

621.01
621-64
Московский государственный технический университет
им. Н.Э.Баумана

А.А.ГОЛОВИН

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СЛОЖНЫХ
РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Утверждено редсоветом МГТУ
в качестве учебного пособия

85961R
1995
Н.Э.Баумановский институт
Московский государственный технический университет
им. Н.Э.Баумана
Редактор: А.А.Головин
Оформление: А.А.Головин
85961R
0.00



Издательство МГТУ им. Н.Э.Баумана
1995

ББК 34.41

Г61

Рецензенты: О.И.Кульбачный, В.Н.Умнов, А.Г.Колесников

Г61 Головин А.А. Проектирование сложных рычажных механизмов: Учебное пособие по курсу «Теория механизмов и машин». — М.: Изд-во МГТУ, 1995. — 76 с.; ил.

Даны формулировки ряда типовых задач проектирования плоских рычажных механизмов, изложен подход к многовариантной разработке возможных схем и методы сравнения и выбора полученных решений.

Для студентов специальностей «Машины и технология обработки давлением» и «Машины прокатного производства» при изучении соответствующих разделов и выполнении курсового проекта по первой части дисциплины «Основы проектирования машин», а также студентов старших курсов, сталкивающихся с задачами проектирования сложных рычажных механизмов.

Ил. 43. Табл. 6. Библиогр. 23 назв.

ББК 34.41

Редакция заказной литературы

Александр Александрович Головин

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СЛОЖНЫХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Заведующая редакцией Н.Г.Ковалевская

Редактор Е.К.Кошелева

Корректор Л.И.Малютина

© МГТУ им. Н.Э.Баумана, 1995.

Подписано в печать 12.01.95. Формат 60x84/16. Бумага тип. № 2.

Печ. л. 5,0. Усл. печ. л. 4,65. Уч.-изд. л. 4,53.

Тираж 300 экз. Изд. № 172. Заказ № 112 С 33

Издательство МГТУ им. Н.Э.Баумана, типография МГТУ,
107005, Москва, 2-я Бауманская, 5.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Назначение механизмов любой машины состоит в том, чтобы какая-либо его точка или звено (исполнительное звено) выполняли движение по некоторому заданному закону. Этот закон может быть очень простым или очень сложным. С некоторой точностью его можно реализовать с помощью разных механизмов.

Основной задачей теории механизмов машин является разработка возможных схем механизмов, отвечающих заданным геометрическим, кинематическим, силовым, энергетическим и точностным условиям работы проектируемой машины.

Впервые в самостоятельный предмет теория механизмов была выделена в Парижской Политехнической школе, основанной в 1794 г. По указаниям Г.Монжа была составлена программа соответствующего курса, где в основу классификации механизмов был положен принцип "превращения движений" (преобразование одного в другое прямолинейного, вращательного и возвратно-вращательного движений). А.М.Ампер впервые указал, что механизм служит не только для «превращения движений», но и как приспособление для изменения величины и направления скорости.

Статья П.Л.Чебышева "К теории механизмов, известных под именем параллелограммов" (1853) была написана под влиянием посещения им в 1852 г. выставки в Париже, где ученый обратил внимание на неравномерный износ штока в одном из механизмов паровой машины Уатта. Эта работа положила начало методам параметрической оптимизации механизмов и явилась исходной в процессе создания метода наилучшего приближения функций ("Вопросы о наименьших величинах, связанных с приближенным представлением функций", 1857).

Основы структурного анализа схем механизмов были заложены в работе Л.В.Ассура (1914). Замечательным в ней было то, что для решения задач теории механизмов были применены методы топологии. Тогда не существовало ни монографии, ни учебника по этому разделу математики, и все сведения можно было почерпнуть только из отдельных журнальных статей.

Вернувшись в современность, отметим, что неединственность решения при разработке схем механизмов предполагает выбор

лучшего (или нескольких наиболее подходящих) из множества предложенных конкурирующих решений. Конкурирующие схемы могут сравниваться методами многокритериальной оптимизации на базе теории игр с непротивоположными интересами, в частности, на основе принципа согласованного оптимума В.Парето или методов кооперативного принятия решений.

Выбор рациональных методов разработки возможных схем механизмов зависит от области применения машины, так как именно этим диктуются условия работы, критерии оценки качества проектирования, ограничения, накладываемые на возможности работы и изготовления машины. Поэтому вполне естественно рассмотреть проблемно-ориентированные методы проектирования механизмов, в частности, методы проектирования механизмов машин обработки давлением (ОД).

Для машин ОД характерно широкое применение плоских рычажных механизмов, в том числе механизмов с достаточно сложными (нетривиальными) функциональными свойствами. Такие свойства реализуются сложными рычажными механизмами.

Начало методам расчета механизмов кузнечно-штамповочного оборудования положил М.В.Сторожев. Предложенная им характеристика плоских рычажных механизмов — «приведенное плечо» — представляет собой нормированный по деформирующей силе крутящий момент на приводном валу механизма и определяется из принципа равенства мгновенных мощностей приводного звена механизма и остальных с.о. звеньев; "идеальное приведенное плечо" — первая передаточная функция исполнительного звена механизма (звена, к которому приложена деформирующая сила); "приращение приведенного плеча" характеризует потери на трение в кинематических парах механизма.

Вопросы сравнения возможных технических решений применительно к машинам ОД рассматривались в работах А.И.Зимина. К основным критериям сравнения А.И.Зимин относит следующие: оптимальность физического принципа действия; минимальность длины кинематической цепи; приближение энергоносителя к исполнительному органу машины; минимальность изменения рода движения звеньев в рабочих частях машины; минимальность энергетического балласта; регулируемость по кинематическим, силовым и энергетическим показателям.

В существующей учебной литературе достаточно внимания уделяется вопросам параметрического синтеза механизмов, структурного анализа, кинематического, силового и динамического расчета. Методам разработки схем сложных механизмов, сравнению конкурирующих схем внимание практически не уделено.

Предлагаемое пособие может помочь в решении этих вопросов. Часть материала пособия, по мнению автора, представляет интерес для всех, кто силою обстоятельств вынужден заниматься теорией механизмов (введение, пп. 1.1; 1.2; 1.4; гл. 2, 3,5).

ВВЕДЕНИЕ

Кривошипные прессы являются самыми распространенными машинами ОД. Характерными для них являются два качества: высокая производительность (даже тихоходных машин) и высокая стоимость изготовления.

Высокая производительность позволяет минимизировать потребности производства в этих машинах и при прочих равных условиях отдавать предпочтение универсальным машинам, снабженным простейшими исполнительными механизмами. Это упрощает их эксплуатацию и позволяет на одной машине штамповывать более широкий спектр изделий, чем на специальных и специализированных машинах.

Высокая стоимость машины обусловлена не только сложностью изготовления, но и тем, что производство прессов носит единичный и мелкосерийный характер и практически не позволяет проводить разработку экспериментальных образцов.

Таким образом, создание нового кривошипного штамповочного пресса оправдано, когда использованы все прочие средства (совершенствование технологии, инструмента, средств автоматизации и т.п.) для изготовления изделия или класса изделий. Решение о разработке и изготовлении кривошипного пресса новой конструкции или назначения является чрезвычайно ответственным шагом.

Усложнение функциональных свойств прессов и, как следствие, усложнение их исполнительных механизмов связано с тенденцией к увеличению доли труднодеформируемых и малопластичных материалов, изготовлению штампованных изделий сложной формы, уменьшению припусков на механическую обработку.

Последовательность процесса создания новой машины представлена на рис.1. Проектирование (блок 3) включает два элемента: всевозможные расчеты и оценки (собственно проектирование) и конструирование. Вопросы конструирования в данном пособии не рассматриваются.

Известно правило 1:10:100:1000. Это соотношение характеризует затраты на исправление ошибок или неудачных решений на

стадиях исследования (начальной стадии проектирования), конструирования, изготовления и эксплуатации. Именно поэтому так важно понять проблемы, характерные для начальной стадии проектирования и включающие в себя элементы как формализованного, так и неформализованного (эвристического) подходов.

