унифицированных деталей на цены (в рублях за тонну) соответствующих заготовок по прейскурантам.

При отсутствии данных о массе заготовок унифицированных деталей ее определяют делением чистой массы на коэффициент использования металла, который следует принимать обычно в пределах 0,6—0,8 в зависимости от вида изделия и предполагаемого типа заготовок (отливка, штамповка, поковка, прокат и т. п.), но не меньшим чем определяемый по фактическим данным при изготовлении неунифицированных деталей.

Если ожидаемые капитальные затраты малы или детали предполагают использовать в основном на заводе-изготовителе, то разницу капитальных затрат и транспортные расходы, как правило, не учитывают.

Суммарные транспортные расходы укрупненно можно определять по формуле

$$\sum_{j=1}^I (t_j \cdot N_j) = H_G \cdot \sum_{k=1}^m F_k, \quad (7.29)$$

где H_G — стоимость перевозки 1 т груза G -ым видом транспорта и способом отправки;

$\sum_{k=1}^m F_k$ — сумма масс (в тоннах) годовых программ выпуска деталей, которые необходимо транспортировать на m заводов-потребителей.

Стоимость перевозки по железной дороге мелкими отправлениями ориентировочно можно определить в зависимости от дальности пути (данные рассчитаны по [1]):

Дальность пути, d , км	200 + 500	501 + 1000	1001 + 1500	1501 + 2000
Стоимость перевозки 1 т груза, H_G , руб.	17	22	28	34

Для определения величины H_G необходимо вычислить среднюю дальность транспортирования $d_{\text{ср}}$ от специализированного производства до потребителей по формуле

$$d_{\text{ср}} = \frac{\sum_{k=1}^m (d_k \cdot F_k)}{\sum_{k=1}^m F_k}, \quad (7.30)$$

где $\sum_{k=1}^m (d_k \cdot F_k)$ – сумма произведений расстояний от изготовителя унифицированных деталей до каждого k -го потребителя (для всех потребителей, число которых обозначено m) на годовую потребность соответствующих потребителей, обозначенную F_k .

Рассмотрим способ определения транспортных расходов с дифференцированием по видам транспорта и способам отправок, а также с учетом на транспортирование тары (в обоих направлениях).

Затраты на доставку грузов от заводов-изготовителей до потребителей можно разделить на три группы: затраты по доставке на магистральный транспорт, по перевозке на магистральном транспорте и по доставке с магистрального транспорта потребителю. Изделия, как правило, транспортируют железнодорожным транспортом мелкими отправлениями (масса до 10 т), контейнерными перевозками (контейнер массой брутто 3 т), почтовыми посылками (до 20 кг), автомобильным транспортом (до 2 т) и авиатранспортом (до 200 кг).

Затраты по доставке продукции потребителям рассчитывают по каждому специализированному производству по следующим формулам [1]:

с учетом возврата транспортной тары

железнодорожным транспортом (всеми видами отправок)

$$T_{\text{ж}} = (N/R) \cdot (Z \cdot H_{\text{ж}} + 0,7 \cdot Z_1 \cdot H_{\text{т.ж}});$$

$$\text{автотранспортом } T_{\text{а}} = (N/R) \cdot (Z \cdot H_{\text{а}} + 0,7 \cdot Z_1 \cdot H_{\text{т.а}});$$

$$\text{авиатранспортом } T_{\text{с}} = (N/R) \cdot (Z \cdot H_{\text{с}} + 0,7 \cdot Z_1 \cdot H_{\text{т.с}}),$$

где N – количество перевозимых изделий, шт.; R – количество изделий, упакованных в единице тары, шт.; Z – масса места груза и тары (брутто), т; Z_1 – масса единицы возвратной тары, т; $H_{\text{ж}}, H_{\text{а}}, H_{\text{с}}$ – стоимость перевозок 1 т груза соответственно железнодорожным, автомобильным, воздушным транспортом, руб. (табл. 7.6); $H_{\text{т.ж}}, H_{\text{т.а}}$ – стоимость перевозок 1 т возвратной тары соответственно железнодорожным и автомобильным транспортом, руб. (табл. 7.7); 0,7 – коэффициент возврата транспортной тары, принятый для укрупненных расчетов; 3,3 – оплата услуг за сдачу тары тарособирающей организации на месте потребления, руб.

Таблица 7.6

Стоимость перевозок 1 т груза в зависимости от способа отправки и дальности перевозки различными видами транспорта [1]

Длина пути, км	Железнодорожным транспортом, руб.			Автомобильным транспортом, руб.	Авиационным транспортом, руб.
	мелкими отправками	контейнерными перевозками	почтовыми посылками		
До 50 вкл.	12,3	7,9	36,7	5,2	18,3
Св. 50 до 100	12,9	8,1		6,4	18,3
„ 100 „ 200	14,2	8,5		9,2	88,3
„ 200 „ 300	15,5	9,0	56,8	12,0	98,3
„ 300 „ 400	16,6	9,6		14,8	128,3
„ 400 „ 500	18,2	10,0			138,3
„ 500 „ 600	19,4	10,4	76,8	21,1	158,3
„ 600 „ 700	20,9	10,9		24,6	218,3
„ 700 „ 800	22,0	11,3		28,1	228,3
„ 800 „ 900	23,5	11,9	106,8	31,6	258,3
„ 900 „ 1000	24,5	12,3		35,1	268,3
„ 1000 „ 1100	25,9	12,7		106,8	298,3
„ 1100 „ 1200	27,2	13,2			318,3
„ 1200 „ 1300	28,5	13,7			338,3
„ 1300 „ 1400	29,8	14,1			358,3
„ 1400 „ 1500	31,2	14,6			378,3
„ 1500 „ 1600	32,2	15,0			398,3
„ 1600 „ 1700	33,5	15,4			418,3
„ 1700 „ 1800	34,8	15,9			438,3
„ 1800 „ 1900	36,1	16,4			458,3
„ 1900 „ 2000	37,4	16,8			478,3

Таблица 7.7

Стоимость перевозок 1 т возвратной тары железнодорожным и автомобильным транспортом в зависимости от дальности перевозки [1]

Длина пути, км	Железнодорожным транспортом $H_{\text{ж}}$, руб	Автомобильным транспортом $H_{\text{а}}$, руб.
До 50 вкл.	8,6	0,2
Св. 50 до 100	8,7	7,7
„ 100 „ 200	8,8	11,0
„ 200 „ 300	9,0	14,4
„ 300 „ 400	9,1	17,8
„ 400 „ 500	9,2	21,1
„ 500 „ 600	9,4	25,3
„ 600 „ 700	9,5	29,5
„ 700 „ 800	9,7	33,7
„ 800 „ 900	9,9	37,5
„ 900 „ 1000	10,0	42,1

Длина пути, км	Железнодорожным транспортом $H_{\text{тж}}$, руб.	Автомобильным транспортом $H_{\text{та}}$, руб.
„ 1000 „ 1100	10,1	
„ 1100 „ 1200	10,3	
„ 1200 „ 1300	10,4	
„ 1300 „ 1400	10,6	
„ 1400 „ 1500	10,7	
„ 1500 „ 1600	10,8	
„ 1600 „ 1700	10,9	
„ 1700 „ 1800	11,1	
„ 1800 „ 1900	11,2	
„ 1900 „ 2000	11,4	

Экономический эффект от создания специализированных производств деталей и других составных частей машин определяют как разницу приведенных затрат на выпуск годовой программы данного объема производства до и после специализации. Уравнение приведенных затрат [1] для специализированного производства составных частей машин можно представить в виде:

$$\Sigma \text{ ПЗ} = \sum_{i=1}^m (G_i \cdot N_i) + E_n \cdot K + \sum_{i=1}^m (N_i \cdot t_i), \quad (7.31)$$

где N_i — годовая программа выпуска составных частей i -го типоразмера; G_i — заводская себестоимость составных частей i -го типоразмера (зависит от годовой программы выпуска N_i ; E_n — нормативный коэффициент экономической эффективности; m — количество типоразмеров составной части, изготавливаемых на специализированном производстве; K — капитальные вложения в организацию специализированного производства; t_i — транспортные расходы на доставку i -го размера унифицированной детали.

Минимизация затрат по уравнению (7.31) обеспечивает создание оптимального специализированного производства по объему выпуска, т.е. по степени концентрации и системе связей. Для примера можно привести оптимальные мощности (объемы выпуска) подетально специализированных заводов тракторной промышленности: коленчатых валов — 160 тыс. штук в год, головок цилиндров — 200 тыс. шт., гильз — 4,15 млн. шт., поршней — 4,5 млн. шт., пальцев — 6,0 млн. шт. [1]. На специализированных заводах, имеющих оптимальную мощность, срок окупаемости капитальных затрат, как правило, составляет 0,5 — 1,5 лет, а выпуск продукции на 1 руб. основных фондов — 3 — 8 руб.

Задача оптимизации производственной мощности специализированного предприятия, его территориального размещения является сложной экономико-математической задачей. Применение экономико-математических методов оптимизации и ЭВМ для решения этой задачи обеспечивают значительный экономический эффект. Так, по варианту оптимального плана размещения и концентрации производства электросварочного оборудования приведенные затраты снижаются по сравнению с вариантом, предусмотренным схемой развития подотрасли, разработанным без проведения оптимизационного расчета, на 14 млн. руб. или на 6 % [1].

ПРАКТИКА ПРОВЕДЕНИЯ РАБОТ ПО УНИФИКАЦИИ ДЕТАЛЕЙ

8.1. Унификация построением рядов

Унификация построением рядов, состоящая в создании упорядоченного оптимального ряда унифицированной номенклатуры деталей, получаемого на основе анализа исходного множества подлежащих замене неунифицированных типоразмеров с учетом данных прогноза, является наиболее целесообразной в условиях создания новых семейств и рядов машин с организацией специализированных производств деталей.

В качестве примера унификации построением рядов рассмотрим работу по унификации прямозубых цилиндрических зубчатых колес одной из подотраслей машиностроения.

Анализ данных применяемости в подотрасли различных конструктивных исполнений колес (рис. 8.1) показал, что наиболее широко применяются колеса плоские и с односторонними ступицами. В результате рассмотрения сборочных чертежей установлено, что, как правило, области применения тех и других исполнений различны — колеса со ступицами применяют в редукторах, различных передачах, а плоские колеса находят применение, главным образом, в сменных зубчатых парах. Поэтому принято целесообразным оставить для унифицированных колес оба исполнения.

Так как колеса с двусторонней ступицей, составляющие 15 % всех колес, применяемых в отрасли, не имеют каких-либо преимуществ в конструкции по сравнению с колесами с односторонней ступицей, их можно заменить последними.

Поскольку плоские колеса преимущественно применяют в различных механизмах в качестве сменных, ширина венца и диаметр посадочного отверстия колес с одним модулем, но разными наружными диаметрами, как правило, остаются постоянными.

В зубчатых колесах ступичных конструкций диаметры посадочных отверстий увеличиваются с ростом наружных диаметров.

В связи с указанными различиями плоских и ступичных колес установление номенклатуры проводилось для них отдельно.

Для определения области унификации зубчатых колес ступичной конструкции, применяемых в подотрасли, была проанализирована их применяемость по модулю, числу зубьев, ширине венца и диаметру посадочного отверстия.

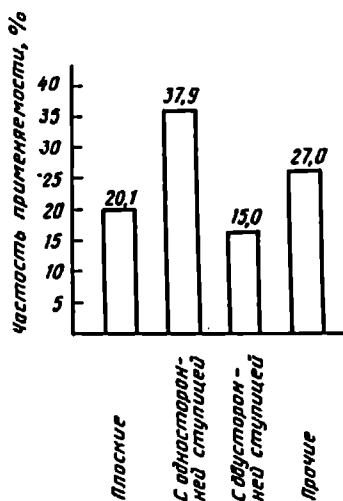


Рис. 8.1. Применяемость в отрасли различных конструктивных исполнений зубчатых колес

Из числа модулей, принятых в номенклатуре ступичных колес подотрасли, были отобраны модули 3, 4 и 5 мм, применяемые в данной подотрасли примерно в 80 % случаев.

При выборе ряда чисел зубьев за основу был принят диапазон от 20 до 90 зубьев, так как анализ данных применимости в подотрасли показал, что зубчатые колеса с числом зубьев от 20 до 90 составляют 91,6 %.

В данном случае было признано целесообразным производить унификацию колес не парами, а отдельными колесами, а число значений главного параметра — модуля оказалось малым — всего три значения, поэтому была произведена оптимизация параметрического ряда по значениям числа зубьев.

Предварительно были проанализированы применяемые для изготовления колес материалы. Оказалось, что 58 % колес изготавливают из конструкционной стали, около 15 % — из легированной стали, 18 % — из чугуна и 9 % — из бронзы и текстолита. Анализ сборочных чертежей показал, что в большинстве случаев зубчатые колеса могут быть уменьшены в размерах при условии сохранения нагрузочной способности и ресурса. Поэтому с целью снижения материалоемкости машин, в которых будут использованы унифицированные колеса, для определения оптимального значения допускаемой удельной нагрузки — допускаемого напряжения, проведен расчет с помощью неравенств (3.26) и (3.27). В результате расчета в качестве материала колес избрана сталь 18 ХГТ с цементацией и закалкой рабочих поверхностей зубьев, хорошо выдерживающая ударные нагрузки.

Произведенный расчет (по критерию усталости от изгиба зубьев) показал, что числа зубьев (и, соответственно, диаметры колес) могут быть уменьшены при применении вышеуказанного более высококачественного материала с 20–90 до 16–80.

Оптимизация ряда чисел зубьев произведена для колес со средним значением модуля — 4 мм методом точек перехода, изложенным в гл. 4.

В результате получен оптимальный ряд со следующими числами зубьев: 16, 20, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80. Ряд оказался ступенчатым — первые три члена по ряду Ra 10, а остальные — по ряду Ra 20 по ГОСТ 6636–69 „Нормальные линейные размеры”.

Исходя из линейной зависимости между логарифмами диаметров колес и диаметров посадочных отверстий, а также с учетом анализа данных применимости приняты значения диаметров посадочных отверстий от 25 до 100 мм.

Из применяемых в отрасли способов крепления колес на валах отобраны для унифицированных колес крепления на шпонке, шлицевое и штифтовое.

Окончательная номенклатура унифицированных колес содержит 202 типоразмера по сравнению с 1045 исходными типоразмерами.

8.2. Ограничительная унификация и оптимизация существующей унифицированной и стандартной номенклатуры

В практике отраслей стандартизации, стандартизации в рамках объединений и отдельных предприятий часто возникают задачи разработки ограничительных стандартов, ограничительных перечней изделий, уже стандартизованных на более высоком уровне (на уровне, например, государственных стандартов). В этих случаях отбирают из общего множества стандартных, унифицированных типоразмеров те, которые целесообразно использовать в данной отрасли, на данном предприятии. Для отбора тех типоразмеров составных частей, изготовление и применение которых в производимых машинах и оборудовании будет наиболее эффективным, следует производить оптимизацию ограничительной номенклатуры составных частей. Необходимо проведение оптимизации также и при пересмотре ранее разработанных стандартов. Полученная при этом оптимальная номенклатура типоразме-

ров является наиболее целесообразной ограничительной номенклатурой и обычно включается в ряд первой предпочтительности. Остальные же типоразмеры могут быть отнесены ко второму ряду – ряду, менее предпочтительному (или нерекомендуемому).

В качестве примера оптимизации и разработки ограничительной оптимальной номенклатуры в виде ряда первой предпочтительности рассмотрим выполненную специалистами ВНИИНМАШ работу по пересмотру ГОСТ 11521–65 „Корпуса подшипников скольжения на лапах с двумя крепежными отверстиями. Конструкция и размеры”.

Для определения себестоимости стандартных типоразмеров корпусов было принято уравнение (4.21).

На основе регрессионной обработки собранных на заводах данных о 37 типоразмерах изготавливаемых корпусов подшипников по ГОСТ 11521–65, а также корпусов других конструкций и соотношений размеров, мало отличающихся от стандартных, определены показатели степени и коэффициент для уравнения (4.21).

Показатель степени при главном параметре оказался равным $u = 1,247$, при годовой программе выпуска – $n = -0,091$.

Статистический анализ данных применимости для суммарного годового выпуска 456326 шт., произведенный с помощью критерия ω^2 показал удовлетворительное соответствие эмпирического распределения логарифмически нормальному. Среднее значение (в логарифмической форме) величины главного параметра (диаметр отверстия под втулку) – 1,661; среднее квадратическое отклонение $\sigma = 0,212$.

Рациональный диапазон унификации ($\pm 1,80 \sigma$) равен 19,0 – 120,4 мм.

Исходя из желательности возможно большего количества совпадений числовых значений главного параметра в разрабатываемом стандарте с числовыми значениями заменяемого ГОСТ 11521–65, были незначительно изменены расчетные значения границ на ближайшие из действующего ГОСТ: 18 – 125 мм.

Так как обычно можно принять срок службы корпусов T_d большим или равным сроку службы комплектующих ими изделий T_n и учитывая, что, благодаря автономной установке, влияние изменения размеров корпусов на размеры соседних деталей невелико, в качестве расчетного принято неравенство (4.125).

После введения соответствующих вышеуказанных констант, получено расчетное неравенство:

$$(1 + \gamma_i)^{0,909} \neq \frac{1}{q^{1,247}} + \gamma_i^{0,909},$$

где γ_i – отклонение потребности в соседних типоразмерах более сгущенного из сравниваемых рядов; q – знаменатель геометрической прогрессии более сгущенного ряда.

Оптимизация была произведена методом точек перехода, изложенным в гл. 4.

В результате расчета (с некоторой корректировкой для сближения со значениями параметров ГОСТ 11521–67) установлено, что оптимальный

ряд состоит из двух типоразмеров ряда Ra 10 ($D = 20 - 24$ мм) и 17 типоразмеров ряда Ra 20 ($D = 20 - 125$ мм). Для обеспечения задач ремонта оборудования, а также использования ранее разработанных узлов при модернизации машин и оборудования остальные типоразмеры по замененному ГОСТ 11521-67 были сохранены, но переведены в менее предпочтительный второй ряд. Оба ряда введены в ГОСТ 11521-82.

По данным только одной из отраслей машиностроения оптимизация ряда корпусов обеспечила годовой экономический эффект свыше 30 тыс. руб.

Была проведена оптимизация номенклатуры двухрядных сферических роликовых подшипников при пересмотре ГОСТ 5721-57 „Подшипники роликовые радиальные сферические двухрядные. Типы и основные размеры”.

