

$$\bar{X}_{\rho_s^n} = \bar{X}_{R_s^n} \alpha_s^n + \alpha_{\rho_s^n} \quad (27)$$

где $\bar{X}_{R_s^n}$ есть математическое ожидание ΔR_s^n

$\bar{X}_{\rho_s^n}$ есть математическое ожидание $\Delta \rho_s^n$

Для эвольвентных зубчатых колес предельная ОПВдК находится из соотношения

$$\xi = \frac{1}{CF} \left\{ k_{\rho_2^n}^2 \xi_{\rho_2^n}^2 + k_{\rho_3^n}^2 \xi_{\rho_3^n}^2 + k_{\rho_2^n}^2 \xi_{\rho_2^n}^2 + k_{\rho_3^n}^2 \xi_{\rho_3^n}^2 + 1,625(k_{i_2^n}^2 \xi_{i_2^n}^2 + k_{i_3^n}^2 \xi_{i_3^n}^2) + \sin^2(\alpha) k_1^2 \xi_1^2 + \right. \\ \left. + \frac{1}{2} [k_{\rho_{22}^n}^2 \xi_{\rho_{22}^n}^2 + k_{\rho_{33}^n}^2 \xi_{\rho_{33}^n}^2 + k_{\rho_{21}^n}^2 \xi_{\rho_{21}^n}^2 + k_{\rho_{31}^n}^2 \xi_{\rho_{31}^n}^2 + \frac{h^2(\pi-2)}{4\pi} \sum_S k_{\rho_s^n}^2 \xi_{\rho_s^n}^2 + 9(\bar{X}_{\rho_{22}^n}^2 + \bar{X}_{\rho_{33}^n}^2 + \bar{X}_{\rho_{21}^n}^2 + \bar{X}_{\rho_{31}^n}^2 + \right. \\ \left. + \frac{B^2(\pi-2)}{4\pi} \sum_S \bar{X}_{\rho_s^n}^2) \right\}^{1/2} \quad (29)$$

Для эвольвентного зубчатого зацепления угол $\alpha = const, CF = C' F', CP \cos(\alpha)$. Формула (29) показывает, что практически предельная ошибка положения эвольвентного зубчатого механизма возрастает с увеличением угла зацепления.

Все приведённые рассуждения были справедливы для простейшего зубчатого механизма, изображённого на рис. 1. Для сложных механизмов ОПВдК находится суммированием элементарных ошибок.

Используя формулу обобщенной погрешности изготовления и сборки зубчатой передачи, появляется возможность моделирования реального зубчатого механизма и исследования динамической нагруженности элементов трансмиссии от дефектов производства.

УДК 621.9-229.3

О.В. Зотина, А.Г. Подвесовский

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ ЗАЖИМНОГО УСТРОЙСТВА В ЗАДАЧАХ АВТОМАТИЗАЦИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СТАНОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

Брянский государственный технический университет
Брянск, Россия

При проектировании систем закрепления заготовок в станочных приспособлениях имеет место следующая последовательность этапов конструирования [1]: выбор схемы закрепления; определение сил и моментов резания; расчет необходимой силы закрепления; определение коэффициентов трения и запаса; выбор типа и расчет параметров зажимного устройства (ЗУ). Наибольшую сложность представляет последний этап, поскольку одно и то же значение силы закрепления W в общем случае может обеспечиваться множеством альтернативных вариантов ЗУ, различающихся типом силового механизма, типом и габаритами привода, стоимостью устройства, а также рядом других показателей. При этом основными требованиями, предъявляемыми к ЗУ, помимо обеспечения необходимой силы закрепления, могут также являться ограничения по габаритам, связанные с размерами рабочего стола станка (либо обеспечение минимально возможных габаритов), ограничение по стоимости, быстродействие, обеспечение само-

торможения и другие требования, определяемые спецификой предприятия, производства и т.п.

Таким образом, выбор конкретных параметров ЗУ осуществляется в условиях наличия нескольких критериев оценки альтернатив, при этом для ряда критериев характерна неполнота и неточность информации, необходимой для оценивания, вследствие чего подобного типа задачи обычно решаются проектировщиком на интуитивном уровне, с использованием эвристических подходов, а зачастую методами проб и ошибок. Разработка и применение средств программной поддержки решения таких задач, ключевую роль в которой играет построение математических моделей выбора, учитывающих структуру и специфику исходной информации, позволит проектировщику более детально и последовательно отразить и формализовать свои предпочтения, заранее оценить последствия каждого решения, исключить недопустимые варианты и определить наиболее удачные, вследствие чего сократить сроки проектирования и повысить научную и инженерную обоснованность принимаемых решений.