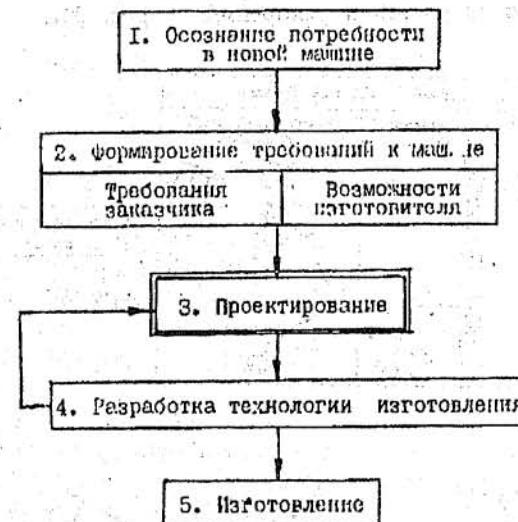


Рис. 1. Общий подход к процессу создания новой машины

Начало проектирования характеризуется неоднозначностью технических решений. Это касается выбора физического принципа обработки давлением, разработки технологического процесса выбора принципа действия машины-орудия, средств автоматизации и т.д. Неоднозначным является и выбор схем исполнительных механизмов. Все это даёт основание говорить о поисковом характере начального этапа проектирования. Его целесообразно проводить на фоне достаточно простых гипотез, позволяющих на каждом уровне расчетов осуществлять декомпозицию задач на более простые. В качестве исходных принимают гипотезы об абсолютной жесткости звеньев и беззазорном их соединении кинематическими парами.

Можно выделить два широких класса механизмов: передаточные и исполнительные (рис. 2а). Передаточные механизмы служат для преобразования вращательного движения одной частоты во

вращательное движение другой частоты и количественно характеризуются передаточным отношением. Характеристикой исполнительных механизмов является некоторая функция (функция положения), связывающая положение входного звена с положением произвольной точки любого звена механизма, а также их производные по положению входного звена (первая и вторая передаточные функции, аналоги скоростей и ускорений — рис. 2б).

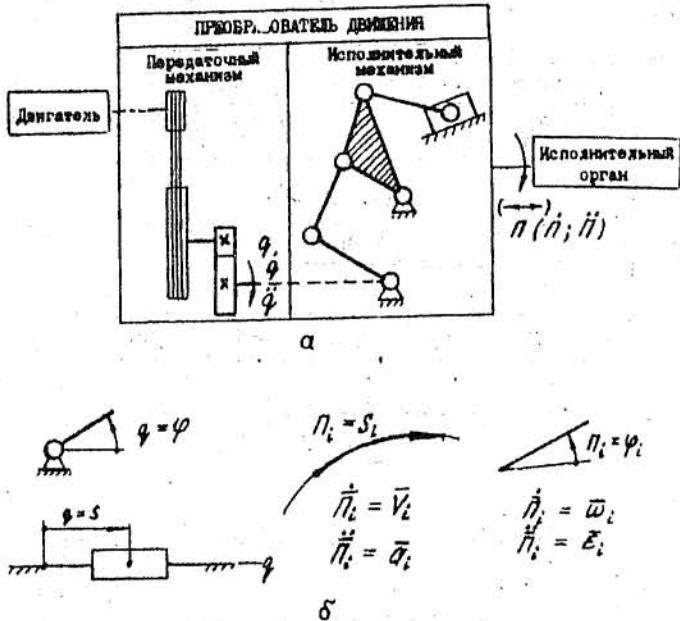


Рис. 2. Декомпозиция общей задачи проектирования на задачи проектирования исполнительных и передаточных механизмов

Для механизма с одной степенью подвижности (одно приводное звено) нетрудно разделить общую задачу проектирования исполнительных механизмов машины, обладающих заданными геометрическими, кинематическими, силовыми и энергетическими свойствами, на геометрическую (изучение функций положения точек и звеньев механизма и их передаточных функций), и задачу динамики (изучение движения динамической модели). Эти задачи связаны простым оператором с движением приводных звеньев механизма:

$$\Pi = \Pi(q); q = q(t);$$

$$\dot{\Pi} = \frac{d\Pi}{dt} = \dot{q} \frac{d\Pi}{dq} = \dot{q} \Pi'; \Pi' = V_q \vee \omega_q; \quad (1)$$

$$\ddot{\Pi} = \frac{d^2\Pi}{dt^2} = \ddot{q} \cdot \Pi' + \dot{q}^2 \cdot \Pi''; \Pi'' = a_q \vee \epsilon_q,$$

где q — положение динамической модели в некоторой системе координат; $q(t)$ — закон движения динамической модели; \dot{q} ; \ddot{q} — (угловые) скорости и ускорения движения динамической модели; $\Pi(q)$ — функция положения (некоторого звена или точки звена механизма); $\dot{\Pi}$; $\ddot{\Pi}$ — (угловые) скорости и ускорения; Π' ; Π'' — первая и вторая передаточные функции, аналоги (угловой) скорости и ускорения.

Таким образом, задачей геометрии является разработка схем механизмов, обладающих заданными свойствами функций $\Pi(q)$, $\Pi'(q)$, $\Pi''(q)$, а в динамике рассматриваются задачи о движении тела с некоторой массой (моментом инерции) под действием сил (моментов сил).

Предлагаемые в пособии методы разработки конкурирующих схем механизмов базируются на системе (1) и сводятся к переходу от кинематических и силовых задач проектирования механизмов к геометрическим.

Глава 1. ОСОБЕННОСТИ СИСТЕМЫ “ЗАГОТОВКА — ИНСТРУМЕНТ — МАШИНА ОБРАБОТКИ ДАВЛЕНИЕМ”

1.1. Технологические критерии сравнения машин обработки давлением

Оценку любого технологического комплекса осуществляют, сопоставляя качество изделия, производимого этим комплексом, и цену производства этого изделия (рис. 1.1а). Цена производства и качество изделия при этом понимаются очень широко. Качество изделия складывается из суммы качества элементов изделия, причем между производством отдельных элементов вполне может осуществляться как взаимодополнение, так и конкуренция, приводящая к уменьшению роли одних элементов производства за счет других. Качество отдельных элементов изделия определяется ценой их производства. Исходным для оценки системы “качество — цена” может быть любой из элементов в зависимости от требований заказчика. Задача оценки, соответственно, может ставиться в двух формах: получение изделия с заданными свойствами (качеством) при минимальной цене производства или получение изделия заданной цены с максимально возможным при этой цене качеством.

В состав почти любого изделия входят элементы, полученные методами штамповки на механических прессах. Качество штампованного изделия определяется четырьмя основными параметрами: точностью размеров; качеством поверхности; структурой материала изделия; механическими характеристиками материала изделия. Цена производства штампованного изделия определяется затратами на материал, оборудование всего технологического цикла штамповки и инструмент, причем затраты понимаются в самом широком смысле — от затрат на проектирование оборудования и технологического процесса до эксплуатационных расходов. Часть составляющих качества штампованного изделия зависит только от параметров оборудования или инструмента, часть из них — от состояния системы “пресс — инструмент” (III) — рис. 1.1б.

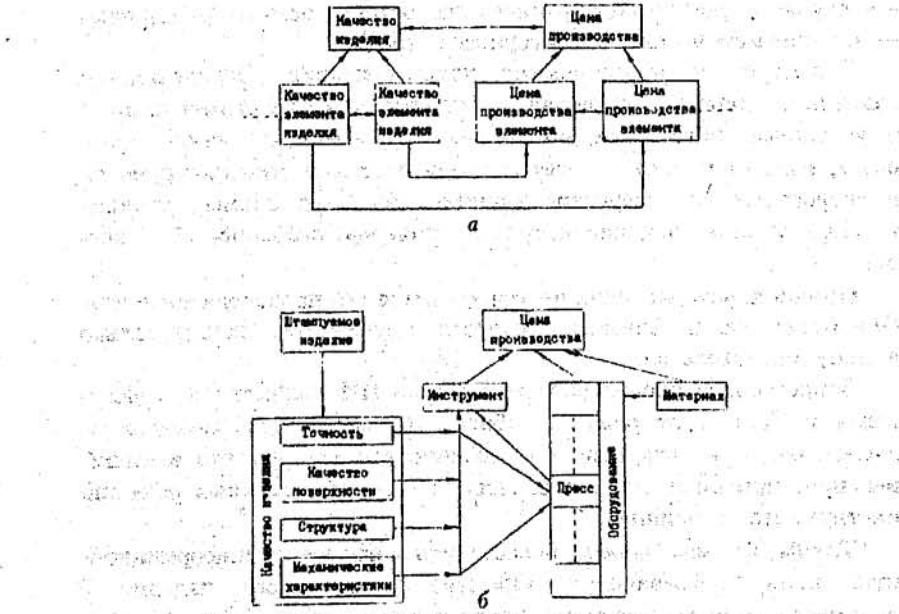


Рис.1.1. Основные связи между качеством штампируемого изделия и ценой производства

Рассмотрим зависимость всех составляющих качества штампируемого изделия от системы ПИ. В этом случае как показатели точности штампованного изделия можно выделить три: недоштамповка Δ , иссоосность e подвижной и неподвижной частей штампа, непараллельность θ их осей.