На основе данных по некоторым видам машин, в которых применяют подшипники данного типа, и ввиду отсутствия информации по другим изделиям, условно было принято для всего выпуска таких подшипников $T_d \geq T_n$. В качестве расчетного было использовано неравенство (4.127), в котором $B = 1$, так как $T_d \geq T_n$. Для определения зависимости между производственными расходами C' и величиной главного параметра, за который принят диаметр посадочного отверстия подшипника d , были использованы данные об оптовых ценах на подшипники. Применение цен вызвано тем, что большое количество типоразмеров по проекту стандартов еще не изготовлялось и отсутствовали сведения о фактической себестоимости. Соответствующие данные были подвергнуты корреляционной и регрессионной обработке с использованием степенной модели. В результате получена зависимость:

$$C' = 0,005457 d^{2,27'}$$

Коэффициент корреляции оказался весьма высоким — 0,989. Ошибка расчетного значения цены C_p по отношению к преysкурантному значению не превышала 15 %.

В связи с тем, что значительное число типоразмеров еще не изготовлялось, было затруднено строгое сопоставление фактического распределения выпуска типоразмеров с теоретическим по критериям согласия. Однако, ввиду того, что подшипники качения являются массовой продукцией и, как показано в гл. 4, главный параметр большинства деталей машин распределяется по логарифмически нормальному закону, было принято, что и распределение главного параметра подшипников рассматриваемого типа подчиняется этому закону. Было построено соответствующее теоретическое распределение по данным распределения фактического.

Масса η_c сопряженных деталей, приходящаяся на единицу массы подшипников данного типа оказалась равной 2,97 кг/кг. На основе анализа производственных данных для чугуновых корпусов машин с массой $G > 80 - 100$ кг было установлено среднее значение себестоимости 1 кг массы $\eta_c = 0,28$ руб/кг. Принято также среднее значение показателя степени n для подшипников качения, равное — 0,11 [21]. Обработкой статис-

тических данных получено $K'_1 = 0,0055$; $K'_2 = 29,0$. Расчет по (4.127) привел к неравенству:

$$(1 + \gamma_i)^{0,89} + \frac{0,031}{(N' \cdot N'_{i,1})^{-0,11}} \neq \frac{1}{q^{2,277}} \cdot \left[1 + \frac{0,031}{(N' \cdot N'_{i,1})^{-0,11}} \right] + \gamma_i^{0,89}$$

Диапазон стандартизации принят равным диапазону исходного проекта стандарта, т.е. $d = 35 - 400$ мм.

Расчетом с помощью метода точек перехода (гл. 4) было установлено, что оптимальный ряд содержит 12 типоразмеров со значением главного параметра d по стандартному ряду Ra 20 ($d = 40 - 150$ мм) и 17 типоразмеров — по ряду Ra 40 ($d = 160 - 400$ мм). Однако, в связи с тем, что типоразмеры с $d > 220$ мм не планировались к изготовлению в ближайшие годы, было принято целесообразным не вводить дополнительно в первоначально предложенный ряд пяти типоразмеров в диапазоне 220 — 400 мм из оптимального ряда. В диапазоне фактически изготавливаемых и планируемых к изготовлению типоразмеров ($d = 80 - 220$ мм) в оптимальный ряд не попали три типоразмера из исходного проекта стандарта — $d = 85$; 130; 150 мм. Эти три типоразмера исключены из основного ряда. Оптимизированный ряд представлен в ГОСТ 5721—75.

В связи с расчетом ряда по средним значениям C' и N и исходя из желательности изготовления типоразмеров ряда в течение 10 лет, была произведена проверка ряда на устойчивость при $C'_н = 1,1 C'$, $N_н = 0,5 N$ (начало периода) и при $C'_к = 0,9 C'$, $N_к = 1,5 N$ (конец периода). В обоих случаях ряд остался неизменным.

Расчетный годовой народнохозяйственный эффект от оптимизации ряда оказался равным 32 тыс. руб.

Содержание работы по инженерному анализу при ограничительной унификации рассмотрим на примере винтов.

При разработке стандартов предприятия был проведен анализ типовых условий работы винтов, в результате которого все применяемые винты в зависимости от функционального назначения были разделены на группы: общего назначения, установочные, невыпадающие, прочие.

Анализ винтов общего назначения показал, что на предприятии использовались винты по девяти государственным стандартам (рис. 8.2). Распределение применяемости по отдельным стандартам неравномерно. Винты по ГОСТ 17475—80 и ГОСТ 17473—80 составляют 73,7 %, а винты по ГОСТ 10336—80, ГОСТ 10339—80, ГОСТ 1488—84 и ГОСТ 10621—80 — всего 1,8 % общего количества применяемых винтов. В связи с ограниченной применяемостью винты по последним четырем стандартам были исключены из рассмотрения при разработке ограничительных документов.

Анализ чертежей конструкций, в которых используются винты, подтвердил целесообразность применения винтов по первым двум ГОСТ. Было также признано целесообразным расширить использование винтов с цилиндрической головкой и шестигранным углублением „под ключ” по ГОСТ 11738—84, имеющих сравнительно небольшую применяемость (5,7 %), но более надежных при частых завинчиваниях и отвинчиваниях.

Винты по ГОСТ 1491—80 и ГОСТ 17474—80 могут быть изъяты из применения на данном предприятии без ущерба для производства. В частности, винты с цилиндрической головкой по ГОСТ 1491—80 при наличии винтов по ГОСТ 11738—84 для сходных условий работы применять нецелесообразно, и, хотя количество применяемых на заводе винтов по ГОСТ 1491—80 составляло 10,9 %, их следует заменить винтами по ГОСТ 11738—84.

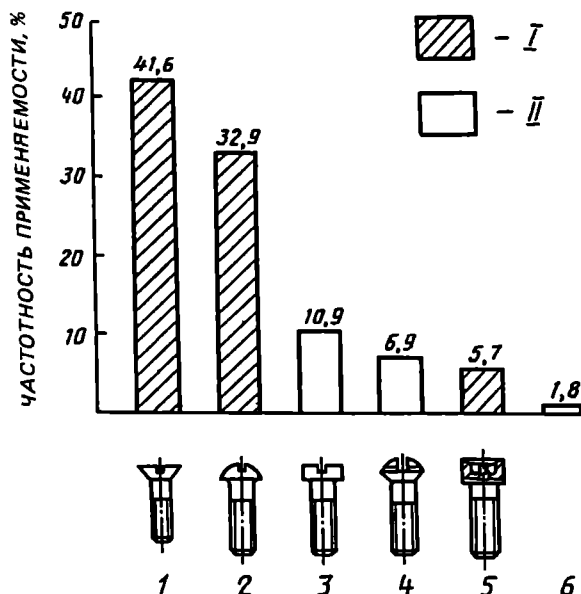


Рис. 8.2. Применяемость винтов по государственным стандартам на предприятии: рекомендуется разработка ограничительного перечня предприятия; не рекомендуется использование 1 – ГОСТ 17475–80; 2 – ГОСТ 17473–80; 3 – ГОСТ 1491–80; 4 – ГОСТ 17474–80; 5 – ГОСТ 11738–84; 6 – ГОСТ 10336–80, ГОСТ 10339–80, ГОСТ 1488–84, ГОСТ 10621–80

Винты с полупотайной головкой по ГОСТ 17474–80 могут быть заменены винтами с полукруглой головкой по ГОСТ 17473–80 или винтами с потайной головкой по ГОСТ 17475–80.

Таким образом, для разработки ограничительных стандартов предприятия были рекомендованы следующие типы винтов:

с потайной головкой по ГОСТ 17475–80 – для случаев, когда усилие затяжки невелико и головки винтов не должны выступать над поверхностью детали;

с полукруглой головкой по ГОСТ 17473–80 – когда требуется большее усилие затяжки, чем допускают винты с потайной головкой, и не предъявляется особого требования, чтобы головки винтов не выступали над поверхностью детали;

с цилиндрической головкой и шестигранным углублением „под ключ” по ГОСТ 11738–84 – когда необходимо значительное усилие затяжки при частом отвинчивании и завинчивании, и головки винтов не должны выступать над поверхностью детали.

Сокращение номенклатуры типоразмеров для каждого из выбранных типов винтов осуществляют на основе анализа данных применяемости. Эти данные анализируют по каждому стандарту по сочетанию диаметра резьбы (главный параметр) и длины винта.

Поскольку винты по ГОСТ 1491–80 заменяют на данном предприятии винтами по ГОСТ 11738–84, анализ данных применяемости тех и других винтов производят совместно. В качестве примера на рис. 8.3 и в табл. 8.1 приведена область сочетаний параметров применяемых на предприятии винтов, охватывающая около 92 % винтов по ГОСТ 17473–80. Эта область определяет границы унифицированной на предприятии номенклатуры.

В пределах установленной области исключают типоразмеры винтов с длиной, не рекомендуемой к применению (в государственном стандарте эти значения длин отмечены в скобках), так как их специализировано не изготавливают.

Окончательная номенклатура винтов по ГОСТ 17473–80 в виде ограничительного стандарта (или перечня) предприятия приведена в табл. 8.2.

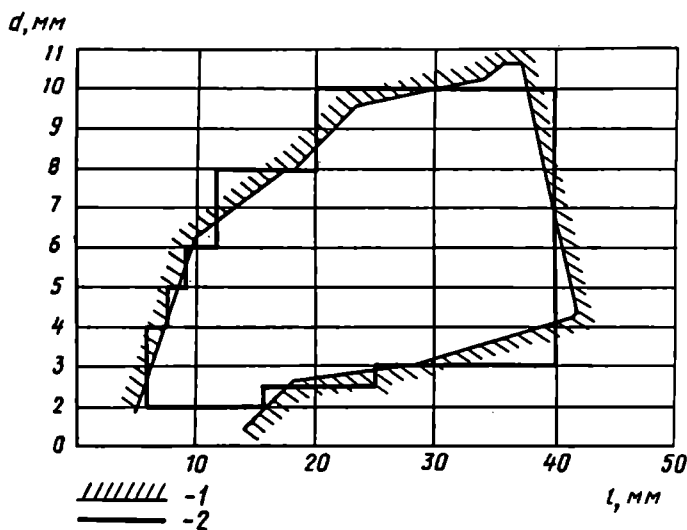


Рис. 8.3. Область применимости 92 % винтов по ГОСТ 17473-80:

линия, ограничивающая область наиболее применяемых типоразмеров винтов; линия, ограничивающая установленную область унификации

Таблица 8.1

Сочетание диаметров резьбы, длин стержней и резьб для винтов по ГОСТ 17473-80

Длина винта l	Номинальный диаметр резьбы d , мм																
	1	1,2	(1,4)	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	(14)	16	(18)	20
Длина резьбы l_0 , при номинальном диаметре резьбы d (знаком „х” отмечены винты с резьбой на всей длине стержня), не менее																	
(1,5)	х	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
2,0	х	х	х	х	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
(2,5)	х	х	х	х	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
3,0	х	х	х	х	х	х	х	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
(3,5)	х	х	х	х	х	х	х	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
4,0	х	х	х	х	х	х	х	х	—	—	—	—	—	—	—	—	—
5,0	х	х	х	х	х	х	х	х	—	—	—	—	—	—	—	—	—
6,0	х	х	х	х	х	х	х	х	х	—	—	—	—	—	—	—	—
(7,0)	—	х	х	х	х	х	х	х	х	х	х	—	—	—	—	—	—
8,0	—	—	х	х	х	х	х	х	х	х	х	—	—	—	—	—	—
9,0	—	—	х	х	х	х	х	х	х	х	х	х	—	—	—	—	—
10,0	—	—	8	х	х	х	х	х	х	х	х	х	—	—	—	—	—
11,0	—	—	8	х	х	х	х	х	х	х	х	х	х	—	—	—	—
12,0	—	—	—	х	х	х	х	х	х	х	х	х	х	—	—	—	—
(13,0)	—	—	—	х	х	х	х	х	х	х	х	х	х	—	—	—	—
14,0	—	—	—	9	10	11	х	х	х	х	х	х	х	—	—	—	—

Длина винта l	Номинальный диаметр резьбы d , мм																
	1	1,2	(1,4)	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	(14)	16	(18)	20
	Длина резьбы l_0 , при номинальном диаметре резьбы d (знаком „х” отмечены винты с резьбой на всей длине стержня), не менее																
16,0	—	—	—	—	10	11	12	х	х	х	х	—	—	—	—	—	—
(18,0)	—	—	—	—	10	11	12	14	х	х	х	х	—	—	—	—	—
20,0	—	—	—	—	—	11	12	14	16	х	х	х	—	—	—	—	—
(22)	—	—	—	—	—	11	12	14	16	18	х	х	х	—	—	—	—
25	—	—	—	—	—	11	12	14	16	18	х	х	х	х	—	—	—
(28)	—	—	—	—	—	—	12	14	16	18	22	х	х	х	—	—	—
30	—	—	—	—	—	—	12	14	16	18	22	х	х	х	х	—	—
(32)	—	—	—	—	—	—	12	14	16	18	22	26	х	х	х	—	—
35	—	—	—	—	—	—	12	14	16	18	22	26	30	х	х	х	—
(38)	—	—	—	—	—	—	12	14	16	18	22	26	30	х	х	х	—
40	—	—	—	—	—	—	12	14	16	18	22	26	30	34	х	х	х
(42)	—	—	—	—	—	—	12	14	16	18	22	26	30	34	х	х	х
45	—	—	—	—	—	—	12	14	16	18	22	26	30	34	х	х	х
(48)	—	—	—	—	—	—	12	14	16	18	22	26	30	34	38	х	х
50	—	—	—	—	—	—	12	14	16	18	22	26	30	34	38	х	х
55	—	—	—	—	—	—	12	14	16	18	22	26	30	34	38	42	х
60	—	—	—	—	—	—	12	14	16	18	22	26	30	34	38	42	46
65	—	—	—	—	—	—	12	14	16	18	22	26	30	34	38	42	46
70	—	—	—	—	—	—	12	14	16	18	22	26	30	34	38	42	46
75	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	30	34	38	42	46
80	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	30	34	38	42	46
(85)	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	30	34	38	42	46
90	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	34	38	42	46
(95)	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	38	42	46
100	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	42	46
110	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	42	46
120	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	46

Таблица 8.2

**Окончательная номенклатура винтов по ГОСТ 17473-80
для ограничительного стандарта предприятия**

Длина винта, l	Номинальный диаметр резьбы d , мм							
	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0
	Длина резьбы l_0 , при номинальном диаметре резьбы (знаком „х” отмечены винты с резьбой на всей длине стержня), не менее							
5	х	х	х	х	—	—	—	—
6	х	х	х	х	—	—	—	—
8	х	х	х	х	х	х	—	—
10	х	х	х	х	х	х	—	—

**Окончательная номенклатура винтов по ГОСТ 17473-80
для ограничительного стандарта предприятия**

Длина винта, <i>l</i>	Номинальный диаметр резьбы <i>d</i> , мм							
	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0
	Длина резьбы <i>l₀</i> при номинальном диаметре резьбы (знаком „х” отмечены винты с резьбой на всей длине стержня), не менее							
12	х	х	х	х	х	х	х	—
14	10	11	х	х	х	х	х	—
16	10	11	12	х	х	х	х	—
20	—	11	12	14	16	х	х	х
25	—	11	12	14	16	18	х	х
30	—	—	12	14	16	18	22	х
35	—	—	12	14	16	18	22	26
40	—	—	12	14	16	18	22	26

ВЫБОР УНИФИЦИРОВАННЫХ И СТАНДАРТНЫХ ДЕТАЛЕЙ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ МАШИН

9.1. Количественный способ выбора унифицированных и стандартных деталей

Необходимость постоянного повышения технического уровня и уровня качества машин и оборудования, повышения скоростей и единичных мощностей, снижения удельных показателей по массе, расходу топлива и электроэнергии требуют все более широкого введения количественных методов непосредственно в процесс проектирования изделий. Выбор наилучшего варианта применения тех и иных исполнений и размеров оригинальных, унифицированных и стандартных деталей и сборочных единиц не может быть обеспечен только на основе общих инженерных соображений и расчетов требуемых значений традиционных эксплуатационных показателей данной детали или сборочной единицы (несущей способности, ресурса). Необходимо также учесть комплексное влияние детали или сборочной единицы, вводимой в проект, на другие детали или сборочные единицы и на изделие в целом. Для осуществления такого учета требуется разработка соответствующих количественных методов.

В гл. 4 показано, что эффективность той или иной детали в изделии определяется не только эксплуатационными характеристиками самой детали, но также, в весьма большей степени, влиянием габаритов и соотношения размеров этой детали на габариты (и, соответственно, массу) деталей, сопряженных и конструктивно связанных с рассматриваемой. При анализе влияния принятых соотношений размеров детали на технические и технико-экономические показатели машины в целом во многих случаях, особенно в мобильных (подвижных) машинах, значение указанного воздействия на другие детали оказывается более важным, чем значение показателей данной детали. Действительно, применение подшипника скольжения, масса которого на 1 кг больше массы сравниваемого подшипника скольжения меньших габаритов, влечет за собой увеличение габаритов сопряженных деталей, приводит к повышению их массы на 5 – 7 кг (в зависимости от соотношений размеров в подшипнике). Таким образом, общая масса сборочной единицы возрастет на 6 – 8 кг. Аналогичное применение большего типоразмера зубчатого колеса приводит к дополнительному увеличению массы сопряженных деталей примерно на 1 кг, т. е. к общему увеличению массы сборочной единицы на 2 кг.

Расчеты показывают, что цена топлива, затрачиваемого за срок службы трактора на транспортирование 1 кг дополнительной массы рассматриваемой и сопряженных деталей, в 3 – 6 раз превышает цену 1 кг дополнительной массы деталей, а за срок службы грузового автомобиля – в

6 – 10 раз. В гл. 4 предложено учитывать это влияние в обобщенном виде посредством использования коэффициентов η_G , η_c , η_z , показывающих среднее изменение массы сопряженных деталей на единицу изменения массы рассматриваемой детали, среднюю себестоимость (или цену) единицы массы сопряженных деталей и стоимость расхода энергии (горючего) на транспортирование дополнительной массы сопряженных деталей, возникающей от применения ближайшей большей унифицированной детали вместо расчетной.

При проектировании различных изделий необходимо выбрать наибольшую целесообразную из числа унифицированных, имеющих равные или весьма близкие эксплуатационные характеристики (несущую способность, ресурс), но различные исполнения и разные соотношения габаритных размеров. В этом случае, как правило, стремятся к выбору детали, имеющей наименьшую массу. Для более тщательной оценки необходимы выполнения эскизного прочерчивания альтернативных вариантов и расчет массы сопряженных деталей, что трудоемко и требует значительного времени.

Сходная, но более сложная задача при новом проектировании и модернизации изделий возникает в случаях, когда для выполнения какой-либо функции при определенной нагрузочной характеристике могут быть применены исполнения унифицированных (в частности, покупных) деталей, различающиеся по габаритным размерам, значениям масс и расчетных ресурсов. Важной является также задача выбора большего или меньшего типоразмеров унифицированной детали — при необходимости увеличения ресурса или уменьшения размеров и массы сопряженных деталей. В обоих случаях затруднительно принятие решения на основе лишь качественных соображений.