В работе предлагается методика построения математической модели выбора оптимальных параметров ЗУ при проектировании системы закрепления заготовок в станочном приспособлении. Основными задачами, на решение которых ориентирована данная модель, являются формализация требований, предъявляемых к ЗУ, формирование множества допустимых альтернатив, оценивание их по выбранным критериям, на основании чего ранжирование альтернатив по степени предпочтительности. Предлагаемая методика основана на применении метода анализа иерархий в сочетании с элементами теории нечетких множеств [2, 3].

Будем предполагать, что требуемая сила W закрепления заготовки в приспособлении имеет достаточно большое значение, обуславливающее необходимость наличия в ЗУ силового механизма (СМ) [1]. Кроме того, считаем, что метод обработки детали предполагает использование элементарного либо комбинированного СМ, а также что проектируемая система закрепления ориентирована на применение в крупносерийном или массовом производстве, что исключает из рассмотрения ЗУ с ручным приводом.

В соответствии с введенными предположениями, ЗУ должно иметь в своем составе рычажный, клиновой, клиноплунжерный, шарнирно-рычажный или клино-рычажный СМ, который приводится в действие пневматическим, гидравлическим или пневмогидравлическим типом привода, при этом пневматические приводы могут иметь поршневые цилиндры либо пневмодвигатели с мембраной. Исходное усилие Q , которое должно быть приложено к СМ приводом для обеспечения требуемой силы закрепления W , определяется по формуле:

$$Q = W/i, \quad (1)$$

где i – коэффициент усиления СМ. Для каждого типа СМ имеется определенный диапазон рекомендуемых значений коэффициента i [1, 4]. С учетом (1), целесообразно в качестве базового набора альтернатив для принятия решения рассматривать *различные сочетания типов СМ и привода*, при этом для любого из таких сочетаний используемый в нем тип СМ определяет диапазон значений Q , способных обеспечить необходимую величину W (каждое при своем значении i). С другой стороны, величина усилия Q зависит от ряда параметров привода, основным из которых является диаметр D поршня или мембраны [4]. Для каждого типа привода существует конечный набор рекомендуемых значений D [1, 4], вследствие чего для сочетаний «тип СМ – тип привода» следует выделять и рассматривать не диапазоны, а конечные наборы значений Q . Ввиду накладываемых ограничений по габаритам и по стоимости (также зависящей от габаритов и в первую очередь от диаметра D), следует детализировать исходное множество альтернатив, вводя для каждого сочетания его реализации с различными значениями D для привода.

Будем представлять исходный набор типов СМ в виде множества $M_0 = \{M_k | k = 1, \dots, K_0\}$, при этом каждому M_k соответствует диапазон I_k рекомендуемых значений коэффициента i . Исходный набор типов приводов представляется в виде множества $\Pi_0 = \{\Pi_j | j = 1, \dots, J_0\}$, и для каждого типа Π_j задается набор $D_j^0 = \{D_{j1}, D_{j2}, \dots, D_{j,n_j}\}$ рекомендуемых значений диаметров поршня (мембраны). Кроме того, через L_0 и D_0 обозначим максимально допустимые значения соответственно длины привода и диаметра поршня (задаваемые с учетом размеров рабочего стола станка).

Процесс моделирования выбора параметров ЗУ можно представить в виде следующей последовательности шагов.

Шаг 1. Из рассмотрения исключаются типы СМ, которые не подходят для требуемых методов обработки детали, и типы приводов, неприменимые в условиях производства, где будет использоваться проектируемая система закрепления (например, отсутствие в цехе системы гидрофикации станков приводит к необходимости исключить из рассмотрения гидравлический и пневмогидравлический типы приводов). Таким образом, исходные множества M_0 и Π_0 в общем случае сужаются до некоторых подмножеств M и Π .