Недоштамповка определяется точностью наладки ползуна пресса и податливостью системы ПИ, а по мере работы пресса — износом штампа и кинематических пар исполнительного механизма. Однако износ штампа часто невозможно компенсировать наладкой. Иссоосность зависит от точности направления инструмента в конце хода деформирования. Кроме того, она может зависеть от точности заготовки, точности установки заготовки в штамп, точности направления штампа в момент соприкосновения подвижной части штампа с заготовкой, а также от податливости системы ПИ. Непараллельность осей подвижной и неподвижной частей штампа вызывается теми же факторами.

Качество поверхности изделия зависит в основном от качества инструмента и качества подготовки заготовки к деформированию,

а в случае неудачно подобранного скоростного режима штамповки — от кинематических характеристик пресса.

Структура и механические характеристики штампованного изделия в основном определяются качеством изготовления штампа и условиями подготовки заготовки. Нарушения структуры (разрывы, изломы и т.п.) зависят не только от качества инструмента и скоростных характеристик машины, но и от схемы исполнительных механизмов, характеристик привода, особенностей конструкции.

Особой характеристикой пресса является его производительность. Она напрямую не связана с качеством изделия и входит только в цену производства.

Вопросы надежности работы системы ПИ являются комплексными и зависят от режима работы системы, циклограммы и ее элементов, от конструктивных особенностей инструмента и машины, принципиальных технологических решений, схемных решений инструмента и машины.

Таким образом, можно представить логическую информационную цепь, связывающую качество штампируемого изделия с параметрами проектируемого кривошипного пресса (рис. 1.2).

Основными исходными данными для разработки машины (пресса) являются параметры технологического процесса, определяемые при его разработке по данным конкретных экспериментальных или теоретических исследований или по результатам работы со справочной или патентной литературой (табл. 1.1). Дополнительными данными, учитываемыми при проектировании, являются данные об условиях эксплуатации инструмента и оборудования, влияющие на качество обработки изделия, надежность работы инструмента и оборудования. К этим данным можно отнести также сведения о состоянии окружающей среды, расположении относительно нагревательных печей и прочего оборудования, направлении технологических потоков, расположении относительно коммуникаций (проездов и т.п.).

Характеристики проектируемых механизмов определяются непосредственно параметрами технологического процесса, а также через параметры инструмента (табл. 1.2) и средства автоматизации (быстроходность подачи, обрабатываемая масса на один захват, суммарная обрабатываемая масса, габариты подачи, шаг подачи, точность шага и другие точностные параметры работы подачи). Последние оказывают влияние на формирование параметров инструмента и производительность комплекса в целом.

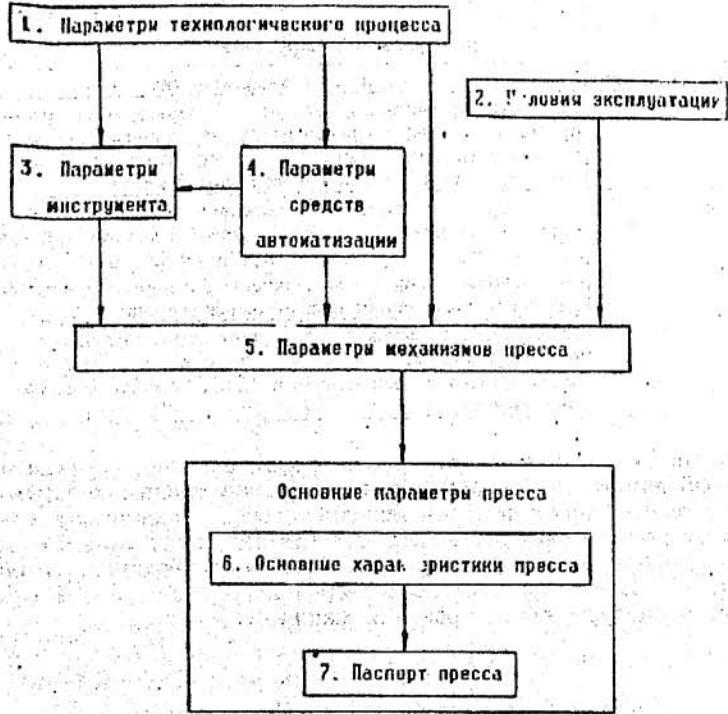


Рис.1.2. Последовательность формирования характеристик кузнецкой машины

Таблица 1.1

Характеристики одной операции технологического процесса

Характеристики	Описание характеристик
Геометрические и массовые	Чертежи заготовки и изделия; габариты заготовки и изделия; масса заготовки и изделия
Кинематические	Ход H_p и время t_p деформирования; начальная и наибольшая скорости деформирования и их допустимые отклонения (ΔI_d^h ; ΔI_d^{lb} ; $\Delta \dot{I}_d^h$; $\Delta \dot{I}_d^{lb}$)
Силовые и энергетические	График нагружения исполнительного звена $F_d(S)$ и возможный разброс силы деформирования $\Delta F_d(S)$, работа деформирования $A_d(S)$ и ее возможный разброс $\Delta A_d(S)$
Точностные	Допуски на точность заготовки ($\Delta \phi$, ϵ , θ_0) и изделия (Δ , ϵ , θ)
Прочие	Производительность; температура заготовки и изделия; скорость остывания заготовки и т.д.

Таблица 1.2
Характеристики инструмента

Характеристики	Описание характеристик
Геометрические	Размеры штампового блока; размеры межштампового пространства; ход деформирования H_p ; полный ход ползуна H ; ход подвижной части штампа по направляющим; ходы вспомогательных органов пресса и инструмента
Точностные	Параметры точности позиционирования в конце хода деформирования (Δ , e , θ) и в отдельных положениях штампа (Δ_i , e_i , θ_i) и принципы позиционирования по этим положениям; параметры точности позиционирования по отдельным положениям подачи (перекладинка)
Физические	Требования к условиям контакта заготовки со штампом и работе вспомогательных органов пресса и инструмента (выталкивателей, ловителей и т.п.); оценка податливости инструмента

В состав механического пресса входят основной и вспомогательный двигатели и передаточные и исполнительные механизмы. Основные характеристики исполнительных механизмов кривошипных прессов сведены в табл. 1.3. На базе этих характеристик конструируют пресс, причем процесс конструирования является составной частью процесса проектирования и элементом итерационной процедуры проектирования машины.

Таблица 1.3
Характеристики исполнительных механизмов пресса

Характеристики	Описание характеристик
Геометрические	Габариты механизма; H ; H_p ; H_{bc} (часть хода исполнительного звена для проведения вспомогательных операций); размеры исполнительного звена; возможные конструктивные ограничения
Кинематические	I_d^b ; I_d^6 ; V_{max} прямого хода; V_{max} обратного хода; время цикла T_c ; время деформирования t_p ; вспомогательное время t_{bc} ; время одного оборота кривошипа t_0
Точностные	$(\Delta ; e ; \theta) ; (\Delta_i ; e_i ; \theta_i)$
Силовые и энергетические	Зависимости ($F_d = S$) и ($A_d = S$); усилия в кинематических парах; средний движущий момент приводного звена M_{dp}^{sp} и зависимость $M_d(t)$; приведенный момент инерции динамической модели J ; необходимая мощность привода P_{ik} ; оценка податливости элементов механизма

Передаточный механизм в сочетании с двигателем образует "привод", исходными параметрами проектирования которого являются результаты проектирования исполнительных механизмов пресса.