Следует считать целесообразным во многих случаях выбора использование количественной оценки влияния на изделие соотношения размеров (например, диаметральных и осевых) при проектировании оригинальных деталей.

Для решения подобных задач, возникающих при проектировании, на основе математических моделей влияющих факторов и расчетных неравенств для сопоставления расходов на типоразмеры рядов различной сгущенности разработано неравенство, обеспечивающее выбор наиболее целесообразной детали из числа альтернативных вариантов (исполнений, типоразмеров) [57]:

$$a_1 \cdot C_1 + C_{\text{сопр } 1} + \eta_z (G_1 + G_{\text{сопр } 1}) \cdot g \neq a_2 \cdot C_2 + C_{\text{сопр } 2} + \eta_z (G_1 + G_{\text{сопр } 2})g, \quad (9.1)$$

где a_1, a_2 — количество рассматриваемых деталей исполнений (или типоразмеров) 1 и 2, потребных для установки в изделие при его изготовлении и заменах в период эксплуатации за средний срок службы изделия — g лет; a_1 и a_2 следует определять с помощью уравнений разд. 4.3, либо, в простых случаях, непосредственным расчетом; C_1, C_2 — себестоимости (или оптовые цены) деталей исполнений 1 и 2;

$C_{\text{сопр } 1}, C_{\text{сопр } 2}$ — себестоимости (или оптовые цены) сопряженных деталей (либо себестоимости дополнительной массы сопряженных деталей,

возникающей от применения унифицированных деталей 1 и 2 вместо требуемых по нагрузке и ресурсу, расчет для такого подхода приведен в разд. 2.5); η_3 – оптовая цена топлива (либо электроэнергии – для машин с электроприводом), расходуемого на 1 кг дополнительной массы за среднее время годового пробега машин (для стационарных машин $\eta_3 = 0$);

$G_1, G_2, G_{\text{сопр}1}, G_{\text{сопр}2}$ – массы сопоставляемых деталей 1 и 2 и соответствующие массы сопряженных деталей (либо дополнительные массы сопряженных деталей).

Слева в неравенстве (9.1) представлены общие расходы на деталь исполнения 1 и вызванные ею дополнительные расходы в изделии за средний срок службы изделия, а справа – соответствующие расходы при применении детали исполнения 2. Очевидно, что подлежит использованию деталь того исполнения, которое вызывает меньшие суммарные расходы в изделии.

Неравенство (9.1) применимо как для подвижных (транспортных, дорожных и др.), так и для стационарных машин (станки, прессы и др.). В последнем случае принимается $\eta_3 = 0$.

Применение предложенного неравенства даже в наиболее простых случаях позволяет внести целесообразные коррективы в выбор исполнений деталей.

Исследованиями установлено, что на изменение массы сопряженных деталей в большей степени влияет изменение радиальных размеров сопоставляемых деталей, чем осевых. Разработаны соответствующие зависимости величины массы сопряженных деталей от радиальных и осевых размеров разных видов деталей машин. Подстановка этих зависимостей в приведенное неравенство позволяет непосредственно определять наиболее целесообразные соотношения размеров.

Использование изложенного способа расчета для выбора деталей при проектировании изделий обеспечивает существенное снижение массы конструкций, повышение эксплуатационных показателей изделий. Предложенный способ расчета малотрудоемок, исключает необходимость прочерчивания альтернативных вариантов и расчета массы деталей в этих вариантах. Его целесообразно включать в программы машинных расчетов САПР. Применение предложенного способа расчетного выбора исполнения или типоразмера детали, учитывающего ее влияние на сопряженные детали и изделие в целом, совместно с традиционными методами расчета деталей на прочность и долговечность обеспечит дальнейшее снижение таких важнейших показателей технического уровня изделий, как материалоемкость и энергопотребление.

9.2. Способ выбора подшипников качения

Было проведено изучение характера изменения массы сопряженных деталей при изменении размеров и массы рассматриваемого типоразмера подшипника качения. Установлено, что для различных типов подшипников с увеличением их размеров масса нарастает значительно интенсивнее, чем масса сопряженных деталей. Это, в свою очередь, приводит к изменению

(уменьшению) $\eta_G = G_{\text{сопр}} / G_{\text{подш.}}$. Для более точного определения η_G при различных размерах подшипников было принято степенное одночленное уравнение зависимости $G_{\text{сопр}}$ от размеров подшипника:

$$G_{\text{сопр}} = K_4 \cdot D^\gamma \cdot B^\delta, \text{ кг}, \quad (9.2)$$

где D — наружный диаметр подшипника, см; B — ширина подшипника, см.

Анализом установлено, что для радиальных шариковых подшипников легкой серии диаметров 2 по ГОСТ 8338–75 „Подшипники шариковые радиальные однорядные. Основные размеры” регрессионное уравнение имеет вид:

$$G_{\text{сопр}} = 0,124 \cdot D^{1,18} \cdot B^{0,87}, \text{ кг}. \quad (9.3)$$

В пределах всего диапазона изменений D от 3,5 до 20 см ошибка не превышает 24 %, что можно считать удовлетворительным для сравнительных расчетов.

Для подшипников того же типа, но средней серии диаметров 3 получено уравнение:

$$G_{\text{сопр}} = 0,0786 \cdot D^{1,28} \cdot B^{1,07}, \text{ кг}, \quad (9.4)$$

с ошибкой в пределах 18 %.

Как видно из уравнений, большее влияние на увеличение массы сопряженных деталей оказывает увеличение наружного диаметра.

Таким образом, предложен способ аналитического определения массы сопряженных деталей (или ее приращения) для оценки деталей машин при разных соотношениях габаритных размеров без предварительного прочерчивания узла. Применение предложенных уравнений целесообразно при необходимости более точного расчета по сравнению с использованием усредненных значений η_G . В этом случае вместо $G_{\text{сопр}}$ (или $\Delta G_{\text{сопр}}$) следует вводить соответствующие уравнения типа (9.2) — (9.4).

Выполненные исследования показали наличие связи между ценой массы 1 кг различных деталей и самой массой. Эта связь хорошо описывается уравнением

$$\frac{Ц}{G} = K_5 \frac{1}{G^i} \quad \text{или} \quad \eta_c = K_5 \frac{1}{G^i}, \quad (9.5)$$

где $Ц$ — оптовая цена детали по прейскуранту.

Для деталей и элементов, принятых в качестве типовых, сопрягаемых с подшипниками качения, получено регрессионное уравнение

$$\frac{Ц}{G} = 1,323 \cdot \frac{1}{G^{0,21}}, \text{ руб./кг}, \quad (9.6)$$

со среднеквадратичным отклонением $\sigma = -0,598$; погрешностью $\sigma: \Delta \sigma = -0,180$ и ошибкой не более 13 %.

Уравнение (9.6) может быть использовано также для определения стоимости (цены) корпусов при сравнении исполнений передач, так как для определения (9.6) использовались данные по чугунным корпусам и крышкам.

Введением в (9.1) уравнений (9.2) – (9.6) получаем неравенства, позволяющие производить более точный сравнительный расчет.

В окончательном виде для подшипников качения неравенство для уточненных расчетов имеет вид:

$$\begin{aligned} & a_1 \cdot C_1 + K'_1 \cdot T_1^{\gamma_1(1-i)} \cdot B_1^{\delta_1(1-i)} + \eta_3 \cdot (G_1 + K''_1 \cdot D_1^{\gamma_1} \cdot B_1^{\delta_1}) \neq \\ & \neq a_2 C_2 + K'_2 \cdot D_2^{\gamma_2(1-i)} \cdot B_2^{\delta_2(1-i)} + \eta_3 (G_2 + K''_2 \cdot D_2^{\gamma_2} \cdot B_2^{\delta_2}) , \quad (9.7) \end{aligned}$$

где a_1, a_2 – суммарное количество рассматриваемых (сравниваемых) типоразмеров подшипников 1 и 2, потребное для установки в проектируемое изделие при его изготовлении и заменах в период эксплуатации (при ремонтах) за средний расчетный срок службы изделия – g лет; C_1, C_2 – себестоимости подшипников типоразмеров 1 и 2 (или оптовые цены по прейскуранту № 21–02 „Оптовые цены на подшипники шариковые, роликовые и шарнирные“, Прейскурантиздат, М., 1981), руб.; G_1, G_2 – массы подшипников типоразмеров 1 и 2, кг; K'_1, K'_2 – коэффициент уравнения, выражающего зависимость средней себестоимости (или цены) сопряженных деталей от габаритных размеров сравниваемых подшипников типоразмеров 1 и 2, изменяется с изменением типа и размерной серии подшипника; K''_1, K''_2 – коэффициент уравнения, определяющего зависимость массы сопряженных деталей от габаритных размеров сравниваемых подшипников, различен для разных типов и размерных серий подшипников; D_1, B_1, D_2, B_2 – наружный диаметр и ширина сравниваемых типоразмеров подшипников, см; η_3 – оптовая цена топлива, расходуемого на 1 кг дополнительной массы за среднее время годового пробела машины (для стационарных машин $\eta_3 = 0$), руб., например, для грузовых автомобилей можно принять $\eta_3 = 1,2$ руб.; $K''_1 \cdot D_1^{\gamma_1} \cdot B_1^{\delta_1} = G_{\text{соп 1}}$; $K''_2 \cdot D_2^{\gamma_2} \cdot B_2^{\delta_2} = G_{\text{соп 2}}$ – массы деталей сопряженных с подшипниками типоразмеров 1 и 2, выраженные в виде зависимости от габаритов подшипников, кг; $\gamma_1, \gamma_2, \delta_1, \delta_2$ – показатели степени уравнений, различные для разных типов и размерных серий подшипников; $i = 0,79$.

Полученные для различных типов и размерных серий подшипников значения коэффициентов и показателей степени уравнения 9.7 приведены в табл. 9.1.

При выборе типоразмеров подшипников могут быть следующие задачи:

1. Выбор типоразмера, имеющего определенное значение расчетной ди-

Таблица 9.1

Значения коэффициентов и показателей степени для различных типов подшипников качения

Номер ГОСТ	Тип подшипников	Размерные серии		Коэффициенты		Показатели степени			
		диаметров	шпин	K'	K''	γ	δ	$\gamma(1-\delta)$	$\delta(1-\gamma)$
8338-75	Шариковые радиальные однорядные	1	0	0,1006	0,0383	1,77	0,75	1,40	0,59
		2	0	0,0921	0,0343	1,82	0,63	1,44	0,50
		3	0	0,0848	0,0309	1,90	0,49	1,50	0,39
		4	0	0,0602	0,0200	2,11	0,34	1,67	0,27
8328-75	Роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами	1	0	0,1006	0,0383	1,77	0,75	1,40	0,59
		2	0	0,0921	0,0343	1,82	0,63	1,44	0,50
		3	0	0,0848	0,0309	1,90	0,49	1,50	0,39
831-75	Шариковые радиально-упорные	1	0	0,1006	0,0383	1,77	0,75	1,40	0,59
		2	0	0,0921	0,0343	1,82	0,63	1,44	0,50
		3	0	0,0848	0,0309	1,90	0,49	1,50	0,39
333-79	Роликовые конические однорядные	1	2	0,0725	0,0253	1,94	0,64	1,53	0,51
		2	0	0,0921	0,0343	1,82	0,63	1,44	0,50
		2 (5)	0	0,0824	0,0298	1,82	0,67	1,44	0,53
		3	0	0,0824	0,0298	1,94	0,43	1,53	0,34
6874-75	Шариковые упорные одинарные	1	0	0,0958	0,0360	1,75	0,83	1,38	0,66
		2	0	0,1176	0,0467	1,76	0,58	1,39	0,46
		3	0	0,1114	0,0436	1,78	0,51	1,41	0,40
7872-75	Шариковые упорные двойные	2	0	0,1046	0,0403	1,51	1,02	1,19	0,81
5720-75	Шариковые радиальные сферические двухрядные	2	0	0,1103	0,0431	1,80	0,49	1,42	0,39
		5	0	0,0656	0,0223	1,90	0,88	1,50	0,70
		3	0	0,0958	0,0360	1,77	0,65	1,40	0,51
5721-75	Роликовые радиальные сферические двухрядные	1	3	0,0431	0,0131	2,17	0,62	1,71	0,49
		5	0	0,1393	0,0578	1,60	0,65	1,26	0,51
		6	0	0,0896	0,0334	1,71	0,73	1,35	0,58

динамической грузоподъемности и не заменяемого за срок службы изделия по критерию минимума расходов в изделии в целом от увеличения материалоемкости и энергетических потерь.

2. Выбор типоразмера, имеющего определенное значение динамической грузоподъемности и заменяемого при ремонтах изделия по критерию мини-

сумма расходов в изделии в целом от увеличения материалоемкости, энергетических потерь и расходов на комплект подшипников для замены при ремонтах изделия.

Ниже приведены примеры выбора типоразмера подшипника расчетом его влияния на изделие в целом.

Задача типа 1. Расчет по потребным эквивалентной нагрузке и ресурсу показал, что в одну из опор вала цилиндрического зубчатого редуктора автомобиля ($g = 5$ лет) целесообразно установить шариковый однорядный радиальный подшипник с динамической грузоподъемностью $C_d = 132000$ Н. По конструктивным соображениям и расчету вала внутренний диаметр подшипника должен быть не менее 85 мм. По ГОСТ 8338-75 и справочнику-каталогу „Подшипники качения” (М., Машиностроение, 1984 г., 280 с.) выбираем два типоразмера подшипников с ближайшими значениями C_d :

подшипник 221, $d_1 \times D_1 \times B_1 = 10,5 \times 19,0 \times 3,6$ см;

$C_{d1} = 133000$ Н; $G_1 = 3,60$ кг;

подшипник 317 $d_2 \times D_2 \times B_2 = 8,5 \times 18,0 \times 4,1$ см;

$C_{d2} = 133000$ Н; $G_2 = 4,30$ кг.

По прейскуранту № 21-02 „Оптовые цены на подшипники шариковые, роликовые и шарнирные (М., Машиностроение, 1981 г., 350 с.) устанавливаем оптовые цены подшипников: $Ц_1 = 4,50$ руб., $Ц_2 = 4,30$ руб.

При обычном способе выбора типоразмера подшипника из числа типоразмеров с одинаковыми или близкими значениями динамической грузоподъемности и с близкими размерами выбирают подшипник меньшей массы, т. е., в данном случае, выбирают типоразмер 221.

Проведем расчет по неравенству (9.7), принимая значения K' , K'' , γ , δ , $\gamma(1-i)$, $\delta(1-i)$ для соответствующих серий диаметров и ширин подшипников 221 и 317 из табл. 9.1:

$$4,50 + 0,0921 \cdot 19^{1,44} \cdot 3,6^{0,50} + 1,2 \cdot 5 (3,60 + 0,0343 \cdot 19^{1,82} \cdot 3,6^{0,63}) \neq 4,30 + 0,0848 \times \\ \times 18^{1,50} \cdot 4,1^{0,39} + 1,2 \cdot 5 (4,30 + 0,0309 \cdot 18^{1,90} \cdot 4,1^{0,49});$$

$$136,25 \text{ руб.} > 131,40 \text{ руб.}$$

Таким образом, сравнительным технико-экономическим расчетом установлено, что для мобильных машин (транспортных, дорожных и др.) более целесообразным является применение типоразмера 317, а не типоразмера 221, несмотря на то, что последний имеет массу на 0,7 кг (на 19 %) меньшую, чем типоразмер 317.

Как показано выше, при традиционном выборе типоразмера, без расчета, был бы выбран типоразмер 221, что повлекло бы убытки по машине в целом (от завышения массы сопряженных деталей и дополнительных энергетических потерь) в размере $136,25 - 131,40 = 4,85$ руб. на каждый подшипник.

Для стационарных машин (металлорежущие станки, кузнечно-прессовые машины и т. д.), у которых не возникают дополнительные энергетические потери на транспортирование самой машины в процессе эксплуатации, принимают, как сказано выше, $\eta_3 = 0$, тогда неравенство имеет вид:

$$4,50 + 0,0921 \cdot 19^{1,44} \cdot 3,6^{0,50} \neq 4,30 + 0,0848 \cdot 18^{1,50} \cdot 4,1^{0,39};$$

$$16,65 \text{ руб.} > 15,50 \text{ руб.}$$

Следовательно, и в данном случае целесообразнее выбрать типоразмер 317.

Применение неравенства (9.7) может быть проиллюстрировано также выбором одного из двух шариковых однорядных радиальных подшипников по ГОСТ 8338-75; 221 ($d = 10,5$ см, $D = 19,0$ см; $B = 3,6$ см; $C_d = 133000$ Н; $C = 3,6$ кг; $\Pi = 4,50$ руб.) и 317 ($d = 8,5$ см; $D = 18,0$ см; $B = 4,1$ см; $C_d = 133000$ Н; $G = 4,3$ кг; $\Pi = 4,30$ руб.) При традиционном подходе, учитывая одинаковые значения динамической грузоподъемности, лучшим следует считать подшипник 221, имеющий меньшую на 0,7 кг массу. Однако расчет показывает, что при использовании этого подшипника в конструкции, масса сопряженных деталей будет равна 16,65 кг, а при применении подшипника 317 — 15,00 кг, т. е. на 1,65 кг меньше. Расчет по приведенному неравенству (для случая, когда ресурс подшипника не менее ресурса изделия, т. е. $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$ (изделие — автомобиль, $\eta_3 = 1,2$) показывает, что общие расходы (с учетом сопряженных деталей и дополнительных затрат горючего) в первом случае составляют 40,57 руб., а во втором — 38,66 руб., т. е. на 1,91 руб. меньше. Следовательно, и по массе и по суммарным расходам традиционный подход в данном случае приводит к худшему решению.

Задача типа 2. Предположим, что в результате подбора по расчетному диаметру вала и эквивалентной нагрузке выбран типоразмер шарикового однорядного радиального подшипника 212;

$$\alpha_1 \times D_1 \times B_1 = 6,0 \times 11,0 \times 2,2 \text{ (см)}; C_d = 52600 \text{ Н}; G_1 = 0,80 \text{ кг}; \Pi_1 = 1,40 \text{ руб.}$$

Расчетом установлено, что ресурс этого подшипника будет обеспечивать его работу до капитального ремонта. Предусмотрено, что до списания машина должна проходить три капитальных ремонта. Таким образом, за срок службы машина ($g = 12$ лет) потребуются четыре подшипника — один при изготовлении машины и три для замены при ремонтах.

Перед конструктором поставлена задача установить целесообразность применения подшипника с повышенной грузоподъемностью, обеспечивающей в два раза больший ресурс.