Шаг 2. Для каждого типа привода $\Pi_j \in \Pi$, в соответствии с набором D_j^0 , определяется набор $Q_j^0 = \{Q_{j1}, Q_{j2}, \dots, Q_{j,n_j}\}$ возможных значений усилия Q , из которого выбираются значения $Q_{j,p}$, способные обеспечить для некоторого типа СМ необходимое значение силы закрепления W . В результате формируется *начальное множество альтернатив*, задаваемых набором параметров «тип СМ – тип привода – диаметр поршня (мембраны)», с учетом зависимости (1). Это множество может быть представлено формально в следующем виде:

$$A = \{ \langle M_k, \Pi_j, D_{j,p} \rangle \mid M_k \in M; \Pi_j \in \Pi; \exists i \in I_k : i_k^h \cdot Q_{j,p} \leq W \leq i_k^g \cdot Q_{j,p} \}, \quad (2)$$

где i_k^h , i_k^g – соответственно нижняя и верхняя границы диапазона I_k . Примером альтернативы может являться сочетание <шарнирно-рычажный СМ, пневматический привод с поршнем, 60 мм>.

Шаг 3. Для каждой альтернативы из множества A на основании параметров Π_j (типа привода) и $D_{j,p}$ (диаметра) производится оценка диапазона возможных значений длины привода – обозначим эту оценку через $L_{j,p}$. Данная оценка может быть приближенной и представляться в виде нечеткого множества возможных значений длины с функцией принадлежности $\mu_{L_{j,p}}$.

Шаг 4. Из множества A выделяется подмножество X альтернатив, для которых удовлетворяются ограничения по габаритам, т.е.

$$D_{j,p} < D_0; \mu_{L_{j,p}}(L_0) > 0. \quad (3)$$

Второе неравенство означает (в условиях предположения о непрерывности функции $\mu_{L_{j,p}}$), что данная альтернатива допускает значения длины, меньшие L_0 .

Множество X , получаемое на шаге 4, содержит *допустимые альтернативы* – любая из них может претендовать на выбор в качестве решения. Это множество необходимо проранжировать в соответствии с уровнем их предпочтительности в условиях конкретной задачи выбора. Для этого воспользуемся методом анализа иерархий (МАИ) [2], в рамках которого исходная задача представляется как иерархическая совокупность

подзадач оценивания альтернатив по отдельным, возможно неравноценным, критериям, с последующей взвешенной сверткой критериальных оценок каждой альтернативы в обобщенную оценку ее предпочтительности. Первым этапом МАИ является декомпозиция исходной задачи на более простые составляющие, в результате чего строится иерархия, вершина (фокус) которой соответствует главной цели, а промежуточные уровни содержат критерии оценки ее достижения. На самом нижнем уровне находится множество альтернатив. Таким образом, следующим шагом процесса моделирования является:

Шаг 5. Для оценки предпочтительности множества X допустимых альтернатив строится иерархия, структура которой приведена на рис. 1. Главная цель, состоящая в выборе рационального варианта ЗУ, детализируется несколькими критериями, характеризующими выделенные ранее условия, влияющие на результат выбора. Помимо критериев $C_1 - C_4$, иерархия может содержать другие критерии, зависящие от конкретной задачи (например, для оценки предпочтительности ЗУ может также оказаться необходимым учитывать простоту аппаратуры и монтажа, возможность многоместной и многопозиционной обработки и т.п.). Параметры λ характеризуют степени относительной важности детализирующих критериев по отношению к детализируемому, и для оценки их значений используется метод парных сравнений [2].