1.2. Критерии сравнения возможных технических решений машин обработки давлением

Тенденции развития конструкций машин ОД определяются основными направлениями развития технологических процессов обработки давлением и научно-техническим уровнем разработки и изготовления кузнецких машин. Неоднозначность возможных технических решений одной технологической задачи приводит к необходимости в процессе проработки технического задания на проектирование машины отсекать невозможные и неперспективные пути развития, а по окончании проектирования — выбрать наилучшее на данный момент и в данных условиях решение. Окончательный выбор может проводиться только по сильным критериям, опирающимся на объективные критерии сравнения решений.

На отдельных этапах сравнивать решения проектирования можно по слабым критериям, позволяющим отбрасывать наихудшие решения и проводить условное ранжирование полученных на данном этапе решений. На последующем этапе проектирования учитывают результаты проектирования на предыдущем и предлагаю дальнейшее ветвление и отсечение решений. По результатам сравнения также может быть изменено ранжирование решений, принятые на предыдущем этапе.

Можно выделить следующие группы сильных критерии сравнения конкурирующих вариантов конструкций кузнецких машин.

Критерии первой группы оценивают качество выполнения технологической операции и его стабильность. В эту группу входят: данные об условиях, в том числе кинематических; проведения технологической операции. В значительной мере эти условия определяются выбором схемы исполнительных механизмов и рациональностью разработки технологического процесса;

данные о возможности достижения заданной точности изделия благодаря характеристикам самой машины. Они зависят в основном от конструкции машины и схемы исполнительных механизмов;

данные о регулируемости параметров машины, влияющих на качество изделия. Это качество в основном определяется конструкцией машины, а также, схемой её исполнительных механизмов и системы управления.

Критерий второй группы характеризуют удобство обслуживания машины, встраивания ее в технологический комплекс, управляемость и определяются конструкцией машины в целом и выбором схемы исполнительных механизмов.

Критерии третьей группы характеризуют условия эксплуатации и ресурс машины и определяются в первую очередь качеством конструирования.

Критерии четвертой группы характеризуют эксплуатационные расходы (обслуживание, ремонт и т.д.) и зависят от схем всех механизмов пресса и технологичности конструкции.

Критериями пятой группы являются стоимость, масса и габариты машины.

Значимость этих групп критериев зависит от конкретных условий. Напрямую от выбора схем исполнительных механизмов зависят критерии, определяющие качество выполнения технологической операции, в некоторой степени — критерии удобства встраивания в технологический комплекс, критерии ресурса машины и удобства обслуживания, а также, в косвенном виде, критерии пятой группы.

Конкурентоспособность кривошипных машин по сравнению с машинами иного принципа действия зависит, в том числе, и от путей расширения их технологических возможностей.

На основе изложенных в пп. 1.1 и 1.2 соображений можно на базе сильных критериев и общих принципов построения схем исполнительных механизмов формировать подход к оценке результатов проектирования схем рычажных механизмов по заданным условиям работы машины.

1.3. Характеристики некоторых технологических процессов обработки давлением

Анализ особенностей проведения технологической операции основывается на следующих характеристиках: схема технологической операции; ход деформирования H_d ; минимальный возможный ход инструмента H_{min} , обеспечивающий проведение технологической операции; график технологической нагрузки F_d — S ; требования к кинематике процесса деформирования (характер изменения скорости деформирования V_d — S ; ограничения по скорости начальной V_1 и наибольшей V_{lb} время деформирования t_d); прочие сведения, характеризующие особенности проведения процесса (возможные отклонения от заданных значений параметров проведения процесса и качество заготовки и изделия). Кроме того, при переходе от характеристик технологического процесса к характеристикам машины, в том числе цикловым данным, дополняются сведениями о времени t_c и размере межштамповочного пространства H_c для проведения вспомогательных операций.

Совокупность этих данных является исходной при проектировании механизмов кузнечной машины.

В обработке давлением принято разделение технологических операций на четыре группы: разделительные операции; листовая штамповка; холодная объемная штамповка; горячая объемная штамповка. На рис. 1.3 приведены схемы некоторых операций, а также их силовые, геометрические и кинематические характеристики.

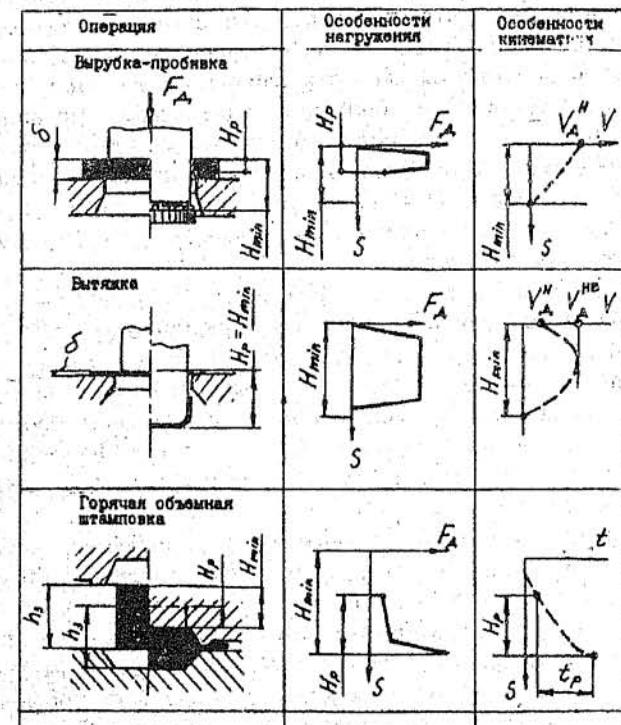


Рис. 1.3. Особенности некоторых операций штамповки

В качестве представительных технологий разделительных операций рассмотрим операции вырубки-пробивки, чистовой вырубки со сжатием, разрезки сдвигом не полностью открытой и закрытой. Для всех этих операций характерен ход деформирования, примерно равный толщине листа (одному из линейных размеров сечения прутка), резкое нарастание и спад силы во время деформирования. Качество изделия существенно зависит от

параметров и качества изготовления инструмента и качества заготовки. Параметром механизма пресса, определяющим качество изделия при вырубке-пробивке, является ограничение по скорости деформирования.

Листовая штамповка представлена операциями гибки, первой вытяжки без прижима на провал, первой вытяжки с прижимом и выталкиванием изделия, последующей вытяжки с утонением или без утонения. Эти операции характеризуются значительными ходом и работой деформирования. К особенностям кинематики деформирования при вытяжке следует отнести чувствительность операции к начальной скорости деформирования и ограничение по наибольшей допустимой скорости рабочего хода. При вытяжке длинномерных деталей и большом ходе деформирования в настоящее время считается целесообразным проводить процесс с примерно постоянной скоростью деформирования на значительном участке рабочего хода. При вытяжке с прижимом на качество изделия может оказывать влияние изменение толщины фланца заготовки по мере вытяжки.

Холодная и горячая объемная штамповка представлены операциями горячей объемной штамповки, радиальным обжатием, калибровкой — чеканкой, прессованием — прямым выдавливанием, закрытой прошивкой — обратным выдавливанием, высадкой. Для этих операций (за исключением радиального обжатия) характерна существенная разница между ходом деформирования H и минимально возможным ходом инструмента H_{min} , обусловленным особенностями технологии.

Для горячей штамповки характерна начальная скорость деформирования 0,5...1,0 м/с и время деформирования 0,1...0,2 с, причем есть тенденция к дальнейшему уменьшению значения t_p . Повышение скорости деформирования сокращает время контакта заготовки со штампом, что позволяет увеличить его термическую стойкость и повысить экономическую эффективность применения механического пресса. Следует отметить, что производительность криошипных горячештамповочных прессов (КГШП), горизонтально-ковочных машин (ГКМ) и горячештамповочных автоматов (ГША) определяется возможностями средств автоматизации. Для радиального обжатия характерно малое время контакта бойков с заготовкой в процессе одного обжатия (около 0,01 с), однако начальная скорость деформирования примерно та же, что и при горячей штамповке.