Расчетом установлено, что для увеличения ресурса в два раза при сохранении величины эквивалентной нагрузки необходимо установить подшипник с динамической грузоподъемностью не менее 65520 Н. Рассмотрение данных по различным сериям и типоразмерам подшипников по ГОСТ 8338-75 показало, что целесообразно для сравнения выбрать подшипник 311, $d_2 \times D_2 \times B_2 = 5,5 \times 12,0 \times 2,9$ см; $C_{d2} = 71500$ Н; $G_2 = 1,35$ кг, $\Pi_2 = 1,75$ руб.

При применении такого типоразмера потребуются за срок службы машины только два подшипника — один при изготовлении и один при замене во время второго капитального ремонта.

Составим неравенство типа (9.7):

$$4 \cdot 1,40 + 0,0921 \cdot 11^{1,44} \cdot 2,2^{0,50} + 1,2 \cdot 12 (0,80 + 0,0343 \cdot 11^{1,82} \cdot 2,2^{0,63}) \neq 2 \times \times 1,75 + 0,0848 \cdot 12^{1,50} \cdot 2,9^{0,39} + 1,2 \cdot 12 (1,35 + 0,0309 \cdot 12^{1,9} \cdot 2,9^{0,49});$$

$$82,23 \text{ руб.} < 110,55 \text{ руб.}$$

Следовательно, для мобильных машин целесообразно устанавливать подшипник 212 с меньшим ресурсом, приводящий к меньшим потерям в машине в целом.

Проверим при тех же данных целесообразность установки одного из рассматриваемых типоразмеров в стационарной машине, т. е. при $\eta_3 = 0$.

Неравенство (9.7) имеет вид:

$$4 \cdot 1,40 + 0,921 \cdot 11^{1,44} \cdot 2,2^{0,50} \neq 2 \cdot 1,75 + 0,0848 \cdot 12^{1,50} \cdot 2,9^{0,39};$$

$$9,91 \text{ руб.} > 8,86 \text{ руб.}$$

Таким образом, для стационарной машины при тех же условиях оказывается более эффективным применение типоразмера 311 с большим ресурсом.

Следует отметить, что предложенный способ не только заменяет трудоемкие графические работы по прочерчиванию альтернативных вариантов и расчету масс, но и обеспечивает учет факторов, которые чертежом не могут быть учтены, – себестоимость деталей, различия в расходах на запчасти в зависимости от ресурса, энергетические расходы.

Предложенный способ применим также для выбора вариантов сборочных единиц.

Использование предложенного способа выбора деталей с помощью неравенства типа (9.1) целесообразно также в системах автоматизированного проектирования. Применение способа выбора типоразмера составной части при проектировании изделия расчетом влияния составной части на изделие обеспечивает получение изделий меньшей материало- и энергоемкости, т. е. более высокого технического уровня.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Значение средней μ и стандартных ошибок σ_1 и σ_2 для оценки тренда [8]

n	μ	σ_1	σ_2
10	3,858	1,288	1,964
15	4,636	1,521	2,153
20	5,195	1,677	2,279
25	5,632	1,791	2,373

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Стандартные значения t_α t -критерия Стьюдента [36]

Число степеней свободы $k = n - 1$	Уровни значимости P (двустороннее ограничение)		
	0,05	0,01	0,001
1	12,71	63,66	636,62
2	4,30	9,92	31,60
3	3,18	5,84	12,94

Число степеней свободы $k = n - 1$	Уровни значимости P (двустороннее ограничение)		
	0,05	0,01	0,001
4	2,78	4,60	8,61
5	2,57	4,03	6,86
6	2,45	3,71	5,96
7	2,36	3,50	5,40
8	2,31	3,36	5,04
9	2,26	3,25	4,78
10	2,23	3,17	5,59
11	2,20	3,11	4,49
12	2,18	3,05	4,32
13	2,16	3,01	4,22
14	2,14	2,98	4,14
15	2,13	2,95	4,07
16	2,12	2,92	4,01
17	2,11	2,90	3,96
18	2,10	2,88	3,92
19	2,09	2,86	3,88
20	2,09	2,85	3,85

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Значения $N_{i,I}$ и γ_i^* для построения параметрических рядов методом точек перехода при логарифмически нормальном законе распределения параметров

Номера членов: $i, 1\text{-го},$ $i\text{-го}$	$N_{i,I}$	γ_i	Номера членов $i, 1\text{-го},$ $i\text{-го}$	$N_{i,I}$	γ_i
	$f=2$			$f=5$	
1,2	0,4640	1,00	1,2	0,1040	2,11
	$f=3$		2,3	0,2195	1,38
1,2	0,2385	1,89	3,4	0,2810	0,78
2,3	0,4510	0,53	4,5	0,2195	0,47
	$f=4$			$f=6$	
1,2	0,1482	2,13	1,2	0,0792	2,01
2,3	0,3159	1,00	2,3	0,1592	1,42
3,4	0,3159	0,47	3,4	0,2257	1,00
			4,5	0,2257	0,71

* $N_{i,I}$ - потребность (в долях единицы) в меньшем из двух членов ряда предпочтительных чисел, сопоставляемых при построении оптимального ряда с i -м членом соседнего более разреженного ряда предпочтительных чисел;

γ_i - отношение потребностей (в долях единицы) большего и меньшего членов ряда предпочтительных чисел.

Номера членов i , 1-го, i -го	$N_{i,I}$	γ_i	Номера членов i , 1-го, i -го	$N_{i,I}$	γ_i
5,6	0,1592	0,50	5,6	0,1079	1,09
	$f=7$		6,7	0,1179	1,00
1,2	0,0626	1,90	7,8	0,1179	0,92
2,3	0,1192	1,48	8,9	0,1079	0,83
3,4	0,1759	1,14	9,10	0,0902	0,76
4,5	0,2012	0,88	10,11	0,0690	0,70
5,6	0,1759	0,68	11,12	0,0483	0,64
6,7	0,1192	0,53		$f=13$	
	$f=8$		1,2	0,0280	1,51
1,2	0,0526	1,82	2,3	0,0423	1,42
2,3	0,0956	1,49	3,4	0,0599	1,32
3,4	0,1423	1,22	4,5	0,0790	1,19
4,5	0,1736	1,00	5,6	0,0937	1,13
5,6	0,1736	0,82	6,7	0,1060	1,04
6,7	0,1423	0,67	7,8	0,1106	0,96
7,8	0,0956	0,55	8,9	0,1060	0,88
	$f=9$		9,10	0,0937	0,84
1,2	0,0449	1,73	10,11	0,0790	0,76
2,3	0,0779	1,48	11,12	0,0599	0,70
3,4	0,1156	1,27	12,13	0,0423	0,66
4,5	0,1464	1,08		$f=14$	
5,6	0,1586	0,92	1,2	0,0255	1,48
6,7	0,1464	0,79	2,3	0,0378	1,39
7,8	0,1156	0,67	3,4	0,0525	1,30
8,9	0,0779	0,58	4,5	0,0684	1,22
	$f=10$		5,6	0,0832	1,14
1,2	0,0390	1,66	6,7	0,0953	1,06
2,3	0,0650	1,48	7,8	0,1014	1,00
3,4	0,0960	1,29	8,9	0,1014	0,94
4,5	0,1235	1,14	9,10	0,0953	0,88
5,6	0,1405	1,00	10,11	0,0832	0,82
6,7	0,1405	0,88	11,12	0,0684	0,77
7,8	0,1235	0,78	12,13	0,0525	0,72
8,9	0,0960	0,68	13,14	0,0378	0,68
9,10	0,0650	0,60		$f=15$	
	$f=11$		1,2	0,0234	1,45
1,2	0,0345	1,60	2,3	0,0340	1,37
2,3	0,0551	1,46	3,4	0,0467	1,29
3,4	0,0805	1,30	4,5	0,0604	1,22
4,5	0,1050	1,17	5,6	0,0738	1,15
5,6	0,1231	1,06	6,7	0,0851	1,09
6,7	0,1310	0,94	7,8	0,0928	1,03
7,8	0,1231	0,86	8,9	0,0956	0,97
8,9	0,1050	0,77	9,10	0,0928	0,92
9,10	0,0805	0,68	10,11	0,0851	0,87
10,11	0,0551	0,62	11,12	0,0738	0,82
	$f=12$		12,13	0,0604	0,78
1,2	0,0309	1,56	13,14	0,0467	0,73
2,3	0,0483	1,43	14,15	0,0340	0,69
3,4	0,0690	1,31		$f=16$	
4,5	0,0902	1,20	1,2	0,0217	1,42

Номера членов i , 1-го, i -го	$N_{i,I}$	γ_i	Номера членов i , 1-го, i -го	$N_{i,I}$	γ_i
2,3	0,0309	1,35		$f=19$	
3,4	0,0418	1,29	1,2	0,0178	1,35
4,5	0,0538	1,22	2,3	0,0241	1,31
5,6	0,0658	1,16	3,4	0,0315	1,27
6,7	0,0765	1,10	4,5	0,0399	1,22
7,8	0,0845	1,05	5,6	0,0485	1,17
8,9	0,0891	1,00	6,7	0,0569	1,14
9,10	0,0891	0,95	7,8	0,0646	1,09
10,11	0,0845	0,91	8,9	0,0705	1,06
11,12	0,0765	0,86	9,10	0,0744	1,00
12,13	0,0658	0,82	10,11	0,0746	0,94
13,14	0,0538	0,78	11,12	0,0744	0,92
14,15	0,0418	0,74	12,13	0,0705	0,88
15,16	0,0309	0,70	13,14	0,0646	0,85
	$f=17$		14,15	0,0569	0,82
1,2	0,0202	1,40	15,16	0,0485	0,79
2,3	0,0283	1,34	16,17	0,0399	0,76
3,4	0,0378	1,28	17,18	0,0315	0,74
4,5	0,0483	1,22	18,19	0,0241	
5,6	0,0591	1,17		$f=20$	
6,7	0,0691	1,12	1,2	0,0167	1,34
7,8	0,0773	1,06	2,3	0,0223	1,30
8,9	0,0822	1,02	3,4	0,0289	1,26
9,10	0,0836	0,98	4,5	0,0363	1,21
10,11	0,0822	0,94	5,6	0,0440	1,18
11,12	0,0773	0,89	6,7	0,0517	1,14
12,13	0,0691	0,86	7,8	0,0588	1,10
13,14	0,0591	0,82	8,9	0,0648	1,07
14,15	0,0483	0,78	9,10	0,0692	1,03
15,16	0,0378	0,75	10,11	0,0714	1,00
16,17	0,0283	0,71	11,12	0,0714	0,97
	$f=18$		12,13	0,0692	0,93
1,2	0,0189	1,38	11,12	0,0714	0,97
2,3	0,0260	1,34	12,13	0,0692	0,93
3,4	0,0343	1,27	13,14	0,0648	0,91
4,5	0,0436	1,22	14,15	0,0588	0,88
5,6	0,0532	1,17	15,16	0,0517	0,85
6,7	0,0624	1,13	16,17	0,0440	0,83
7,8	0,0703	1,08	17,18	0,0363	0,79
8,9	0,0761	1,04	18,19	0,0289	0,77
9,10	0,0793	1,00	19,20	0,0223	0,75
10,11	0,0793	0,96		$f=21$	
11,12	0,0761	0,93	1,2	0,0157	1,32
12,13	0,0703	0,88	2,3	0,0207	1,28
13,14	0,0624	0,85	3,4	0,0266	1,25
14,15	0,0532	0,82	4,5	0,0332	1,21
15,16	0,0436	0,79	5,6	0,0401	1,18
16,17	0,0343	0,75	6,7	0,0472	1,14
17,18	0,0260	0,72	7,8	0,0538	1,11

Номера членов i , 1-го i -го	$N_{i, I}$	γ_i	Номера членов i , 1-го i -го	$N_{i, I}$	γ_i
8,9	0,0596	1,07	16,17	0,0510	0,89
9,10	0,0634	1,06	17,18	0,0457	0,88
10,11	0,0683	1,01	18,19	0,0399	0,86
11,12	0,0686	0,99	19,20	0,0341	0,83
12,13	0,0683	0,94	20,21	0,0284	0,81
13,14	0,0634	0,93	21,22	0,0230	0,79
14,15	0,0596	0,90	22,23	0,0183	0,78
15,16	0,0538	0,88		$f = 24$	
16,17	0,0472	0,85	1,2	0,0136	1,27
17,18	0,0401	0,83	2,3	0,0173	1,25
18,19	0,0332	0,80	3,4	0,0217	1,23
19,20	0,0266	0,78	4,5	0,0266	1,20
20,21	0,0207	0,76	5,6	0,0318	1,17
	$f = 22$		6,7	0,0372	1,14
1,2	0,0150	1,30	7,8	0,0425	1,12
2,3	0,0195	1,28	8,9	0,0477	1,09
3,4	0,0249	1,23	9,10	0,0521	1,07
4,5	0,0307	1,20	10,11	0,0557	1,05
5,6	0,0370	1,18	11,12	0,0583	1,02
6,7	0,0436	1,14	12,13	0,0596	1,00
7,8	0,0496	1,12	13,14	0,0596	0,98
8,9	0,0554	1,08	14,15	0,0583	0,95
9,10	0,0599	1,06	15,16	0,0557	0,93
10,11	0,0633	1,03	16,17	0,0521	0,92
11,12	0,0652	1,00	17,18	0,0477	0,89
12,13	0,0652	0,97	18,19	0,0425	0,88
13,14	0,0633	0,94	19,20	0,0372	0,85
14,15	0,0599	0,93	20,21	0,0318	0,83
15,16	0,0554	0,89	21,22	0,0266	0,81
16,17	0,0496	0,88	22,23	0,0217	0,80
17,18	0,0436	0,85	23,24	0,0173	0,79
18,19	0,0370	0,83		$f = 25$	
19,20	0,0307	0,81	1,2	0,0130	1,26
20,21	0,0249	0,78	2,3	0,0164	1,24
21,22	0,0195	0,77	3,4	0,0204	1,22
	$f = 23$		4,5	0,0248	1,19
1,2	0,0142	1,29	5,6	0,0296	1,16
2,3	0,0183	1,26	6,7	0,0345	1,15
3,4	0,0230	1,24	7,8	0,0396	1,12
4,5	0,0284	1,20	8,9	0,0443	1,10
5,6	0,0341	1,17	9,10	0,0486	1,08
6,7	0,0399	1,14	10,11	0,0523	1,05
7,8	0,0457	1,12	11,12	0,0551	1,03
8,9	0,0510	1,09	12,13	0,0568	1,01
9,10	0,0556	1,07	13,14	0,0574	0,99
10,11	0,0591	1,07	14,15	0,0568	0,97
11,12	0,0637	1,05	15,16	0,0551	0,95
12,13	0,0670	0,95	16,17	0,0523	0,93
13,14	0,0637	0,94	17,18	0,0486	0,91
14,15	0,0591	0,94	18,19	0,0443	0,89
15,16	0,0556	0,92	19,20	0,0396	0,87

Номера членов i , 1-го i -го	$N_{i,j}$	γ_i	Номера членов i , 1-го i -го	$N_{i,j}$	γ_i
20,21	0,0345	0,86	19,20	0,0428	0,90
21,22	0,0296	0,84	20,21	0,0385	0,89
22,23	0,0248	0,82	21,22	0,0343	0,88
23,24	0,0204	0,81	22,23	0,0303	0,86
24,25	0,0164	0,79	23,24	0,0258	0,85
	$f=26$		24,25	0,0218	0,83
1,2	0,0124	1,25	25,26	0,0182	0,81
2,3	0,0155	1,23	26,27	0,0148	0,81
3,4	0,0191	1,21		$f=28$	
4,5	0,0231	1,19	1,2	0,0115	1,23
5,6	0,0275	1,16	2,3	0,0140	1,23
6,7	0,0320	1,14	3,4	0,0173	1,18
7,8	0,0366	1,12	4,5	0,0205	1,18
8,9	0,0411	1,11	5,6	0,0244	1,16
9,10	0,0456	1,08	6,7	0,0284	1,13
10,11	0,0488	1,07	7,8	0,0321	1,13
11,12	0,0525	1,02	8,9	0,0363	1,09
12,13	0,0538	1,02	9,10	0,0397	1,09
13,14	0,0561	1,00	10,11	0,0435	1,07
14,15	0,0561	0,98	11,12	0,0465	1,04
15,16	0,0538	0,98	12,13	0,0485	1,04
16,17	0,0525	0,93	13,14	0,0505	1,01
17,18	0,0488	0,93	14,15	0,0509	1,00
18,19	0,0456	0,90	15,16	0,0509	0,99
19,20	0,0411	0,89	16,17	0,0505	0,96
20,21	0,0366	0,88	17,18	0,0485	0,96
21,22	0,0320	0,86	18,19	0,0465	0,94
22,23	0,0275	0,84	19,20	0,0435	0,92
23,24	0,0231	0,83	20,21	0,0397	0,92
24,25	0,0191	0,81	21,22	0,0363	0,88
25,26	0,0155	0,80	22,23	0,0321	0,88
	$f=27$		23,24	0,0284	0,86
1,2	0,0119	1,24	24,25	0,0244	0,85
2,3	0,0148	1,23	25,26	0,0205	0,85
3,4	0,0182	1,20	26,27	0,0173	0,81
4,5	0,0218	1,18	27,28	0,0140	0,81
5,6	0,0258	1,17		$f=29$	
6,7	0,0303	1,13	1,2	0,0110	1,22
7,8	0,0343	1,12	2,3	0,0134	1,22
8,9	0,0385	1,11	3,4	0,0163	1,20
9,10	0,0428	1,07	4,5	0,0195	1,176
10,11	0,0459	1,07	5,6	0,0229	1,17
11,12	0,0490	1,05	6,7	0,0267	1,13
12,13	0,0516	1,02	7,8	0,0302	1,12
13,14	0,0526	1,02	8,9	0,0339	1,11
14,15	0,0534	0,98	9,10	0,0375	1,09
15,16	0,0526	0,98	10,11	0,0408	1,07
16,17	0,0515	0,95	11,12	0,0437	1,06
17,18	0,0490	0,94	12,13	0,0461	1,04
18,19	0,0459	0,94	13,14	0,0479	1,03