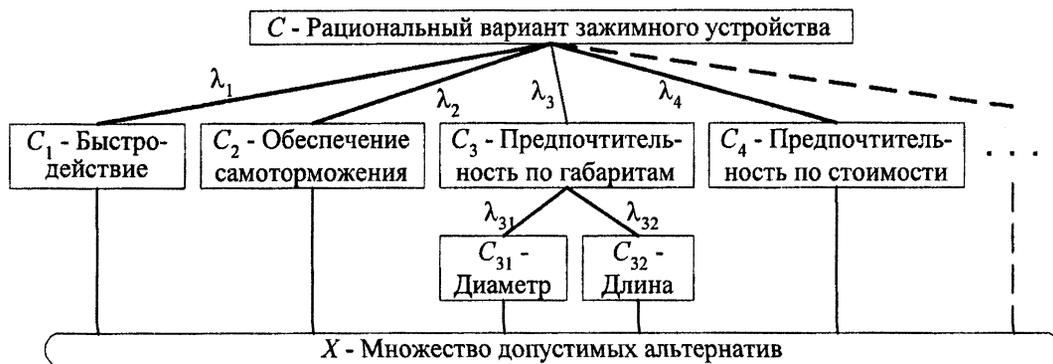


Рис. 1. Структура иерархии критериев оценки альтернатив

Классический вариант МАИ предполагает, что информация об оценках альтернатив по каждому критерию представляется в форме экспертных суждений об относительном уровне предпочтительности одной альтернативы над другой в смысле этого критерия. Для перевода этих суждений в безразмерную шкалу также используется метод парных сравнений. Вместе с тем, некоторые свойства альтернатив (например, габариты) могут быть выражены в числовом виде (возможно, с нечеткой формой оценок), и перевод их в безразмерную шкалу значительно проще и естественнее осуществлять, используя функцию принадлежности нечеткого множества наиболее предпочтительных значений. Таким образом, в условиях нашей задачи целесообразно рассматривать МАИ в сочетании с методами сравнения нечетких множеств [3].

Шаг 6. Рассмотрим принципы оценивания альтернатив по критериям, представленным на рис. 1.

6.1. Оценка альтернативы по критерию C_1 определяется значением параметра M_k (тип СМ), на основании чего альтернативы с одинаковым значением этого параметра должны иметь одинаковые оценки. Информация, необходимая для получения оценок обычно существует в виде выражаемых экспертами суждений об относительном превосходстве различных типов СМ по критерию быстродействия, поэтому для оценивания применим метод парных сравнений. Пусть $C_1(M_k)$ – оценки значений параметра M_k ,

при этом $\sum_{M_k \in M} C_1(M_k) = 1$. Тогда все альтернативы $x \in X$, связанные с СМ типа M_k , будут иметь оценку

$$C_1(x) = C_1(M_k) / \sum_{M_r \in M} N_X(M_r) \cdot C_1(M_r), \quad (4)$$

где $N_X(M_r)$ – число альтернатив в множестве X , имеющих СМ типа M_r .

6.2. Оценка альтернативы по критерию C_2 также зависит от используемого типа СМ, для каждого из которых существует некоторое условие самоторможения [4]. Процедура оценивания может быть построена по следующей схеме. Множество альтернатив X разбивается на два подмножества: $X = X_{cm} \cup \overline{X_{cm}}$, где X_{cm} содержит альтернативы, обеспечивающие самоторможение, а $\overline{X_{cm}}$ – альтернативы, не обладающие этим свойством. Методом парных сравнений устанавливаются относительные приоритеты случаев наличия и отсутствия указанного свойства – пусть они равны соответственно $C_2(X_{cm})$ и $C_2(\overline{X_{cm}})$, где $C_2(X_{cm}) + C_2(\overline{X_{cm}}) = 1$. Тогда оценки альтернатив $x \in X$:

$$C_2(x) = \begin{cases} C_2(X_{cm}) / (N_{cm} \cdot C_2(X_{cm}) + \overline{N_{cm}} \cdot C_2(\overline{X_{cm}})), & x \in X_{cm}, \\ C_2(\overline{X_{cm}}) / (N_{cm} \cdot C_2(X_{cm}) + \overline{N_{cm}} \cdot C_2(\overline{X_{cm}})), & x \in \overline{X_{cm}}, \end{cases} \quad (5)$$

где N_{cm} – число альтернатив, обеспечивающих самоторможение, а $\overline{N_{cm}}$ – число альтернатив, не обладающих этим свойством.

6.3. Для получения оценок по критериям C_{31} и C_{32} , вводим нечеткие множества \tilde{C}_{31} и \tilde{C}_{32} , характеризующие предпочтительные значения диаметра поршня (диафрагмы) и длины привода. Форма и основные параметры функций принадлежности μ_{31} и μ_{32} этих нечетких множеств выбираются с учетом того, что вкладывается в понятие предпочтительности в условиях конкретной задачи выбора. Чаще всего выдвигается требование «чем меньше габариты, тем лучше», что соответствует монотонному невозрастанию функций принадлежности (рис. 2).

Пусть альтернатива $x \in X$ реализуется с диаметром $D_{j,p}$ и имеет нечеткую оценку длины $L_{j,p}$. Тогда для получения оценки $C_{31}(x)$ вычисляется значение функции принадлежности $\mu_{31}(D_{j,p})$, которое затем делится на сумму таких значений для всех альтернатив. Для получения оценки $C_{32}(x)$ определяется величина

$$\|L_{j,p} \cap \tilde{C}_{32}\| = \sup_l \min \{ \mu_{L_{j,p}}(l), \mu_{32}(l) \}, \quad (6)$$

которая также делится на сумму таких величин для всех альтернатив. Обоснованность подобного подхода обсуждается в [3].