Для прессования рекомендуются малые скорости (меньше 0,02 м/с). Увеличение скорости прессования лимитируется скоростью, определяемой критической температурой в очаге пластиче-

ской деформации, при которой на поверхности изделия появляются трещины.

При горячей штамповке от работы пресса зависят следующие элементы качества изделия: смещение и отклонение осей подвижной и неподвижной частей штампа, недоштамповка. Следует отметить, что первые два вида несовершенств при штамповке на КГШП в значительной мере зависят от качества изготовления оснастки и работы средств автоматизации. Для ГКМ, ГША и машин радиального обжатия, а также автоматов холодной штамповки вопросы качества обработки, связанные с точностью направления инструмента, зависят в первую очередь от работы исполнительных механизмов машины. Особенно важен вопрос точности направления инструмента для машин радиального обжатия (большая частота работы бойков и, соответственно, большой износ как направляющих бойков, так и всех, особенно поступательных, кинематических пар).

К машинам холодной объемной штамповки предъявляются повышенные требования по точности позиционирования исполнительных звеньев механизмов и кинематическим характеристикам на некоторых операциях. Точность позиционирования обеспечивается геометрическими параметрами исполнительных механизмов и повышенными требованиями к продольной и поперечной жесткости пресса. Применение разъемных матриц в ГКМ, КГШП двойного действия, в холодноштамповочных автоматах (ХША) и ГША, а также дополнительных исполнительных механизмов в этих автоматах создает дополнительный источник погрешностей формы и размеров штампируемого изделия.

Силовое нагружение исполнительных звеньев механизмов прессов в координатах F — S/H можно представить четырьмя схематизированными графиками (рис. 1.4а). Вариант А соответствует схематизации зависимости между усилием деформирования и положением инструмента при высадке, ротационном обжатии, внедрении обтюрирующего пояска при чистовой вырубке; вариант Б — операциям калибровки-чеканки, прижму фланца заготовки при вытяжке, зажиму заготовки (прутка) при штамповке в разъемных матрицах (на ГКМ), выдавливанию; вариант В — операциям вырубки-пробивки, разрезки, вытяжки; вариант Г — операциям гибки, горячей штамповки, горячему выдавливанию.

На стадии формирования задания на проектирование целесообразно учитывать, хотя бы на уровне экспертной оценки, влияние податливости элементов конструкции на график технологической нагрузки (рис. 1.4б), а также вероятностный характер деформи-

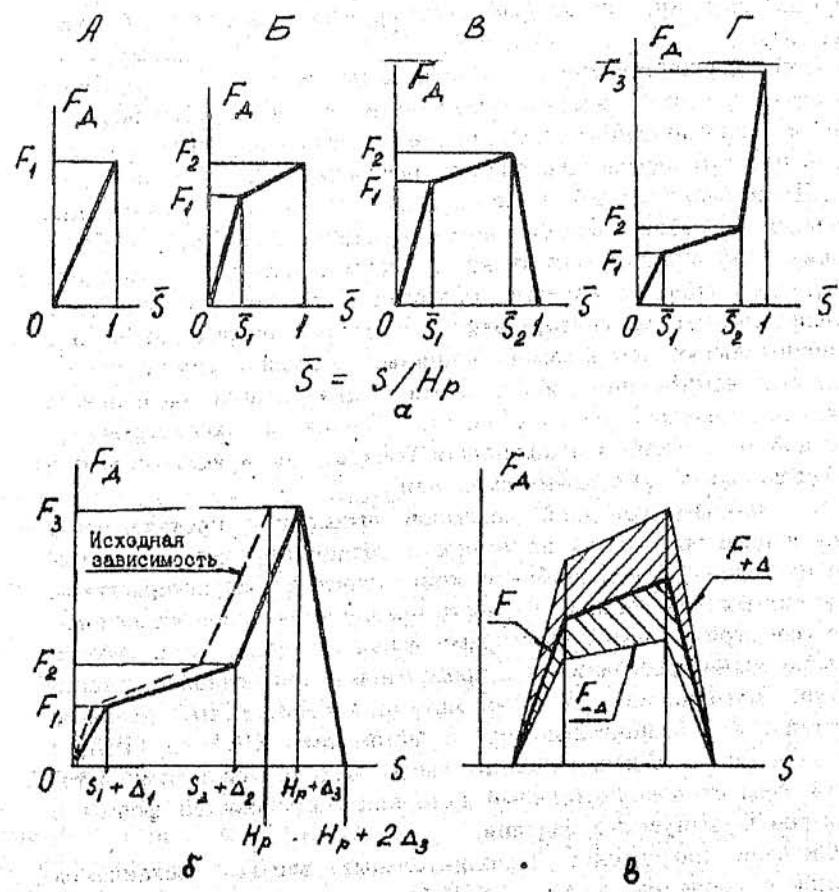


Рис. 1.4. Описание зависимости $F_d - S$

рующей силы; область существования зависимости $F_d - S$ представлена на рис. 1.4а.

1.4. Задачи проектирования рычажных механизмов с учетом геометрических, кинематических и силовых особенностей проведения технологического процесса

Анализ условия проведения типовых операций штамповки на механических прессах показывает, что в качестве исходных данных при проектировании исполнительных механизмов кривошипных прессов можно выделить следующие группы параметров: геометрические, кинематические, силовые, точностные. Энергетические параметры могут влиять на выбор схемы исполнительного механизма кузнечной машины только в случае соизуемости сил веса или инерции с силами сопротивления обрабатываемой среды (учет сил инерции является существенным при проектировании средств автоматизации).

На основании анализа особенностей проведения технологических процессов штамповки можно выделить два класса задач проектирования: по геометрическим и кинематическим особенностям процесса; по силовым особенностям процесса.

Обозначим полный ход исполнительного звена (ИЗ) механизма H ; время цикла штамповки $T_{ц}$; возможные отклонения от крайних положений ΔS_1 и ΔS_2 ; соответствующие им отрезки цикла t_{s1} и t_{s2} ; допустимые отклонения от заданной скорости ΔV ; интервал перемещения S_y , соответствующий скорости $V^{об} - \Delta V$. Тогда некоторые из возможных цикловых графиков исполнительного звена можно представить в форме, приведенной на рис. 1.5. Каждому из этих графиков соответствуют определенные задачи проектирования (табл. 1.4). Графику I соответствуют простейшие задачи проектирования. Графику II соответствует задача проектирования направляющего механизма. Эта задача может возникнуть при проектировании вспомогательных механизмов (например, средств автоматизации) и как частная задача, входящая в состав общей задачи проектирования исполнительных механизмов пресса. График III соответствует задачам о получении выстоя заданной точности и длительности. График IV соответствует задаче об ограничении наибольшей допустимой скорости в заданном положении и задаче о выравнивании скорости на заданном интервале перемещения с заданной точностью. График V соответствует задачам о достижении заданных значений скорости в заданных положениях исполнительного звена.

Перечень возможных цикловых графиков и задач может быть расширен.