Номера членов i , 1-го i -го	$N_{i,I}$	γ_i	Номера членов i , 1-го i -го	$N_{i,I}$	γ_i
14,15	0,0495	1,01	5,6	0,0203	1,16
15,16	0,0496	0,99	6,7	0,0238	1,13
16,17	0,0495	0,97	7,8	0,0268	1,12
17,18	0,0479	0,96	8,9	0,0301	1,10
18,19	0,0461	0,94	9,10	0,0332	1,09
19,20	0,0437	0,94	10,11	0,0363	1,08
20,21	0,0408	0,92	11,12	0,0391	1,06
21,22	0,0375	0,90	12,13	0,0415	1,05
22,23	0,0339	0,89	13,14	0,0435	1,03
23,24	0,0302	0,88	14,15	0,0450	1,03
24,25	0,0267	0,86	15,16	0,0460	1,01
25,26	0,0229	0,86	16,17	0,0462	0,99
26,27	0,0195	0,83	17,18	0,0460	0,97
27,28	0,0163	0,82	18,19	0,0450	0,97
28,29	0,0134	0,82	19,20	0,0435	0,95
$f = 30$			20,21	0,0415	0,94
1,2	0,0106	1,22	21,22	0,0391	0,93
2,3	0,0129	1,20	22,23	0,0363	0,92
3,4	0,0155	1,19	23,24	0,0332	0,91
4,5	0,0185	1,17	24,25	0,0301	0,89
5,6	0,0217	1,15	25,26	0,0268	0,88
6,7	0,0250	1,14	26,27	0,0238	0,86
7,8	0,0284	1,13	27,28	0,0203	0,86
8,9	0,0320	1,10	28,29	0,0175	0,86
9,10	0,0353	1,09	29,30	0,0149	0,83
10,11	0,0385	1,07	30,31	0,0123	0,83
11,12	0,0413	1,06	$f = 32$		
12,13	0,0438	1,05	1,2	0,0098	1,21
13,14	0,0458	1,03	2,3	0,0119	1,20
14,15	0,0470	1,02	3,4	0,0143	1,16
15,16	0,0478	1,00	4,5	0,0166	1,16
16,17	0,0478	0,98	5,6	0,0194	1,16
17,18	0,0470	0,97	6,7	0,0224	1,13
18,19	0,0458	0,95	7,8	0,0254	1,12
19,20	0,0438	0,94	8,9	0,0284	1,10
20,21	0,0413	0,94	9,10	0,0312	1,10
21,22	0,0385	0,92	10,11	0,0345	1,08
22,23	0,0353	0,91	11,12	0,0373	1,05
23,24	0,0320	0,88	12,13	0,0393	1,05
24,25	0,0284	0,88	13,14	0,0413	1,05
25,26	0,0250	0,87	14,15	0,0433	1,02
26,27	0,0217	0,86	15,16	0,0444	1,01
27,28	0,0185	0,84	16,17	0,0446	1,00
28,29	0,0155	0,83	17,18	0,0446	0,99
29,30	0,0129	0,82	18,19	0,0444	0,98
$f = 31$			19,20	0,0433	0,95
1,2	0,0102	1,21	20,21	0,0413	0,95
2,3	0,0123	1,21	21,22	0,0393	0,95
3,4	0,0149	1,17	22,23	0,0373	0,93
4,5	0,0175	1,17	23,24	0,0345	0,91
			24,25	0,0312	0,91

Номера членов i , 1-го, i -го	N_{iI}	γ_i	Номера членов i , 1-го i -го	N_{iI}	γ_i
25,26	0,0284	0,89	11,12	0,0334	1,07
26,27	0,0254	0,88	12,13	0,0357	1,06
27,28	0,0224	0,86	13,14	0,0377	1,05
28,29	0,0194	0,86	14,15	0,0395	1,03
29,30	0,0166	0,86	15,16	0,0406	1,03
30,31	0,0143	0,83	16,17	0,0418	1,01
31,32	0,0119	0,83	17,18	0,0420	1,00
$f = 33$			18,19	0,0420	0,99
1,2	0,0096	1,21	19,20	0,0418	0,97
2,3	0,0116	1,18	20,21	0,0406	0,97
3,4	0,0137	1,18	21,22	0,0395	0,95
4,5	0,0161	1,16	22,23	0,0377	0,94
5,6	0,0187	1,15	23,24	0,0357	0,94
6,7	0,0215	1,14	24,25	0,0334	0,93
7,8	0,0244	1,12	25,26	0,0308	0,92
8,9	0,0261	1,11	26,27	0,0282	0,90
9,10	0,0297	1,10	27,28	0,0255	0,89
10,11	0,0325	1,08	28,29	0,0227	0,88
11,12	0,0351	1,07	29,30	0,0201	0,88
12,13	0,0376	1,06	30,31	0,0176	0,86
13,14	0,0398	1,04	31,32	0,0152	0,86
14,15	0,0414	1,04	32,33	0,0131	0,84
15,16	0,0428	1,03	33,34	0,0110	0,83
16,17	0,0436	1,02	$f = 35$		
17,18	0,0438	0,98	1,2	0,0089	1,20
18,19	0,0436	0,97	2,3	0,0107	1,17
19,20	0,0428	0,96	3,4	0,0125	1,17
20,21	0,0414	0,96	4,5	0,0146	1,15
21,22	0,0398	0,94	5,6	0,0167	1,14
22,23	0,0376	0,93	6,7	0,0192	1,12
23,24	0,0351	0,93	7,8	0,0216	1,12
24,25	0,0325	0,91	8,9	0,0242	1,11
25,26	0,0297	0,90	9,10	0,0268	1,09
26,27	0,0261	0,89	10,11	0,0293	1,08
27,28	0,0244	0,88	11,12	0,0317	1,07
28,29	0,0215	0,87	12,13	0,0339	1,06
29,30	0,0187	0,86	13,14	0,0360	1,04
30,31	0,0161	0,85	14,15	0,0376	1,04
31,32	0,0137	0,85	15,16	0,0392	1,02
32,33	0,0116	0,83	16,17	0,0400	1,02
$f = 34$			17,18	0,0408	1,01
1,2	0,0092	1,20	18,19	0,0410	0,99
2,3	0,0110	1,19	19,20	0,0408	0,98
3,4	0,0131	1,16	20,21	0,0400	0,98
4,5	0,0152	1,16	21,22	0,0392	0,96
5,6	0,0176	1,14	22,23	0,0376	0,96
6,7	0,0201	1,13	23,24	0,0360	0,94
7,8	0,0227	1,12	24,25	0,0339	0,94
8,9	0,0255	1,11	25,26	0,0317	0,93
9,10	0,0282	1,09	26,27	0,0293	0,92
10,11	0,0308	1,08			

Номера членов <i>i</i> , 1-го, <i>i</i> -го	N_{iI}	γ_i	Номера членов <i>i</i> , 1-го <i>i</i> -го	N_{iI}	γ_i
27,28	0,0268	0,90	7,8	0,0196	1,12
28,29	0,0242	0,89	8,9	0,0219	1,10
29,30	0,0216	0,89	9,10	0,0242	1,09
30,31	0,0192	0,88	10,11	0,0264	1,08
31,32	0,0167	0,87	11,12	0,0286	1,08
32,33	0,0146	0,86	12,13	0,0309	1,06
33,34	0,0125	0,86	13,14	0,0327	1,06
34,35	0,0107	0,83	14,15	0,0345	1,04
	$f = 36$		15,16	0,0360	1,03
1,2	0,00865	1,18	16,17	0,0372	1,02
2,3	0,0102	1,18	17,18	0,0380	1,02
3,4	0,0120	1,17	18,19	0,0387	1,003
4,5	0,0140	1,14	19,20	0,0388	0,997
5,6	0,0160	1,14	20,21	0,0387	0,98
6,7	0,0183	1,13	21,22	0,0380	0,98
7,8	0,0206	1,12	22,23	0,0372	0,97
8,9	0,0230	1,10	23,24	0,0360	0,96
9,10	0,0254	1,09	24,25	0,0345	0,94
10,11	0,0278	1,08	25,26	0,0327	0,94
11,12	0,0301	1,07	26,27	0,0309	0,93
12,13	0,0323	1,06	27,28	0,0286	0,93
13,14	0,0342	1,06	28,29	0,0264	0,92
14,15	0,0361	1,04	29,30	0,0242	0,91
15,16	0,0375	1,03	30,31	0,0219	0,89
16,17	0,0386	1,02	31,32	0,0196	0,89
17,18	0,0395	1,01	32,33	0,0175	0,88
18,19	0,0398	1,00	33,34	0,0154	0,87
19,20	0,0398	0,99	34,35	0,0133	0,86
20,21	0,0395	0,98	35,36	0,0116	0,85
21,22	0,0386	0,97	36,37	0,0099	0,85
22,23	0,0375	0,96		$f = 38$	
23,24	0,0361	0,94	1,2	0,0082	1,17
24,25	0,0342	0,94	2,3	0,0096	1,16
25,26	0,0323	0,93	3,4	0,0111	1,16
26,27	0,0301	0,93	4,5	0,0129	1,14
27,28	0,0278	0,92	5,6	0,0147	1,14
28,29	0,0254	0,91	6,7	0,0167	1,12
29,30	0,0260	0,89	7,8	0,0187	1,12
30,31	0,0206	0,98	8,9	0,0209	1,10
31,32	0,0183	0,88	9,10	0,0231	1,09
32,33	0,0160	0,88	10,11	0,0251	1,09
33,34	0,0140	0,85	11,12	0,0273	1,08
34,35	0,0120	0,85	12,13	0,0295	1,06
35,36	0,0102	0,85	13,14	0,0312	1,06
	$f = 37$		14,15	0,0330	1,04
1,2	0,0084	1,18	15,16	0,0344	1,04
2,3	0,0099	1,17	16,17	0,0359	1,02
3,4	0,0116	1,16	17,18	0,0367	1,02
4,5	0,0133	1,15	18,19	0,0374	1,01
5,6	0,0154	1,14	19,20	0,0377	1,00
6,7	0,0175	1,12	20,21	0,0377	0,99

Номера членов i , 1-го, i -го	$N_{i,I}$	γ_i	Номера членов i , 1-го i -го	$N_{i,I}$	γ_i
21,22	0,0374	0,98	32,33	0,0199	0,90
22,23	0,0367	0,98	33,34	0,0179	0,89
23,24	0,0359	0,96	34,35	0,0160	0,88
24,25	0,0344	0,96	35,36	0,0142	0,87
25,26	0,0330	0,94	36,37	0,0123	0,87
26,27	0,0312	0,94	37,38	0,0108	0,86
27,28	0,0295	0,93	38,39	0,0093	0,85
28,29	0,0273	0,92	$f = 40$		
29,30	0,0251	0,92	1,2	0,0077	1,17
30,31	0,0231	0,91	2,3	0,0090	1,16
31,32	0,0209	0,89	3,4	0,0104	1,14
32,33	0,0187	0,89	4,5	0,0119	1,14
33,34	0,0167	0,88	5,6	0,0136	1,13
34,35	0,0147	0,88	6,7	0,0153	1,12
35,36	0,0129	0,86	7,8	0,0172	1,11
36,37	0,0111	0,86	8,9	0,0191	1,10
37,38	0,0096	0,85	9,10	0,0210	1,10
$f = 39$			10,11	0,0230	1,08
1,2	0,0079	1,18	11,12	0,0249	1,08
2,3	0,0093	1,16	12,13	0,0268	1,06
3,4	0,0108	1,15	13,14	0,0285	1,06
4,5	0,0123	1,15	14,15	0,0303	1,05
5,6	0,0142	1,13	15,16	0,0318	1,04
6,7	0,0160	1,12	16,17	0,0330	1,04
7,8	0,0179	1,11	17,18	0,0342	1,02
8,9	0,0199	1,11	18,19	0,0350	1,01
9,10	0,0221	1,09	19,20	0,0355	1,01
10,11	0,0239	1,00	20,21	0,0359	1,00
11,12	0,0261	1,08	21,22	0,0359	0,99
12,13	0,0281	1,06	22,23	0,0355	0,99
13,14	0,0299	1,05	23,24	0,0350	0,98
14,15	0,0315	1,05	24,25	0,0342	0,96
15,16	0,0331	1,04	25,26	0,0330	0,96
16,17	0,0344	1,03	26,27	0,0318	0,95
17,18	0,0354	1,02	27,28	0,0303	0,94
18,19	0,0362	1,01	28,29	0,0285	0,94
19,20	0,0367	1,003	29,30	0,0268	0,93
20,21	0,0368	0,997	30,31	0,0249	0,93
21,22	0,0367	0,99	31,32	0,0230	0,91
22,23	0,0362	0,98	32,33	0,0210	0,91
23,24	0,0354	0,97	33,34	0,0191	0,90
24,25	0,0344	0,96	34,35	0,0172	0,89
25,26	0,0331	0,95	35,36	0,0153	0,89
26,27	0,0315	0,95	36,37	0,0136	0,88
27,28	0,0299	0,94	37,38	0,0119	0,88
28,29	0,0281	0,93	38,39	0,0104	0,86
29,30	0,0261	0,92	39,40	0,0090	0,85
30,31	0,0239	0,92			
31,32	0,0221	0,90			

ПРИМЕР ПРОВЕДЕНИЯ УНИФИКАЦИИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН (КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС)

Выбор типов колес и номенклатуры основных параметров

Рассмотрим решение задачи унификации построением рядов конических зубчатых колес одной из подотраслей машиностроения.

Учитывая особенности проектирования и применения конических зубчатых колес, следует проводить их унификацию парами. Это также облегчает унификацию корпусов или их элементов.

Наиболее широко применяемыми в подотрасли являются прямозубые насадные конические колеса. Этот тип колес и принят для унификации.

Зубчатые конические насадные прямозубые колеса со стандартными исходными контуром и модулем $m \geq 1,5$ мм следует считать однородной группой. За главный параметр конической зубчатой пары принимают диаметр начальной окружности большего из колес пары. Основными параметрами являются передаточные отношения, модуль.

Сбор и анализ данных применяемости

При унификации конических зубчатых пар была получена выборка объемом около 300 типоразмеров. Анализ данных применяемости этой группы проводился с учетом программы выпуска по параметрам: диаметру делительной окружности колеса (главный параметр); величине передаточного числа (основной параметр); сочетанию передаточного числа и диаметра колеса; диаметру длительной окружности шестерни; величине модуля (основной параметр); типу зуба.

Кроме того, была проанализирована применяемость отдельных зубчатых колес по параметрам: сочетанию диаметра колеса и диаметра посадочного отверстия; конструкции колеса; сочетанию диаметра посадочного отверстия и длины ступицы; виду соединения с валом; материалу; термообработке; точности.

Примером гистограммы, построенной для дискретно изменяющихся параметров, может служить гистограмма применяемости конических зубчатых колес по видам термообработки и твердости поверхности зубьев (рис. 1).

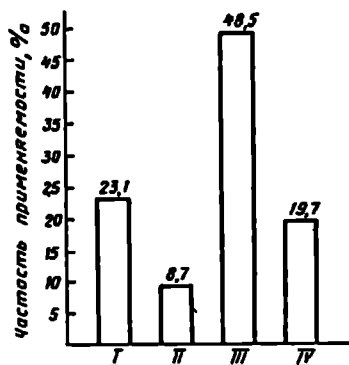


Рис. 1. Применяемость конических зубчатых колес по видам термообработки и твердости поверхности:

I — улучшение, твердость HB 210–300;
 II — объемная закалка, твердость HRC 40–55; III — закалка с нагревом ТВЧ, твердость HRC 40–55; IV — цементация и закалка, твердость HRC 650–65

Порядок построения гистограммы для непрерывно изменяющихся параметров рассмотрим на примере данных применяемости конических пар по величине диаметра колеса.

Данные применяемости систематизируют в табл. 1, в которой диапазон значений диаметров колес от 25 до 800 мм разделен на 15 интервалов с граничными значениями по ряду R10 предпочтительных чисел (25–32; 32–40, 630–800).

В табл. 2 приведены частоты применяемости конических пар по величине диаметра колеса, а на рис. 2 – соответствующая гистограмма. Из гистограммы применяемости видно, что 92,9 % составляют пары с диаметром колеса от 40 до 400 мм.

90 % применяемых конических пар имеют диаметры колес от 44 до 360 мм; частоты применяемости пар с диаметром колеса 80–100 мм равна; $0,40 - 0,28 = 0,12$.

Для оценки применяемости конических пар по сочетанию диаметра колеса и передаточного числа данные применяемости вынесены в табл. 3, где каждый из 15 интервалов диаметров колес дополнительно разбит на 7 интервалов (1–1,25; 1,25–1,6; . . . 4,0–5,0) передаточных чисел.

Обобщенные суммарные данные применяемости конических пар по сочетаниям обоих параметров приведены в табл. 4. Применяемость конических пар по сочетанию диаметра колеса и передаточного числа в долях общего объема показана в табл. 5, на основании данных табл. 5 рассчитаны частоты применяемости конических пар для каждого из интервалов диаметров колес и передаточных чисел (табл. 6 и 7).

Например, в табл. 6 частоты применяемости конических пар с передаточным числом от 1 до 1,25 в интервале диаметров колес от 80 до 100 мм определяется отношением объема применяемости пар с указанным сочетанием параметров (5,9 %, табл. 5) к их общему объему с передаточным числом от 1 до 1,25 (37,5 %, табл. 5) и составляет: $5,9 : 37,5 = 0,157$.

Из анализа следует, что конические пары с диаметрами колес менее 100 мм в интервале передаточных чисел от 1 до 1,25 встречаются в 75,8 % случаев.

На рис. 3 представлена графическая картина применяемости по сочетаниям передаточного числа и диаметра колес, ограниченная четырьмя ломаными линиями: наибольшими и наименьшими значениями диаметра колеса в пределах принятых значений интервалов передаточного числа и линиями наибольшими и наименьшими значениями передаточного числа в пределах принятых интервалов значений делительного диаметра колеса.

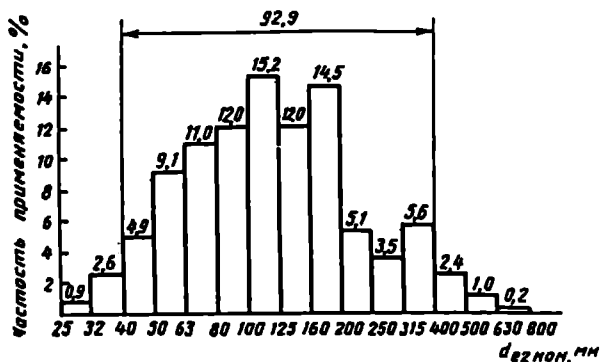


Рис. 2. Применяемость конических зубчатых пар по значениям номинального диаметра колес

Таблица 1

Применяемость конических зубчатых пар по величине делительного диаметра колеса

Диаметр колеса, мм	Св. 25 до 32	Св. 32 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 63	Св. 63 до 80	Св. 80 до 100	Св. 100 до 125	Св. 124 до 160	Св. 160 до 200	Св. 200 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400	Св. 400 до 500	Св. 500 до 630	Св. 630 до 800
Применяе- мость (по дан- ным паспор- тов), пар	535	370	320	520	620	890	37	795	2	27	315	14	4	14	89
	638	18	12	4	4	12	13	8	5	157	70	300	13	97	120
	306	1570	39	49	79	364	190	382	7	13	51	68	190	700	119
	—	648	72	125	145	473	500	434	460	38	120	16	2	250	—
	—	422	19	28	38	50	3	65	140	8	12	20	18	422	—
	—	501	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	156	—
	—	314	36	62	72	150	525	127	78	1200	9	20	40	—	—
	—	427	300	408	600	607	106	618	517	116	90	13	74	—	—
	—	—	—	135	175	302	100	297	800	42	57	200	400	—	—
	—	—	230	350	44	375	11	385	2000	127	185	44	185	—	—
Итого	1479	4270	8047	14942	18062	19703	24957	19703	23807	8373	5747	9193	3940	1639	328

Примечание: Общее количество конических зубчатых пар с диаметром колеса от 25 до 800 мм составляет 164190 шт.