6.4. Оценивание альтернатив по критерию C_4 выполняется в предположении, что имеющаяся информация позволяет попарно сравнивать по стоимости приводы различных типов с одинаковым диаметром, а также приводы одного типа при разных значениях диаметров. С учетом этого, если $C_4(\Pi_j)$ – относительные приоритеты типов приводов $\Pi_j \in \Pi$ при равных значениях диаметров, а $C_4(D_{j,p})$ – приоритеты различных значе-

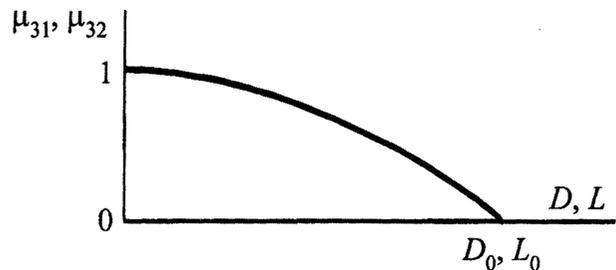


Рис. 2. Примерный вид функций принадлежности нечетких множеств предпочтительных значений габаритов

ний диаметра $D_{j,p}$ для привода типа P_j , то уровень предпочтительности альтернативы $x \in X$ можно определить как произведение этих величин, деленное на сумму таких произведений для всех альтернатив, т.е.

$$C_4(x) = C_4(P_j) \cdot C_4(D_{j,p}) / \sum_{\substack{r,s \\ x \in X}} C_4(P_s) \cdot C_4(D_{s,r}). \quad (7)$$

Шаг 7. На данном шаге осуществляется иерархический синтез, результатом которого является вектор обобщенных оценок альтернатив $x \in X$. Указанные оценки определяются в соответствии с правилом

$$C(x) = \sum_j \lambda_j C_j(x), \quad (8)$$

при этом

$$C_3(x) = \lambda_{31} C_{31}(x) + \lambda_{32} C_{32}(x). \quad (9)$$

Полученные значения $C(x)$ упорядочивают допустимые альтернативы по степени их предпочтительности в условиях поставленной задачи выбора оптимальных параметров ЗУ. Таким образом в качестве решения задачи можно рассматривать набор $\langle X, \{C(x) | x \in X\} \rangle$, где множество X допустимых альтернатив представляется в форме (2).

Литература. 1. Ильицкий В.Б., Ерохин В.В. Проектирование технологической оснастки: Учеб. пособие. – Брянск: БГТУ, 2001. – 104 с. 2. Андрейчиков А.В., Андрейчикова О.Н. Компьютерная поддержка изобретательства. – М.: Машиностроение, 1998. – 476 с. 3. Подвесовский А.Г. Автоматизация многокритериального выбора технических решений на основе применения нечетких моделей различных типов: Дисс. канд. техн. наук. – Брянск: БГТУ, 2001. – 229 с. 4. Ансеров М.А. Приспособления для металлорежущих станков. – Л.: Машиностроение, 1975. – 656 с.

УДК 688.1.037.97+666.271

А.А. Сухоцкий, Д.А. Дворянчиков

ОСОБЕННОСТИ ДВИЖЕНИЯ ЗАГОТОВКИ В ПРОЦЕССЕ ПНЕВМОЦЕНТРОБЕЖНОЙ ОБРАБОТКИ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Одним из перспективных методов получения деталей шаровидной формы из хрупких материалов является пневмоцентробежная обработка [1]. Сущность способа заключается в том, что заготовки кубической формы помещают между двумя соосно расположенными инструментами с коническими рабочими поверхностями и вращают заготовки вокруг оси инструментов посредством находящейся под давлением воздушной струи, направленной тангенциально по отношению к рабочим поверхностям. В начальный момент времени формообразования шарика по предлагаемому методу происходит съём вершин кубика и только при приближении его диагонали к размеру грани наблюдается общая обработка заготовки по всей поверхности.

Анализ работы устройства показывает, что процесс получения шариков из заготовок кубической формы можно математически смоделировать, выделив несколько стадий: качение кубика без скольжения вокруг некоторой неподвижной точки, качение