Геометрические и кинематические параметры кузнечной машины являются достаточно жесткими. Требования к силовым

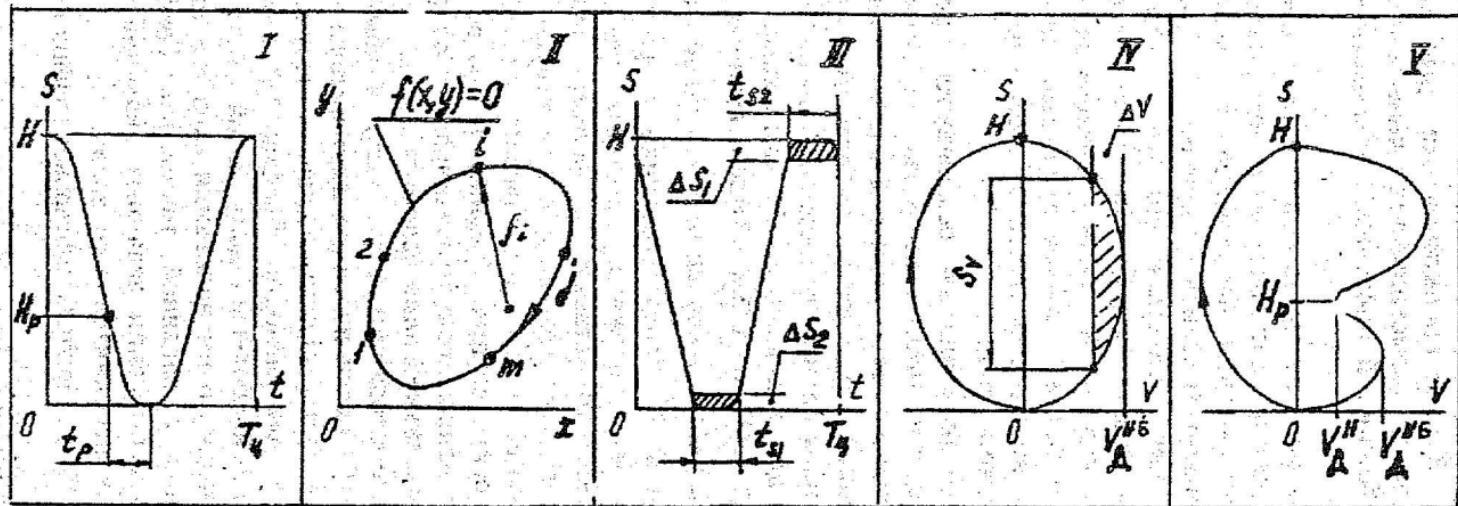


Рис.1.5. Схематизированные типовые циклограммы процессов штамповки на кривошипных прессах

параметрам являются значительно более мягкими, что объясняется вероятностным характером технологических нагрузок (см. рис. 1.4а).

Таблица 1.

Задачи проектирования механизмов кривошипных прессов по геометрическим и кинетическим свойствам схематизированных цикловых графиков

Типовая группа (циклографма), см. рис. 1.5	Частные задачи
I	<ol style="list-style-type: none"> Полный ход ИЗ H. Рабочий ход ИЗ H_p. Полный H и рабочий H_p ход ИЗ. Производительность n, ход/мин; время цикла T_0, с. Заданное перемещение H_p, заданное время t_p и т.д.
II	<p>Аппроксимация с заданной точностью траектории $f(x, y) \rightarrow 0$ точки на интервале $x \in (x_i ; x_f) ; y \in (y_i ; y_f)$:</p> <ol style="list-style-type: none"> отрезком прямой $(y_i - y_f)/(x_i - x_f) = k \pm \Delta k$; участком дуги окружности $\rho = c \pm \Delta \rho$; участком кривой $f(x, y) = \Delta f$.
III	<p>Выстой заданной точности и длительности:</p> <ol style="list-style-type: none"> в одном положении ИЗ ($t \in (t_{s1}) ; S = \Delta S_1$); в одном положении при заданном ходе ИЗ ($t \in (t_{s1}) ; S = \Delta S_1 ; H$); в двух положениях при заданном ходе ИЗ ($t \in (t_{s1}) ; S = \Delta S_1 ; (t \in (t_{s2}) ; S = \Delta S_2) ; H$)
IV	<ol style="list-style-type: none"> Ограничение наибольшей скорости деформирования $V_d \leq V_{ib}$. Ограничение с заданной точностью наибольшей скорости деформирования на заданном перемещении $S \in (S_1)$; $V_d = V_d^{ib} - \Delta V$.
V	Минимально возможная скорость начала деформирования при заданном полном и рабочем ходе и ограничении по скорости деформирования ($S = H_p ; V_d = V_d^{ib} ; (S \in (H_p) ; V_d \leq V_d^{ib})$).

Г л а в а 2. КОНЦЕПЦИЯ ПОИСКОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ МЕХАНИЗМОВ

В гл. 1 были рассмотрены условия проведения основных технологических процессов штамповки на механических прессах и особенностей работы прессов и штамповочных комплексов. Это позволяет определить подход (концепцию) к проектированию машины по заданным свойствам технологического процесса.

Исходными являются следующие положения.

1. Разработку машины с нетривиальными функциональными возможностями проводят на основе многовариантной проработки технических решений.

2. На этапе поискового проектирования достаточно ограничиться оценкой конструктивных параметров проектируемой машины. Это дает возможность проводить расчеты на основе некоторых гипотез состояния элементов машины (гипотеза о жесткости элементов машины, учёт податливости как статического воздействия и т.п.).

3. Ключевой задачей поискового проектирования конструкций машины с нетривиальными функциональными возможностями является разработка спектра конкурирующих кинематических схем с их проработкой на достаточную глубину и системы сравнения возможных решений на этой стадии.

В гл. 1 выделен перечень возможных задач проектирования плоских рычажных механизмов по заданным геометрическим, кинематическим и силовым условиям.

При проведении технологических процессов с нетривиальными геометрическими, кинематическими и силовыми характеристиками требуется применение сложных схем механизмов прессов. Это, в свою очередь, вызывает повышенное внимание к вопросам точности звеньев и кинематических пар исполнительных механизмов. Неоднозначность решения поставленных технологических задач по созданию новых машин делает проблему выбора возможного технического решения центральной в общем процессе создания новой машины. Эта проблема определяется тщательностью проработки технического задания (формирование требований к машине) и качеством проектирования, внутри которого,

учитывая неоднозначность возможных технических решений, особое место занимает этап поискового проектирования. На этом этапе определяющей является проблема разработки спектра обоснованных технических решений, в том числе схем конкурирующих вариантов исполнительных механизмов.

В гл. 1 приведены критерии сравнения конкурирующих вариантов технических решений конструкций машины. Это — сильные критерии, определяемые только по окончании проектирования. Процедура сравнения вариантов конструкций машины и окончательный выбор наиболее подходящего выходит за рамки методов и приемов, применяемых на начальных стадиях, так как в этом случае речь идет о конкретной инженерно-экономической задаче, для решения которой нужно представлять, с чьей именно точки зрения (какого именно потребителя или иного оценивающего субъекта) искомое решение является оптимальным, т.е. наилучшим в данных обстоятельствах места и времени.

Однако в процессе проектирования решаются задачи, связанные как с проектированием машины в целом, так и с его отдельными этапами (проектирование исполнительных механизмов, привода, конструирование и т.д.). На каждом этапе существуют объективные и субъективные критерии оценки и сравнения возможных решений. Они относятся к категории слабых и служат для отсева наименее перспективных вариантов. Кроме того, оценки, сделанные на промежуточных этапах проектирования, позволяют ранжировать полученные решения, т.е. являются исходными при составлении целевой функции оценки качества проектирования машины на последующих этапах и в целом.

Такому подходу удовлетворяет концепция проектирования машины, в основе которой лежит принцип многовариантной проработки возможных технических решений (рис. 2.1; см. также рис. 1). К области интересов теории механизмов относятся этапы 3.1 — 3.3, составляющие основу поискового проектирования конкурирующих схем исполнительных механизмов, а также этап 2 (см. рис. 1) — разработка технического задания на проектирование — формирование требований к машине, в части, касающейся разработки исходных данных на проектирование исполнительных механизмов. Следует отметить, что в настоящее время схемы механизмов, отвечающие заданным требованиям, выбирают на основе инженерного опыта и справочных данных, после чего проводят параметрическую оптимизацию выбранных схем (см. рис. 2.1; этапы 3.4 и 3.5).

Последовательность проработки отдельного схемного решения приведена на рис. 2.2.

При поисковом проектировании целесообразно проводить только оценки основных конструктивных параметров машины (блок

3.2.5). Размеры сечений звеньев и кинематических пар, оценки масс и моментов инерции звеньев, оценки податливости элементов конструкции, характер пар трения и т.п. являются условиями и ограничениями соответствующих итерационных циклов расчетов остальных блоков последовательности. Вопросы, связанные с оценкой конструктивных параметров прорабатываемого варианта и оценкой параметров привода, рассматриваются в соответствующих курсах ("Сопромат", "Детали машин" и т.д.).