Частоты применяемости конических зубчатых пар по величине делительного диаметра колеса

Показатели применяемости	Диаметр колеса, мм														
	Св. 25 до 32	Св. 32 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 63	Св. 63 до 80	Св. 80 до 100	Св. 100 до 125	Св. 125 до 160	Св. 160 до 200	Св. 200 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400	Св. 400 до 500	Св. 500 до 630	Св. 630 до 800
Программа выпуска	1478	4269	8045	14941	18061	19702	24957	19702	23808	8374	5747	9195	3941	1642	328
Частость применяемости	0,009	0,026	0,049	0,091	0,110	0,120	0,152	0,120	0,145	0,051	0,035	0,056	0,024	0,010	0,002

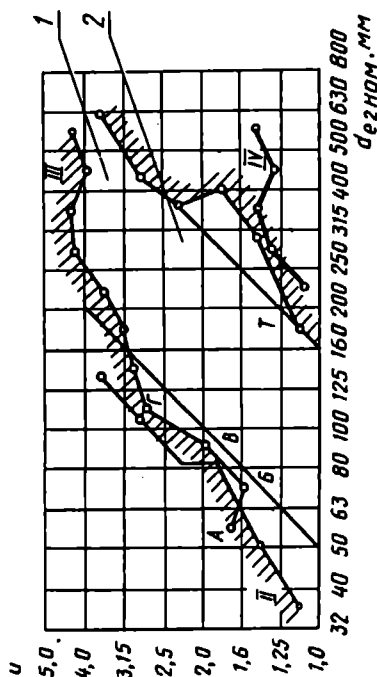


Рис. 3. Применяемость конических пар по сочетаниям передаточного числа и делительного диаметра колеса пары: 1 – область, включающая 92 % конических пар; 2 – рекомендуемая область унификации

Фрагмент таблицы применяемости конических зубчатых пар по величине передаточного числа в двух интервалах делительного диаметра колеса пары

Диаметр колеса, мм													
Св. 100 до 125													
Св. 125 до 160													
Передаточное число													
От 1 до 1,25	Св. 1,25 до 1,6	Св. 1,6 до 2,0	Св. 2,0 до 2,5	Св. 2,5 до 3,15	Св. 3,15 до 4,0	Св. 4,0 до 1,25	От 1 до 1,25	Св. 1,25 до 1,6	Св. 1,6 до 2,0	Св. 2,0 до 2,5	Св. 2,5 до 3,15	Св. 3,15 до 4,0	Св. 4,0
127	985	14	130	260	—	—	235	332	7	179	350	—	—
7	115	633	950	185	—	—	17	897	208	27	34	—	—
631	310	382	200	1100	—	—	813	117	297	510	211	—	—
500	298	450	450	277	—	—	968	248	479	124	183	—	—
187	115	171	242	—	—	—	527	519	19	61	78	—	—
565	720	623	—	—	—	—	78	1516	193	311	514	—	—
381	103	468	—	—	—	—	631	81	78	418	435	—	—

Применяемость конических зубчатых пар по сочетаниям делительного диаметра колеса и передаточного числа пары

Передаточное число		Диаметр колеса, мм															
		Св. 25 до 32	Св. 32 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 63	Св. 63 до 80	Св. 80 до 100	Св. 100 до 125	Св. 125 до 160	Св. 160 до 200	Св. 200 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400	Св. 400 до 500	Св. 500 до 630	Св. 630 до 800	Всего
		Св. 1,25 до 1,6	Св. 1,6 до 2,0	Св. 2,0 до 2,5	Св. 2,5 до 3,15	Св. 3,15 до 4,0	Св. 4,0 до 1,25	Св. 1,25 до 1,6	Св. 1,6 до 2,0	Св. 2,0 до 2,5	Св. 2,5 до 3,15	Св. 3,15 до 4,0	Св. 4,0 до 5,0	Св. 5,0 до 6,3	Св. 6,3 до 8,0	Св. 8,0 до 10,0	Св. 10,0 до 12,5
От 1 до 1,25	1479	4270	7718	8375	14614	9688	5240	5583	2793	1316	165	165	165	165	—	—	61571
" 1,25 " 1,6	—	—	165	5583	2300	7225	11156	4269	1150	2299	986	822	822	165	—	—	36942
" 1,6 " 2,0	—	—	164	657	821	6975	1971	4767	11656	1477	821	3611	1148	327	—	—	33495
" 2,0 " 2,5	—	—	—	327	164	493	1972	1971	2463	657	1314	821	328	—	—	—	10510
" 2,5 " 3,15	—	—	—	—	163	326	1822	1805	4596	1803	1476	982	656	326	—	—	13955
" 3,15 " 4,0	—	—	—	—	—	—	—	—	1149	821	657	1971	657	657	—	—	5912
" 4,0 " 5,0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	328	821	164	164	328	—	1805
Итого	1479	4270	8047	14942	18062	19703	24957	19703	23807	8373	5747	9193	3940	1639	328	—	164190

Т а б л и ц а 5

Применимость конических зубчатых пар по сочетаниям делительного диаметра колеса и передаточного числа пары в долях общего объема рассматриваемой группы конических пар

Передаточное число	Диаметр колеса, мм														Всего
	Св. 25 до 32	Св. 32 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 63	Св. 63 до 80	Св. 80 до 100	Св. 100 до 125	Св. 125 до 160	Св. 160 до 200	Св. 200 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400	Св. 400 до 500	Св. 500 до 630	
От 1 до 1,25	0,009	0,026	0,047	0,051	0,089	0,059	0,032	0,034	0,017	0,008	0,001	0,001	0,001	—	0,375
Св. 1,25 до 1,6	—	—	0,001	0,034	0,014	0,044	0,068	0,026	0,007	0,014	0,006	0,005	0,005	—	0,225
„ 1,6 „ 2,0	—	—	0,001	0,004	0,005	0,012	0,029	0,037	0,071	0,009	0,005	0,022	0,007	0,002	0,204
„ 2,0 „ 2,5	—	—	—	0,002	0,001	0,003	0,012	0,012	0,015	0,004	0,008	0,005	0,002	—	0,064
„ 2,5 „ 3,15	—	—	—	—	0,001	0,002	0,011	0,011	0,028	0,011	0,009	0,006	0,004	0,002	0,085
„ 3,15 „ 4,0	—	—	—	—	—	—	—	—	0,007	0,005	0,004	0,012	0,004	0,004	0,036
„ 4,0 „ 5,0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,002	0,005	0,001	0,001	0,011
Итого	0,009	0,026	0,049	0,091	0,110	0,120	0,152	0,120	0,145	0,051	0,035	0,056	0,024	0,010	1,0

Таблица 6

Частоты применимости конических зубчатых пар по величине делительного диаметра
колеса в заданном диапазоне передаточных чисел

Диаметр колеса, мм	Передаточное число						
	От 1 до 1,25	Св. 1,25 до 1,6	Св. 1,6 до 2,0	Св. 2,0 до 2,5	Св. 2,5 до 3,15	Св. 3,15 до 4,0	Св. 4,0 до 5,0
Св. 25 до 32	0,024	—	—	—	—	—	—
” 32 ” 40	0,069	—	—	—	—	—	—
” 40 ” 50	0,125	0,004	0,005	—	—	—	—
” 50 ” 63	0,136	0,151	0,020	0,031	—	—	—
” 63 ” 80	0,237	0,062	0,024	0,016	0,012	—	—
” 80 ” 100	0,157	0,196	0,059	0,047	0,024	—	—
” 100 ” 125	0,085	0,302	0,142	0,188	0,129	—	—
” 125 ” 160	0,091	0,116	0,181	0,188	0,129	—	—
” 160 ” 200	0,045	0,031	0,348	0,234	0,329	0,194	—
” 200 ” 250	0,022	0,062	0,044	0,062	0,129	0,139	—
” 250 ” 315	0,003	0,028	0,024	0,125	0,106	0,111	0,182
” 315 ” 400	0,003	0,022	0,108	0,078	0,070	0,334	0,454
” 400 ” 500	0,003	0,022	0,035	0,031	0,048	0,111	0,091
” 500 ” 630	—	0,004	0,010	—	0,024	0,111	0,091
” 630 ” 800	—	—	—	—	—	—	0,182

Частоты применяемости конических зубчатых пар по величине передаточного числа пары в заданном диапазоне делительных диаметров колес

Передаточное число	Диаметр колеса, мм							
	Св. 25 до 32	Св. 32 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 63	Св. 63 до 80	Св. 80 до 100	Св. 100 до 125	Св. 125 до 160
От 1 до 1,25	1,0	1,0	0,960	0,560	0,826	0,492	0,210	0,283
Св. 1,25 " 1,6	—	—	0,020	0,374	0,127	0,367	0,447	0,217
" 1,6 " 2,0	—	—	0,020	0,044	0,045	0,100	0,191	0,308
" 2,0 " 2,5	—	—	—	0,022	0,001	0,025	0,079	0,100
" 2,5 " 3,15	—	—	—	—	0,001	0,016	0,073	0,092
" 3,15 " 4,0	—	—	—	—	—	—	—	—
" 4,0 " 5,0	—	—	—	—	—	—	—	—
От 1 " 1,25	0,117	0,157	0,029	0,018	0,042	—	—	—
Св. 1,25 " 1,6	0,048	0,274	0,171	0,089	0,208	0,100	—	—
" 1,6 " 2,0	0,490	0,176	0,143	0,393	0,293	0,200	—	—
" 2,0 " 2,5	0,103	0,078	0,228	0,089	0,083	—	—	—
" 2,5 " 3,15	0,194	0,216	0,257	0,108	0,166	0,200	—	—
" 3,15 " 4,0	0,048	0,099	0,114	0,214	0,166	0,400	—	—
" 4,0 " 5,0	—	—	0,057	0,089	0,042	0,100	1,0	—

Анализ области применимости конических пар по сочетанию диаметра колеса и передаточного числа показывает, что в унифицированную номенклатуру не следует включать конические пары с диаметром шестерни менее 45 и более 160 мм, так как они применяются редко, и, наоборот, необходимо включать конические пары с передаточным числом 4,0 при диаметрах колес от 200 до 400 мм, хотя согласно анализу применимости по передаточным числам наибольшее рекомендуемое передаточное число $u = 2,6$.

Построение оптимального параметрического ряда

За главный параметр, как указано выше, принят номинальный делительный диаметр большого колеса зубчатой пары $d_{e2ном}$.

Рациональный диапазон унификации, охватывающий около 93 % всех пар, т. е. $\pm 1,80 \alpha$, $d_{e2ном} = 40 - 400$ мм.

Для построения оптимального ряда принято расчетное неравенство (4.127).

На основе регрессионного анализа исходных данных по уравнениям (4.21) и (4.65) установлено, что $n = -0,2$; $u = 1,65$; $K_1 = 0,07$; $K_2 = 0,001$. При использовании сборочных чертежей типовых узлов получены значения среднего изменения массы сопряженных деталей на единицу массы унифицируемой детали $\eta_G = 6$ кг/кг и средней себестоимости 1 кг массы сопряженных деталей $\eta_c = 0,5$ руб./кг. Установлено, что средний срок службы комплектующих рассматриваемыми коническими парами машин (g) = 6 годам, а средний срок службы подлежащих унификации пар колес (T_d) = 2 годам. Общая годовая потребность — 1000 пар колес.

Расчетом по формуле (4.51) получены следующие значения μ : $\mu_1 = \mu_2 = 0$; $\mu_3 = 1$; $\mu_4 = \mu_5 = 2$. Далее по уравнениями (4.107) и (4.126) определено:

$$B = 8,81; H = 93,06.$$

Расчет ряда начат с определения эффективности ряда Ra 40 по сравнению с эффективностью ряда Ra 20.

Анализ данных применимости показал, что 91,3 % колес с подотрасли изготовляют стали, из них 21,6 % — из легированных сталей. Чугунные колеса, составляющие 8,7 % всей программы выпуска, нецелесообразно использовать в унифицированной номенклатуре. При анализе данных применимости конических колес по термообработке оказалось, что практически все колеса из углеродистой стали (71,5 %) выпускают без термообработки или улучшенными с твердостью $\leq$ HB 240.

Расчет с помощью неравенств (3.26), (3.27) показал, что для получения колес с оптимальным значением допускаемого напряжения, обеспечивающим снижение массы унифицированных колес по сравнению с заменяемыми неунифицированными, необходимо изготовление унифицированных колес из легированной стали с твердостью не менее HRC 50.

Число членов ряда Ra 40 в диапазоне унификации по (4.141) равно:

$$f = \frac{\lg 400 - \lg 40}{\lg 1,06} = 40.$$

По таблице значений γ (приложение 3) для ряда с 40 членами определено для последних двух (наибольших) членов $\gamma_{40,40} = 0,85$ и $N'_{40,40,I} = 0,01$. Индексы у γ означают номер большего члена из рассматриваемой пары и число членов в ряду, индексы у N' — номер большего члена, число членов, индекс меньшего из членов рассматриваемой пары.

Далее определен знак расчетного неравенства:

$$(1 + 0,85)^{0,8} \cdot 0,07 \cdot 8,81 + \frac{0,001 \cdot 93,06}{(1000 \cdot 0,01)^{-0,2}} \neq \frac{1}{1,06^{1,65}} \left[0,07 \cdot 8,81 + \right. \\ \left. + \frac{0,001 \cdot 93,06}{(1000 \cdot 0,01)^{-0,2}} \right] + 0,85^{0,8} \cdot 0,07 \cdot 8,81; \\ 1,17 < 1,25.$$

Более эффективным, как видим, оказался член ряда Ra 20. В соответствии с положениями гл. 4 можем утверждать, что ни один член ряда Ra 40 не принадлежит оптимальному.

Далее анализировался ряд Ra 20 в сравнении с Ra 10.

По таблице значений η для числа членов ряда Ra 20 (20 членов) найдено для 19-го и 20-го членов $\gamma_{20,20} = 0,75$, $N'_{20,20,I} = 0,02$.

Вновь решено неравенство уже по новым данным:

$$(1 + 0,75)^{0,8} \cdot 0,07 \cdot 8,81 + \frac{0,001 \cdot 93,06}{(1000 \cdot 0,01)^{-0,2}} \neq \frac{1}{1,12^{1,65}} \cdot \left[0,07 \cdot 8,81 + \right. \\ \left. + \frac{0,001 \cdot 93,06}{(1000 \cdot 0,01)^{-0,2}} \right] + 0,75^{0,8} \cdot 0,07 \cdot 8,81; \\ 1,13 < 1,15.$$

Таким образом установлено, что члены ряда Ra20 также не входят в оптимальный ряд.

Далее произведена проверка ряда Ra 10 (10 членов) в сравнении с Ra5 — наименьшее $\gamma_{10,10} = 0,60$; $N'_{10,10,I} = 0,06$. Решение соответствующего неравенства привело к значениям:

$$1,13 > 0,98.$$

Знак неравенства показывает, что члены ряда Ra 10 входят в оптимальный ряд. Подставив в неравенство наименьшее $\gamma_{2,10} = 1,66$ и $N'_{2,10,I} = 0,04$ для проверки принадлежности всего ряда Ra 10 оптимальному и решив неравенство, получили:

$$1,55 > 1,49.$$

Таким образом, оптимальный ряд состоит из 10 членов ряда Ra 10: 50 — 63 — 80 — 100 — 125 — 160 — 200 — 250 — 320 — 400 мм. Расчет по тем же исходным данным, но с помощью неравенства (4.125) привел к ряду: 63 — 80 — 100 — 125 — 160 — 200 — 250 — 320 — 400 мм (1 член Ra 5 и 8 членов Ra 10). Сопоставление полученных рядов подтверждает положение разд. 4.5 о том, что интенсивность сгущения рядов в направлении к большим значениям параметра усиливается при учете кроме производственных еще и эксплуатационных затрат.

Построение типоразмерного и конструктивно-унифицированного рядов

Для полученного ряда значений номинального диаметра колеса конических пар выбираются значения номинальных передаточных чисел.

На основе данных применимости и в соответствии с ГОСТ 12289-76 „Передачи зубчатые конические. Основные параметры” принят следующий ряд передаточных чисел u : 1,0; 1,2; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0.

В унифицированной номенклатуре принято целесообразным сохранить конические пары с прямым зубом, так как наличие кругового зуба усложняет подшипниковые узлы.

Однако для повышения долговечности и избежания преждевременного выхода передач из строя вследствие концентрации нагрузки на краю зуба, характерной для прямозубых конических передач, в унифицированной номенклатуре приняты колеса с бочкообразными зубьями.

В соответствии с данными применяемости установлена номенклатура унифицированных конических пар по сочетанию основных параметров (табл. 8). Для каждого заданного сочетания номинального значения диаметра колеса и передаточного числа может быть спроектировано несколько типоразмеров пар, отличающихся числом зубьев и модулей. По имеющимся значениям номинального диаметра колеса и передаточного числа пары определяют номинальный делительный диаметр шестерни $d_{e1\text{ ном}}$.

Выбор числа зубьев зубчатых колес конической пары произведен по рекомендации ЭНИМС из условия равнопрочности зубьев по их контактной выносливости и сопротивляемости усталостным поломкам. Рекомендуемые значения чисел зубьев шестерен конических пар Z_{p1} приведены в табл. 9.

При известных значениях диаметра колеса, передаточного числа и числа зубьев шестерни конической пары число зубьев колеса и модуль определяются однозначно. Округление значений модулей производится в соответствии с ГОСТ 9563-60 „Основные нормы взаимозаменяемости. Колеса зубчатые. Модули”: 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 7,0 мм (табл. 10), а сопоставление их с данными фактической применяемости — по гистограмме применяемости. Некоторые данные по параметрам венцов унифицированных конических колес приведены в табл. 11, где Δd_{e2} и Δu соответственно отклонения фактических значений делительного диаметра колеса и передаточного числа от номинальных.