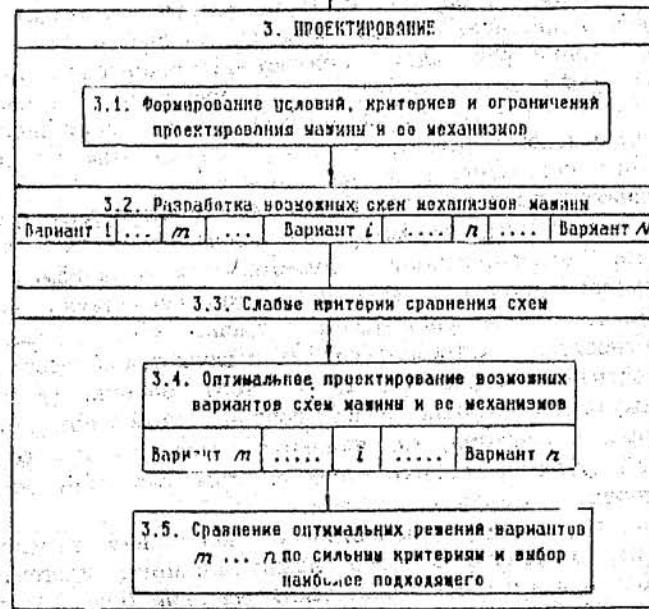


Рис.2.1. Последовательность проектирования машины

Внутри последовательности проработки варианта решения выделяют три блока задач. Первый блок объединяет метрический синтез исполнительного механизма, его метрический и кинематический анализ и силовой расчет (блоки 3.2.1 — 3.2.4); второй блок (3.2.8) служит для проведения оценки точности кинематических пар и звеньев механизма по заданным условиям позиционирования исполнительных звеньев; в третьем блоке (3.2.6) осуществляются расчеты, связанные с динамическим синтезом динамической модели механизма с жесткими звеньями и голономными связями. Более сложные модели на данном этапе проектирования нецелесообразны из-за малой достоверности результатов

(точность определения исходных параметров модели неадекватна точности расчетов более полной модели). Результаты расчетов блока 3.2.6 являются исходными для оценки параметров привода (блок 3.2.7); закон движения модели является законом движения приводного звена исполнительного механизма и используется для кинематического анализа механизма (блок 3.2.3). Такая проработка варианта достаточна для проведения оценок и сравнения с другими возможными решениями.

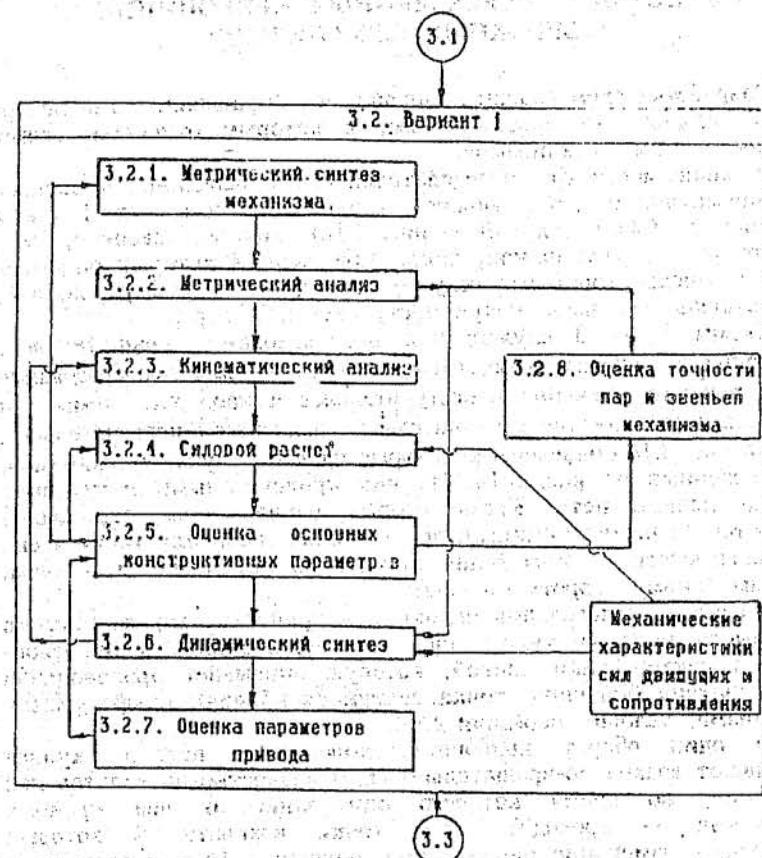


Рис.2.2. Проработка варианта схемного решения

Вопросы, связанные с метрическим синтезом и анализом механизмов, их силовым расчетом и исследованием динамической модели (см. рис. 2.2), изложены в работах, приведенных конце данного пособия. В гл. 3 — 5 предложены методы разработки конкурирующих схем механизмов.

Г л а в а 3. НЕКОТОРЫЕ ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ СВОЙСТВА ЧЕТЫРЕХЗВЕННЫХ КРИВОШИПНЫХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Разработка схем сложных механизмов оправдана, когда исчерпаны возможности простых схем, к которым относятся схемы четырехзвенных механизмов.

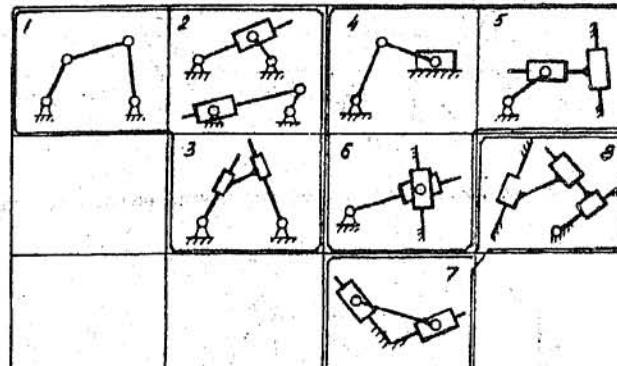
В зависимости от последовательности присоединения звеньев и кинематических пар можно предложить восемь схем таких механизмов (общий случай — рис. 3.1а). Точнее, наверное, было бы говорить о механизмах, положение звеньев которых описывается четырехвекторным замкнутым контуром (например, схема 8, содержащая три звена и три поступательные пары).

Схемы 1 — 3 служат для преобразования вращательного движения во вращательное, схемы 4 — 6 — для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот, схемы 7 и 8 — для преобразования поступательного движения в поступательное.

На рис. 3.1б приведены некоторые частные случаи механизмов, изображенных на рис. 3.1а. Из них кривошипными могут быть только первые пять. Кроме особых случаев, все эти схемы являются 2π -периодическими; перемещение звена или точки звена в зависимости от положения кривошипа определяется циклом, равным одному обороту кривошипа.

Объектом исследования являются метрические характеристики коромысла, ползуна, кулисы (функция положения и ее производные), характеристики кривой, которую описывает произвольная точка шатуна (шатунная точка, шатунная кривая), конфигурация механизма, условия передачи сил.

За один оборот кривошипа коромысло, ползун, кулиса совершают возвратно-вращательное или возвратно-поступательное движение, во время которого они занимают два крайних положения — проходят через точки возврата, в которых происходит изменение направления движения. Определение этих положений очевидно из рис. 3.2. Качанию коромысла по и против часовой стрелки соответствуют различные углы поворота кривошипа — углы прямого φ_p и обратного φ_o хода. Функция положения и ее производные зависят от угла размаха коромысла ψ_{max} (хода ползуна H) и разности углов прямого φ_p и обратного φ_o хода (рис. 3.3), причем $2\theta = \varphi_p - \varphi_o$.