Т а б л и ц а 8

Сочетания делительных диаметров колес и передаточных чисел
унифицированных конических пар

Передаточное число $u_{\text{ном}}$ при $d_{e2\text{ ном}}$, мм									
50	63	80	100	125	160	200	250	320	400
1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	—	—	—	—
—	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	—	—	—
—	—	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	—	—
—	—	—	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	—
—	—	—	—	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
—	—	—	—	—	3,15	3,15	3,15	3,15	3,15
—	—	—	—	—	—	4,0	4,0	4,0	4,0

Таблица 9

Рекомендуемые значения чисел зубьев шестерен и номинальных делительных диаметров $u_{\text{ном}}$

Передаточное число $u_{\text{ном}}$, мм													
1,0		1,25		1,6		2,0		2,5		3,15		4,0	
$d_{e1\text{ном}}$	z_{p1}	$d_{e1\text{ном}}$	z_{p1}	$d_{e1\text{ном}}$	z_{p1}	$d_{e1\text{ном}}$	z_{p1}	$d_{e1\text{ном}}$	z_{p1}	$d_{e1\text{ном}}$	z_{p1}	$d_{e1\text{ном}}$	z_{p1}
50	22	50	22	50	21	50	20	50	19	50	18	50	17
63	23	63	22	63	21	63	20	63	19	63	18	63	17
80	23	80	22	80	22	80	21	80	20	80	18	71	18
100	24	100	24	100	23	100	21	100	21	90	19	80	18
125	25	125	25	125	24	125	22	112	21	100	20	90	18
160	27	160	27	160	27	140	23	125	22	112	20	100	18
—	—	—	—	—	—	160	24	140	22	125	20	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	160	23	—	—	—	—

Таблица 10

Значения модулей унифицированных конических пар

Пере- даточ- ное число $u_{\text{ном}}$	Делительный диаметр $d_{e2\text{ном}}$, мм									
	50	63	80	100	125	160	200	250	320	400
	m									
1,0	2,5	3,0	4,0	4,5	5,0	6,0	—	—	—	—
1,25	—	2,5	3,0	4,0	4,5	5,0	6,0	—	—	—
1,6	—	—	2,5	3,0	4,0	4,5	5,0	5,5	—	—
2,0	—	—	—	2,5	3,0	4,0	4,5	5,0	6,0	—
2,5	—	—	—	—	2,5	3,0	4,0	4,5	5,5	7,0
3,15	—	—	—	—	—	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0
4,0	—	—	—	—	—	—	2,5	3,0	4,5	5,5

**Фрагмент таблицы данных по параметрам венцов унифицированных
конических колес**

$d_{e2 \text{ ном}}$	Параметры колес, мм							Погрешности		
	$u_{\text{ном}}$	m	Z_{p1}	Z_1	Z_2	$d_{e2 \text{ фак}}$	$u_{\text{фак}}$	$Z_1 - Z_{p1}$	$\Delta d_1, \%$	$\Delta u, \%$
50	1,0	2,5	22	20	20	50	1,0	2	0	0
63	1,0	3,0	23	21	21	63	1,0	2	0	0
	1,25	2,5	22	20	25	62,5	1,25	2	0,8	0
80	1,0	4,0	23	20	20	80	1,0	3	0	0
	1,25	3,0	22	21	26	78	1,23	1	2,6	1,6
	1,6	2,5	21	20	32	80	1,6	1	0	0
100	1,0	4,5	24	22	22	99	1,0	2	1	0
	1,25	4,0	22	20	25	100	1,25	2	0	0
	1,6	3,0	21	21	34	102	1,62	0	2	1,25
	2,0	2,5	20	20	40	100	2,0	0	0	0
125	1,0	5,0	25	25	25	125	1,0	0	0	0
	1,25	4,5	24	22	28	126	1,27	2	1	2
	1,6	4,0	22	20	32	128	1,6	2	2,4	0
	2,0	3,0	20	21	42	126	2,0	1	0,8	0
	2,5	2,5	19	20	50	125	2,5	1	0	0
160	1,0	6,0	27	27	27	162	1,0	0	1,25	0
	1,25	5,0	25	26	32	160	1,23	1	0	1,6
	1,6	4,5	23	22	35	157,5	1,59	3	1,6	1
	2,0	4,0	21	20	40	160	2,0	1	0	0
	2,5	3,0	19	21	53	159	2,52	2	0,6	0,8
	3,15	2,5	18	20	63	157,5	3,15	2	1,6	0

Как видно из таблицы, принятые значения параметров венцов конических пар позволяют полностью удовлетворить требования, предъявляемые к точности фактических значений передаточных чисел и диаметров колес по ГОСТ 12289-76. „Передачи зубчатые конические. Основные параметры”.

Остальные параметры венцов конических колес определяют по соответствующим расчетным формулам. В частности, ширину зубчатых колес b выбирают в пределах значений:

$$b = (0,25 - 0,30) L_1 = (0,25 - 0,30) \frac{d_{e2}}{2u} = \sqrt{1 + u^2},$$

где L_1 — длина образующей делительного конуса.

В приложении к ГОСТ 12289-76 даны рекомендуемые значения ширины конического колеса в зависимости от диаметра колеса и передаточного числа конической пары. Подавляющее большинство принятых значений b соответствует рекомендации ГОСТа; в отдельных случаях значение b увеличено на основании вышеуказанной формулы.

Для насадных унифицированных зубчатых колес необходимо определить значения посадочного диаметра.

Согласно данным применяемости около 90 % колес имеют посадочные диаметры d_n от 16 до 80 мм.

Конкретные значения d_n приняты по достаточно сгущенному ряду Ra 10 нормальных линейных размеров: 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80 мм.

При назначении конкретной величины посадочного диаметра конического колеса следует исходить из того, что допускаемая величина передаваемого вентом крутящего момента примерно пропорциональна кубу делительного диаметра, а необходимый момент сопротивления сечения вала – кубу его диаметра. Поэтому можно предположить, что логарифмы диаметра посадочного отверстия находятся в линейной зависимости от логарифма диаметра колеса.

Анализ области применяемости конических колес по фактическим данным обнаруживает линейную связь между значениями логарифмов делительного и посадочного диаметра и подтверждает вышеуказанное положение (рис. 4).

Для каждого делительного диаметра зубчатого колеса целесообразно принять два значения посадочного диаметра (табл. 12).

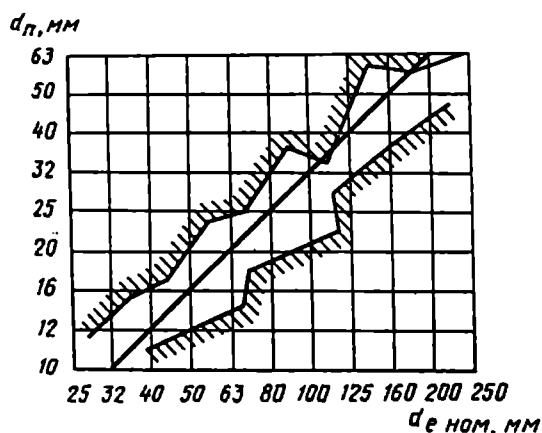


Рис. 4. Область применения 91 % конических зубчатых колес по сочетанию номинального делительного диаметра и посадочного диаметра

Т а б л и ц а 12

Сочетания делительных и посадочных диаметров унифицированных зубчатых колес

Делительные диаметры d , мм	Посадочные диаметры d_n , мм	Делительные диаметры d , мм	Посадочные диаметры d_n , мм
50	16	125	32
	20		40
63	20	140	32
	25		40
71	25	160	32
	32		40

Делительные диаметры d , мм	Посадочные диаметры d_n , мм	Делительные диаметры d , мм	Посадочные диаметры d_n , мм
80	25	200	40
	32		50
90	25	250	40
	32		50
100	25	320	50
	32		63
112	32	400	63
	40		80

Каждому посадочному диаметру должны соответствовать определенная длина и диаметр ступицы. Как показывает анализ данных применимости, отношение длины ступицы к диаметру посадочного отверстия в 64 % случаев находится в диапазоне 1,25 – 1,60.

В табл. 13 представлен фрагмент общей таблицы, содержащей данные по унифицированным зубчатым парам.

При разработке унифицированных конструкций необходимо проанализировать варианты крепления зубчатых колес на валу. Согласно данным применимости в отрасли широко используют три варианта крепления: с гладким посадочным отверстием, со шпоночным пазом, с гладким посадочным отверстием и отверстием в ступице под штифт. Третий вариант рекомендуется использовать для колес с посадочными диаметрами до 32 мм включительно, кроме тех случаев, когда из-за короткой ступицы не удается разместить штифт.

Уточнение унифицированной номенклатуры осуществляется прочерчиванием включенных в нее колес и шестерен. При прочерчивании толщина венца под зубом в любом месте должна быть не менее высоты зуба в данном сечении (шпоночный паз рассматривают как отверстие).

Прочерчивание помогает также выделять конструкцию с короткой ступицей, при которой нельзя применить штифтовое крепление на валу.

При установлении технических требований для унифицированной номенклатуры конических пар, так же, как и при регламентации самой номенклатуры, используют и анализируют данные применимости по отрасли. При этом следует учитывать, что материал, точность изготовления, термообработка зубчатых колес и т. п., принятые в чертежах, часто называют исходя лишь из возможностей завода-изготовителя. Так, при анализе данных применимости по точности изготовления было выявлено, что подавляющее большинство колес (82, 2 %) изготавливаются восьмой степени точности по ГОСТ „Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые конические и гипоциклические. Допуски”; колеса седьмой степени точности составляют всего 2,6 %. Тем не менее, для унифицированных конструкций приняты 7 и 8 степени точности по ГОСТ 1758–81 в соответствии с точностными требованиями, предъявляемыми к машинам, изготавливаемым отраслью.

Фрагмент унифицированной номенклатуры насадных конических зубчатых пар приведены в табл. 14.

Выше приведен пример построения типоразмерного ряда унифицированных пар конических зубчатых колес на основе только инженерного анализа. Для обеспечения наибольшего народнохозяйственного эффекта от изготовления и эксплуатации унифицированных деталей следует проводить оптимизацию их типоразмерного ряда методом, изложенным в гл. 5.

Номинальные значения передаточных чисел

Номи- наль- ный де- литель- ный диа- метр	Деталь		0,1						1,25					
	мо- дуль <i>m</i>	число зубьев <i>Z</i>	Факти- ческое пе- редаточ- ное чис- ло <i>i_F</i>	Номи- наль- ный де- литель- ный диа- метр <i>d_e</i> , мм	Посадочный диаметр <i>d_п</i> , мм	Диаметр ступицы <i>d_{ст}</i> , мм	Мо- дуль <i>m</i>	чис- ло зубьев <i>Z</i>	Факти- ческое пе- редаточ- ное чис- ло <i>i_F</i>	Номи- наль- ный де- литель- ный диа- метр <i>d_e</i> , мм	Посадочный диаметр <i>d_п</i> , мм	Диаметр ступицы <i>d_{ст}</i> , мм		
50	ш	2,5	1,0	50	16	20	32	40						
	к	20		50	16	20	32	40						
63	ш	3,0	1,0	63	20	25	40	50	20	1,25	50	32		
	к	21		63	20	25	40	50	25	62,5	20	40		
80	ш	4,0	1,0	80	25	32	50	63	3,0	1,23	63	40		
	к	20		80	25	32	50	63	26	78	25	50		
100	ш	4,5	1,0	99	25	32	50	63	4,0	1,25	80	50		
	к	22		99	25	32	50	63	25	100	25	63		
125	ш	5,0	1,0	125	32	40	63	71	4,5	1,27	99	63		
	к	25		125	32	40	63	71	28	126	32	71		
160	ш	6,0	1,0	162	32	40	63	71	5,0	1,23	130	71		
	к	27		162	32	40	63	71	32	160	32	71		
200	ш								6,0	1,27	156	71		
	к								33		198	85		

Таблица 14

Фрагмент таблицы унифицированной номенклатуры насадных конических зубчатых пар

Шифр конической зубчатой пары	Номиналь- ный дели- тельный ко- леса пары, $d_{\text{н2}}$ ном, мм	Передаточное число		Модуль m	Посадо- чный диа- метр шес- терни $d_{\text{ш}}$, мм	Посадо- чный диа- метр ко- леса $d_{\text{п2}}$, мм	Примена- емость	Деталь 1	Деталь 2
		Номиналь- ное $i_{\text{ном}}$	Фактичес- кое и ф					Шестерня	Колесо
								Шифр	
21071ш6К	160	2,0	2,0	4,0	25	32		21071	21076
21071ш7К						40		21071	21077
21072ш6К					32	32		21072	21076
21072ш7К						40		21072	21077
21091ш6К		2,5	2,52	3,0	20	32		21091	21096
21091ш7К						40		21091	21097
21092ш6К						32		21092	21096
21092ш7К					25	40		21092	21097
21101ш6К		3,15	3,15	2,5	16	32		21111	21116
21111ш7К						40		21111	21117
21112ш6К					20	32		21112	21116
21112ш7К						40		21112	21117

Определение экономического эффекта от внедрения унифицированных пар конических зубчатых колес

Экономический эффект определен по уравнению (7.37) :

$$\mathcal{E} = \sum_{i=1}^s C_{ni} - \sum_{i=1}^l \Pi_{yi} + \sum_{j=1}^l V_i - \sum_{j=1}^l (t_j \cdot N_j) + E_H \cdot (K_H - K_Y).$$

Диапазон унификации охватывает 153619 пар колес с $d_{e2ном}$ от 40 до 400 мм. По данным паспортов

$$\sum_{i=1}^{153619} C_{ni} = 2160576, \text{ руб.}$$

Расчетом с использованием составных частей целевой функции (4.105), необходимых для установления расходов на различных этапах жизненного цикла деталей, определено $\sum_{i=1}^l \Pi_{yi} = 1380\,500$ руб.

Далее по формуле (7.38) определяем значение $\sum_{i=1}^{153619} V_i$. Для этого рассчитываем:

$$\sum_{i=1}^{153619} (G_{ni} \cdot p_{ni}) = 1240167, \text{ руб.}$$

Число типоразмеров заготовок для унифицированных изделий в данном случае равно: $a_Y = 20$.

Для каждого из 170 типоразмеров зубчатых колес унифицированной номенклатуры норма расхода материала определяется с учетом принятого коэффициента использования 0,8. Цены заготовок вычисляем в зависимости от массы по прейскуранту оптовых цен на отливки, поковки, горячие штамповки.

Далее определяем суммарную стоимость заготовок:

$$\sum_{j=1}^{24} (G_{yi} \cdot p_{yi}) = 478231, \text{ руб.}$$

Число типоразмеров заготовок неунифицированных зубчатых колес (по паспортам применимости) равно: $a_H = 300$.

Суммарное уменьшение оборотных средств составляет:

$$\sum_{j=1}^l V_i = 0,5 \cdot 0,12 \cdot (1240167 - \frac{24}{300} \cdot 478231) = 72114, \text{ руб.}$$

Вычисляем транспортные расходы:

$$\sum_{j=1}^l (t_j \cdot N_j) = N_G \cdot \sum_{k=1}^m F_k.$$

Установлено, что потребителями транспортируемых унифицированных конических зубчатых пар будут одиннадцать заводов, характеризующихся следующими данными.

Номера п/п заводов-потребителей	1	2	3	4	5
Расстояние от завода-изготовителя d_k , км	490	1850	720	530	1180
Масса перевозимой продукции F_k , т	34	98	38	73	45
$F_k \cdot d_k$, т. км	16 тыс. 660	181 тыс. 300	27 тыс. 360	38 тыс. 690	53 тыс. 100

Номера п/п заво- дов потребителей	6	7	8	9	10	11
Расстояние от завода изготовителя $d_{\text{к}}, \text{ км}$	90	150	1510	200	1980	430
Масса перевозимой продукции $F_{\text{к}}, \text{ т}$	181	115	12	8	53	21
$F_{\text{к}} \cdot d_{\text{к}}, \text{ т} \cdot \text{ км}$	16 тыс. 290	17 тыс. 250	18 тыс. 120	1 тыс. 600	104 тыс. 940	9 тыс. 030

По формулам (7.39) и (7.40) определяем:

$$\begin{aligned}\sum_{k=1}^{11} F_{\text{к}} \cdot d_{\text{к}} &= 484340, \text{ т} \cdot \text{ км}, \\ \sum_{k=1}^{11} F_{\text{к}} &= 678 \text{ т}, \\ d_{\text{ср}} &= \frac{\sum_{k=1}^{11} F_{\text{к}} \cdot d_{\text{к}}}{\sum_{k=1}^{11} F_{\text{к}}} = 714 \text{ км}.\end{aligned}$$

Стоимость перевозки рассчитываем в зависимости от $d_{\text{ср}}$ (по данным гл. 7):

$$H = 22 \text{ руб/т};$$

$$\sum_{j=1}^{12} (t_j \cdot N_j) = 22 \cdot 678 = 14 \text{ тыс. } 916 \text{ руб.}$$

Капитальные затраты на создание специализированного производства унифицированных колес составляют:

$$K_y = 637480 \text{ руб.}$$

Дополнительные капитальные затраты на производство неунифицированных изделий принимаем равными нулю ($K_{\text{н}} = 0$).

Общий экономический эффект равен:

$$\mathcal{E} = 2160576 - 1380500 + 14916 + 0,12 \cdot 637480 = 913772 \approx 914 \text{ тыс. руб.}$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Карлик Е. М., Градов А. П. Экономическая эффективность концентрации и специализации производства в машиностроении. — Л.: Машиностроение, Ленинград. отделение, 1983. — 216 с.
2. Соловьев Н. Производственная инфраструктура: Резервы роста// Экономическая газета. — 1986. — № 5. — С. 2.
3. Кремянский В. Я., Виленский Э. Г., Калачанов В. Д., Дынкин И. Б. Обоснование выбора объектов программ унификации и специализации производства машиностроительной продукции// Основные направления повышения технического уровня машин для агропромышленного комплекса. Сб. научных трудов. — Вып. LIV. — М., ВНИИНМАШ, 1986. — с. 91–94.
4. Венецкий И. Г., Венецкая В. И. Основные математико-статистические понятия и формулы в экономическом анализе. — М.: Статистика, 1979. — 447 с.
5. Волков Б. Н., Яновский Г. А. Роль стандартизации в эффективном использовании металла. — М.: Изд-во стандартов, 1981. — 52 с.
6. Пиявский С. А., Риттер О. К. Особенности разработки параметрических рядов при технико-экономической оценке их эффективности// Стандарты и качество. — 1980. — № 9. — С. 37–39.
7. Бялковская В. С. Планирование межотраслевых производств. — М.: Экономика, 1977. — 142 с.
8. Четыркин Е. М. Статистические методы прогнозирования. — М.: Статистика, 1975. — 184 с.
9. Кремянский В. Я. Установление рационального технического уровня унифицированных деталей при их проектировании//Тезисы докладов Всесоюзного научно-технического совещания „Опыт разработки и внедрения комплексных систем повышения эффективности и качества работы” (Днепропетровск). — М., Госстандарт, ВСНТО, 1983. — С. 55–57.
10. Кремянский В. Я. Оптимизация параметрических рядов деталей машин: Автореферат дис. на канд. техн. наук. — М., 1987. — 18 с.
11. Решетов Д. Н. Работоспособность и надежность деталей машин. — М.: Высшая школа, 1974. — 206 с.
12. Кремянский В. Я. Метод оптимизации параметрических рядов деталей машин// Вестник машиностроения. — 1976. — № 6. — С. 33–35.
13. Крагельский И. В. Трение и износ. — М.: Машиностроение, 1968. — 480 с.
14. Кордонский Х. Б., Харач Г. М., Артамоновский В. П. и др. Вероятностный анализ процесса изнашивания. — М.: Наука, 1968. — 56 с.
15. Кремянский В. Я. Исследование износостойкости текстолитовых станочных направляющих, истираемых древесиной// Качество полимерных материалов и изделий из них. — М., МДНТП, 1970. — С. 101–103.
16. Богатин Ю. В., Сульповар Л. Б., Ломазов М. Е. Качество техники и экономика. — М.: Экономика, 1973. — 295 с.
17. Левандовский Г. С., Кремянский В. Я. Основные технико-экономические факторы при построении параметрических рядов деталей машин и технологической оснастки. Одесский ЦНТИ, 1976. — Серия 14.1. — № 11–76. — С. 4.
18. Комаров Д. М., Погожев И. Б., Шор Я. Б. О стандартизации методов оптимизации параметрических рядов// Стандарты и качество. — 1972. — № 1. — С. 10–12.
19. Снесарев Г. А. Основы унификации и построения параметрических рядов машин. — М.: Машиностроение, 1967. — 49 с.
20. Верченко В. Р., Кубарев А. И. К обоснованию параметрических рядов изделий машиностроения// Стандарты и качество. — 1966. — № 4. — С. 5–9.
21. Кубарев А. И. Унификация в машиностроении. — М.: Изд-во стандартов, 1967. — 160 с.
22. Верченко В. Р. и др. Стандартизация общих узлов и деталей машин. — М.: Изд-во стандартов, 1972. — 312 с.

23. Богуславский Б.Л., Богуславский Л.Б. Использование ЦВМ для выбора размерных рядов технологических машин//Некоторые вопросы автоматизации технологических процессов в машиностроении. – М., ВЗМИ, 1972. – С. 35–37.
24. Вернер С. Стандартизация – основа экономики машиностроения. – М.: Изд-во стандартов, 1967. – 183 с.
25. Андриканис В.К. Построение типоразмерных рядов на механическое сварочное оборудование// Принципы унификации, агрегатирования и комплексной стандартизации: Материалы Всесоюзного симпозиума. – М.: Изд-во стандартов, 1973. – С. 89–98.
26. Суворов М.Н. К вопросу построения оптимальных параметрических рядов// Принципы унификации, агрегатирования и комплексной стандартизации: Материалы Всесоюзного симпозиума. – М.: Изд-во стандартов, 1973. – С. 33–40.
27. Львов Д.С. Основы экономического проектирования машин. – М.: Экономика, 1966. – 296 с.
28. Афанасьев Н.Н. Задачи унификации параметров машин// Стандарты и качество. – 1968. – № 1. – С. 8–11.
29. Гимади Э.Х., Дементьев В.Т. О методах решения некоторых задач оптимизации параметрических рядов// Стандарты и качество. – 1971. – № 12. – С. 10–12.
30. Чуев Ю.В. Методика выбора оптимальных рядов технических устройств// Стандарты и качество. – 1969. – № 7. – С. 52–54.
31. Очеретянный С.М. О построении оптимальных параметрических рядов// Стандарты и качество. – 1972. – № 1. – С. 12–15.
32. Беркович М.М. Задачи стандартизации и некоторые методы их решения// Экономика и математические модели. – 1969. – № 2. – С. 285–299.
33. Потемкин Л.В., Будкевич Н.С., Шорин Б.В. Алгоритм построения классов эквивалентности на классах толерантности для задач унификации// Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции „Состояние и пути развития комплексной стандартизации и унификации в машиностроении на 1976–1990 годы”, – М., ВНИИНМАШ, 1975. – С. 153–154.
34. Кац Г.Б., Ковалев А.П. Техничко-экономический анализ и оптимизация конструкций машин. – М.: Машиностроение, 1981. – 214 с.
35. Кремьянский В.Я. Способ учета различий в нагрузках при оптимизации рядов унифицированных деталей// Стандарты и качество. – 1976. – № 1. – С. 58–59, 72.
36. Лакин Г.Ф. Биометрия. – М.: Высшая школа, 1980. – 293 с.
37. Кремьянский В.Я. Исследование структуры оптимальных параметрических рядов машин// Методические основы унификации: Труды института. Вып. XXIV. – М.: ВНИИНМАШ, 1975. – С. 13–24.
38. Алексеев О.Г., Ботвин Г.А., Букштынович Ю.М. О применении методов сетевого планирования и управления для решения задач оптимизации одномерных параметрических рядов// Стандарты и качество. – 1979. – № 2. – С. 11–13.
39. Берсенев В.Л., Гимади Э.Х., Дементьев В.Т. Экспериментальные задачи стандартизации. – Новосибирск: Наука, 1978. – 333 с.
40. Харазов А.М., Цвид С.Ф. Методы оптимизации в технической диагностике машин. – М.: Машиностроение, 1983. – 132 с.
41. Владимиров Ю.Д. Параметрическая стандартизация блочных автоматизированных установок для нефтедобычи с применением математических методов и ЭВМ// Стандарты и качество. – 1981. – № 10. – С. 36–40.
42. Мудрецов П.В., Федотова Н.С., Волков Б.Н. Комплексная стандартизация – эффективное средство экономии металла// Стандартизация и вопросы экономии металлов: Труды института. – Вып. XXXVI. – М., ВНИИНМАШ, 1979. – С. 8–12.
43. Волков Б.Н., Крейтер С.В. Унификация изделий машиностроения как средство экономии металла// Стандартизация и вопросы экономии металлов: Труды института. – Вып. XXXVI. – М., ВНИИНМАШ, 1979. – С. 18–23.

44. Волков Б.Н., Яновский Г.А. Экономия металла и стандартизация. — М.: Изд-во стандартов, 1984. — 68 с.
45. Волков Б.Н. и др. К вопросам унификации и стандартизации методов конструкторских расчетов.//Вопросы унификации и комплексной стандартизации в машиностроении и приборостроении: Труды института. — Вып. XVII. — М., ВНИИНМАШ, 1974. — С. 23–33.
46. Волков Б.Н. и др. Задачи в области унификации и стандартизации методов машиностроительных расчетов// Материалы Всесоюзного симпозиума „Принципы унификации, агрегатирования и комплексной стандартизации”. — М.: Изд-во стандартов, 1973. — С. 194 — 197.
47. Ткаченко В.В. Методика и практика стандартизации. — М.: Изд-во стандартов, 1971. — 586 с.
48. Курочкин В.Ф., Тавер Е.И. Стандартизация расчетов и испытаний на прочность — важное средство снижения металлоемкости и повышения надежности машин// Стандарты и качество. — 1983. — № 8. — С. 13 — 15.
49. Кремьянский В.Я. Применение пластических масс в деревообрабатывающем машиностроении. — М., Госнаб СССР, ЦБТИМС, 1968. — 19 с.
50. Кремьянский В.Я. Совершенствование структуры производства и потребления антифрикционных материалов. — М., Госнаб СССР, ЦБТИМС, 1984. — 48 с.
51. Кремьянский В.Я., Степанян А.Д. Унификация зубчатых колес в станкостроении// Промышленность Армении. — 1977. — № 12. — С. 33 — 36.
52. Кремьянский В.Я., Степанян А.Д. Совместная оптимизация основных параметров зубчатых колес при их унификации// Стандарты и качество. — 1984. — № 2. — С. 26 — 28.
53. Григорьев И.К., Экономическая эффективность унификации машин. — М.: Изд-во стандартов, 1966. — 51 с.
54. Хазин Л.Н., Винник М.А., Хлопотов Ю.В., Манилов Л.И. Унификация в машиностроении. — М.: Изд-во стандартов, 1970. — 147 с.
55. Рабинович Б.Д. Экономическая эффективность стандартизации в машиностроении. — М.: Изд-во стандартов, 1968. — 107 с.
56. Ксеневич И.П. Унификация на службе технического прогресса// Стандарты и качество. — 1984. — № 11. — С. 3–7.
57. Кремьянский В.Я. Способ выбора при проектировании изделий исполнения или типоразмера детали с расчетом ее влияния на сопряженные детали и изделие в целом// Повышение технического уровня и качества изготовления и эксплуатации сельскохозяйственной техники средствами стандартизации: Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции (Херсон, июнь 1985 г.). — М.: Изд-во стандартов, 1987. — С. 84 — 87.
58. ГОСТ 20779–81. Экономическая эффективность стандартизации. Методы определения. Основные положения. — М.: Изд-во стандартов, 1982. — 47 с.
59. РД 50–350–82. Методические указания. Экономическая эффективность стандартизации. Определение экономической эффективности унификации изделий. — М.: Изд-во стандартов, 1983. — 20 с.
60. РД 50–238–81. Методические указания. Межотраслевая унификация изделий машиностроения и приборостроения. Порядок проведения работ. — М.: Изд-во стандартов, 1981. — 12 с.
61. РД 50–632–87. Методические указания. Унификация изделий. Построение параметрических и типоразмерных рядов деталей и сборочных единиц общемашиностроительного применения. — М.: Изд-во стандартов, 1987. — 41 с.
62. Методика унификации деталей и сборочных единиц общемашиностроительного применения/ Кремьянский В.Я., Куриленок А.А., Кошелева Л.П. и др. — М., ВНИИНМАШ, 1974. — 155 с.
63. Методические рекомендации. Терминология в области унификации и специализации производства. — М., Госстандарт СССР, ВНИИНМАШ, 1985. — 7 с.
64. Методические рекомендации. Обоснование оптимальной унификации изделий

народнохозяйственного назначения. Основные положения/ Волков Б.Н., Гоберман В.А. и др. – М., ВНИИНМАШ, 1981. – 135 с.

65. Применение сетевого планирования в стандартизации: Обзорная информация. – М.: Изд-во стандартов, 1973. – С. 40–48.

66. Рекомендация РЗ–63. Экономическое обоснование выбора параметрических и размерных рядов в стандартах и нормалях. – М.: Стандартгиз, 1963. – 72 с.

67. Рекомендации МР 4–81. Методы построения параметрических и типоразмерных рядов деталей и сборочных единиц общемашиностроительного применения. – М., ВНИИНМАШ, 1982. – 41 с.

68. Рекомендации. Методы выбора объектов унификации. – М., Госстандарт СССР, ВНИИНМАШ, 1978. – 51 с.

69. Типовая методика оптимизации одномерного параметрического (типоразмерного) ряда. – М.: Изд-во стандартов, 1975. – 64 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
Глава 1. Объекты, виды и этапы работ по унификации деталей	6
1.1. Выбор объектов	6
1.2. Виды и уровни унификации деталей	13
1.3. Главные и основные параметры	21
1.4. Этапы работы по унификации деталей машин	25
Глава 2. Сбор и анализ исходных данных, прогнозирование их изменения	28
2.1. Сбор исходных данных, их систематизация и анализ	28
2.2. Установление потребных объемов исходных данных и способы оценки их однородности	47
2.3. Прогнозирование изменения исходных данных	49
Глава 3. Установление рационального уровня эксплуатационных показателей унифицированных деталей	56
3.1. Расчет удельных эксплуатационных показателей	56
3.2. Система технических ограничений по массе и ресурсу	67
Глава 4. Построение оптимальных параметрических рядов деталей машин	72
4.1. Классификация деталей машин и технико-экономических факторов для построения параметрических рядов	72
4.2. Обзор методов построения оптимальных параметрических рядов различных изделий	75
4.3. Влияющие факторы и способы их учета при построении рядов деталей	84
4.4. Целевые функции для оптимизации параметрических рядов деталей	113
4.5. Исследование параметрических рядов деталей машин их закономерностей и структур	118
4.6. Метод оптимизации параметрических рядов деталей машин по точкам перехода	128
4.7. Метод оптимизации параметрических рядов деталей машин заменой типоразмеров	134
Глава 5. Построение оптимальных типоразмерных рядов деталей машин	135
Глава 6. Повышение качества деталей и эффективности их производства в результате унификации	148
6.1. Повышение качества	148
6.2. Экономия материалов	149
6.3. Снижение трудоемкости и себестоимости	155
6.4. Эффективность специализации и концентрации производств унифици- рованных деталей	157

Глава 7. Определение экономического эффекта от работ по унификации деталей	162
Глава 8. Практика проведения работ по унификации деталей	178
8.1. Унификация построением рядов	178
8.2. Ограничительная унификация и оптимизация существующей унифицированной и стандартной номенклатуры	179
Глава 9. Выбор унифицированных и стандартных деталей при проектировании машин	187
9.1. Количественный способ выбора унифицированных и стандартных деталей	187
9.2. Способ выбора подшипников качения	189
Приложение 1	195
Приложение 2	195
Приложение 3	195
Приложение 4	205
Список литературы	224

Производственное издание

**Волков Борис Николаевич,
Кремьянский Валентин Яковлевич**

УНИФИКАЦИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Редактор *С.И. Мешкова*
Технический редактор *О.Н. Власова*
Корректор *В.Ф. Малютина, Л.М. Бунина*

ИБ № 525

Сдано в набор 23.03.89 Подписано в печать 14.06.89 Т—00690. Формат 60Х90/16.

Бумага офсетная № 2. Гарнитура Пресс Роман. Печать офсетная 14,5 печ. л.

14,75 усл. кр.-отт. 16,59 уч.-изд. л. Тираж 19000 экз. Изд. № 9058/7

Зак. 1505

Цена 1 р. 10 к.

Ордена „Знак Почета” Издательство стандартов, 123840, Москва, ГСП,
Новопресненский пер., 3

Набрано в Издательстве стандартов на НПУ.

Вильнюсская типография Издательства стандартов
Вильнюс, ул. Даряус и Гирено, 39

ВНИМАНИЮ ЧИТАТЕЛЕЙ!

Научно-производственное объединение „Информстандартиздат“ приступает к изданию серии многоязычных справочных пособий по терминологии различных областей науки, техники и производства.

Издания будут содержать термины на русском, английском, немецком и французском языках, установленные в государственных стандартах, стандартах Международной организации по стандартизации (ИСО), Международной электротехнической комиссии (МЭК), Совета Экономической Взаимопомощи (СЭВ), Словаре ЕОКК, а также рекомендованные Комитетом научно-технической терминологии Академии наук СССР.

Справочные пособия подготовлены на основе автоматизированного банка стандартизованных терминов СОВТЕРМ.

Издания рассчитаны на специалистов науки и производства, издательских и информационных работников, переводчиков, преподавателей и студентов вузов и техникумов соответствующего профиля.

В БЛИЖАЙШЕЕ ВРЕМЯ ВЫЙДУТ ИЗ ПЕЧАТИ:

1. Терминология общемашиностроительного применения.

Содержит около 5 тыс. терминов на русском, английском, немецком и французском языках в области теории машин и механизмов, промышленных роботов, гибких производственных систем, автоматизированного проектирования, технологической подготовки производства, автоматизации технологических процессов, износоустойчивости изделий, гидро- и пневмоприводов, крепежных изделий, подшипников, зубчатых зацеплений, обработки металлов, станочных приспособлений.

2. Сертификация, испытания и управление качеством продукции. Терминология.

Содержит 1,3 тыс. терминов на русском, английском, немецком и французском языках по сертификации, испытаниям, технической диагностике, управлению качеством продукции, методам контроля качества, показателям качества, надежности и т.д.

3. Вычислительная техника. Терминология.

Содержит более 1,5 тыс. терминов на русском, английском, немецком и французском языках, охватывающих вычислительные машины и устройства, программные средства, системы обработки, организации и передачи данных, телеобработки данных, носители информации, языки программирования, создание и ведение баз данных.

4. Электротехника. Терминология.

Содержит 4 тыс. терминов на русском, английском, немецком и французском языках, связанных с теорией электротехники, электробезопасностью, электротехническим оборудованием, изделиями и материалами, машинами, трансформаторами, бытовыми электроприборами, реле, кабельными изделиями и др.

Ориентировочная цена каждого издания 4–6 руб. Заказы следует направлять в Отдел сбыта и ассортиментной работы Издательства стандартов по адресу:

117259 Москва, Б.Черемушкинская ул., 30, корп. 2

ВНИМАНИЮ ЧИТАТЕЛЕЙ!

Издательство стандартов приступает к изданию серии справочных пособий по терминологии различных областей науки, техники и производства.

Издания будут содержать термины и определения, установленные в государственных стандартах, стандартах Международной организации по стандартизации (ИСО), Международной электротехнической комиссии (МЭК), Совета Экономической Взаимопомощи (СЭВ) и рекомендованные Комитетом научно-технической терминологии Академии Наук СССР. Подавляющая часть терминов будет иметь эквиваленты на английском языке.

Справочные пособия подготовлены на основе автоматизированного банка стандартизованных терминов СОВТЕРМ.

Издания рассчитаны на специалистов науки и производства, издательских и информационных работников, переводчиков, преподавателей и студентов вузов и техникумов соответствующего профиля.

В 1990 Г. ВЫЙДУТ ИЗ ПЕЧАТИ

Стандартизованная терминология: охрана окружающей среды.

Справочник содержит более 1,5 тыс. стандартизованных терминов и определений из государственных и международных стандартов СЭВ, ИСО.

В нем представлена терминология различных аспектов одной из актуальных проблем современности — экология. В справочнике найдла отражение терминология охраны атмосферы, вод, почв, лесов, ландшафтов; различных источников и факторов загрязнения и борьбы с ними.

Стандартизованная терминология: металлургия.

Справочник содержит более 3 тысяч стандартизованных и рекомендованных терминов и определений из государственных и международных стандартов СЭВ, ИСО и рекомендаций КНТТ АН СССР. В нем представлена терминология металлов и сплавов, порошковой металлургии, лома, отходов, заготовок, различных видов обработки, а также коррозии металлов.

Стандартизованная терминология: безопасность труда, санитария, гигиена

В справочник включено около 2 тысяч стандартизованных терминов и определений из государственных стандартов и международных стандартов СЭВ и ИСО. Определены основные понятия безопасности труда, а также понятия ряда конкретных областей: ядерной и лазерной безопасности, пожаро-, взрыво-, электробезопасности, безопасности дорожного движения, трудоспособности летного и диспетчерского состава и др.

Стандартизованная терминология: приборостроение

Справочник содержит более 3 тысяч стандартизованных терминов и определений из государственных и международных стандартов СЭВ, ИСО и МЭК.

В нем представлены терминология средств автоматизации, систем регулирования и управления техническими средствами, телемеханики, электронных, оптических, геодезических приборов и инструментов, рентгеновской, сейсморазведочной, навигационной аппаратуры, микроскопов, часового дела.

Ориентировочная цена каждого издания 3—6 руб. Заказы следует направлять в Отдел сбыта и ассортиментной работы Издательства стандартов по адресу:

117259 Москва, Б. Черемушкинская ул., 30, корп. 2