а

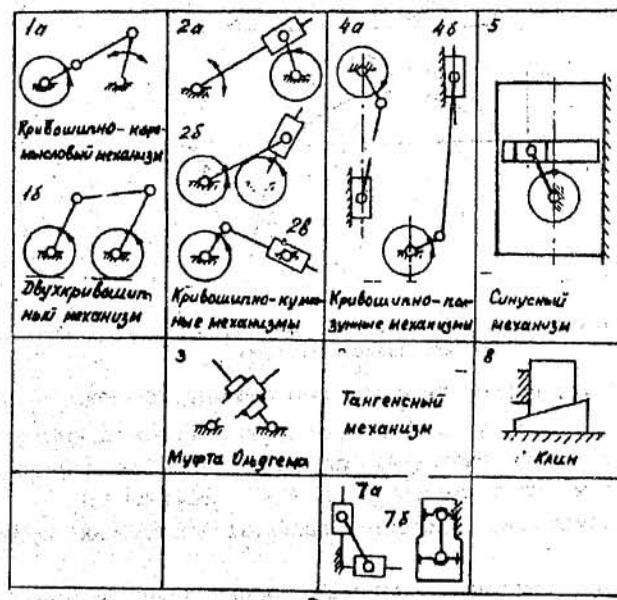


Рис. 3.1. Схемы четырехзвенных механизмов

Отметим следующие очевидные свойства этих графиков. В области точек возврата большому изменению аргумента (положение криволинея) соответствует малое изменение функции положения — рис. 3.3а. Это свойство в гл. 4 будет использовано для анализа механизмов с приближенным выстоем заданной точности и длительности.

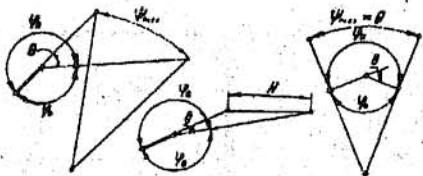


Рис. 3.2. Определение крайних положений коромысла, ползуна, кулисы

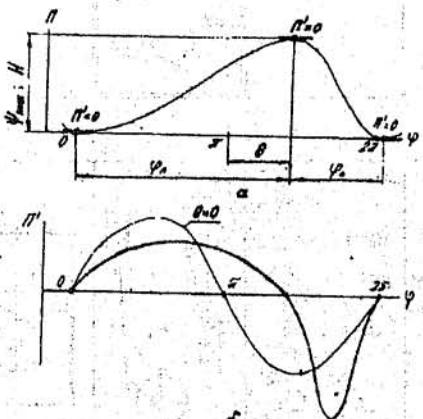


Рис. 3.3. Функция положения и первая передаточная функция кривошипного четырехзвенного механизма

Форма графика первой передаточной функции зависит от угла θ (рис. 3.3б). Влияние угла θ на форму P' можно использовать для выравнивания в некоторых пределах скорости коромысла (ползуна, кулисы) на заданном участке их перемещения.

Теперь рассмотрим некоторые свойства шатунных кривых механизмов.

На рис. 3.4 приведены шатунные кривые кривошипно-коромыслового механизма для различных шатунных точек. При всем многообразии форм шатунных кривых можно выделить одно общее их свойство, которое очень пригодится в дальнейшем при проектировании сложных механизмов: радиус кривошипа всегда находится в полуинтервале габаритных размеров любой траектории:

$$B < 2r < A.$$

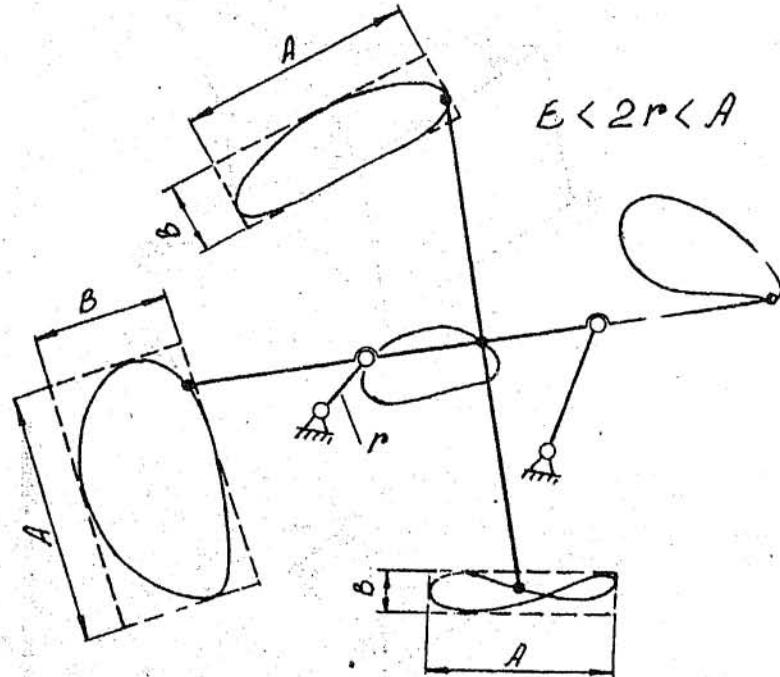


Рис. 3.4. Шатунные кривые кривошипно-коромыслового механизма

Если задана какая-либо шатунная кривая, то она может быть описана (воспроизведена) тремя шарнирными четырехзвенниками, размеры которых связаны вполне определенными условиями. Эти условия носят название теоремы Робертса (1875) — Чебышева (1878). На рис.3.5 приведена последовательность перехода от исходного четырехзвенника, описывающего некоторую шатунную кривую, к двум другим, порождающим эту же кривую.

Шатунная кривая шарнирного четырехзвенника (рис.3.6) в координатах x — y описывается следующей системой:

$$\left. \begin{aligned} x_C &= x_A - b \cos \lambda ; & x_B &= x_A - a \cos (\lambda + \gamma) ; \\ y_C &= y_A - b \sin \lambda ; & y_B &= y_A - a \sin (\lambda + \gamma) ; \\ x_C^2 + y_C^2 &= r^2 ; & (x_B - k)^2 + y_B^2 &= R^2 . \end{aligned} \right\} \quad (3.1)$$

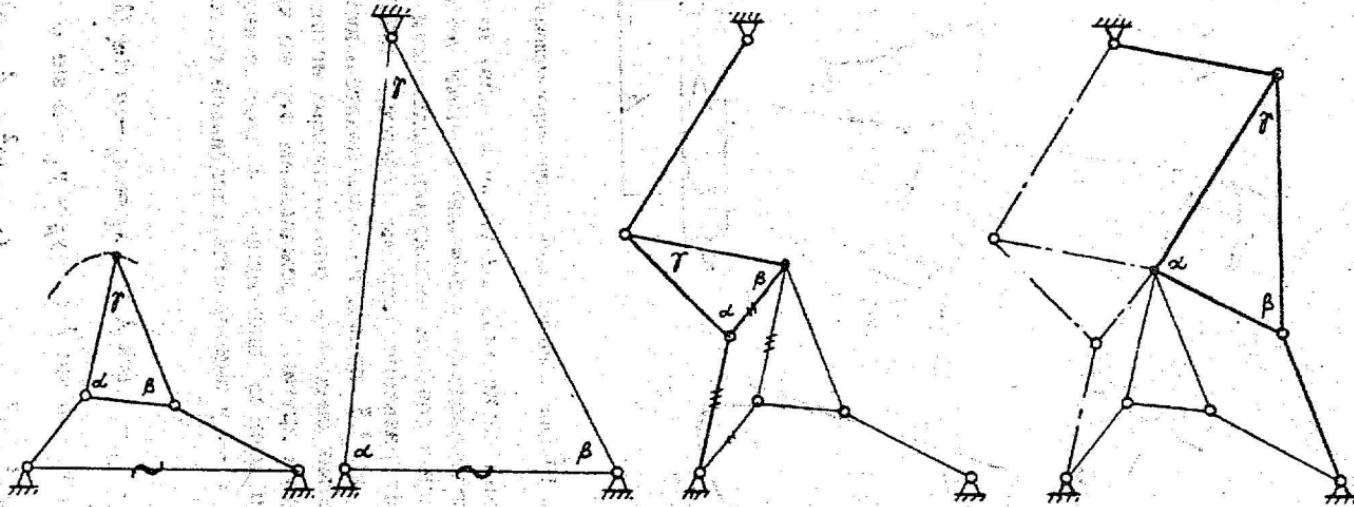


Рис.3.5. Теорема Робертса—Чебышева

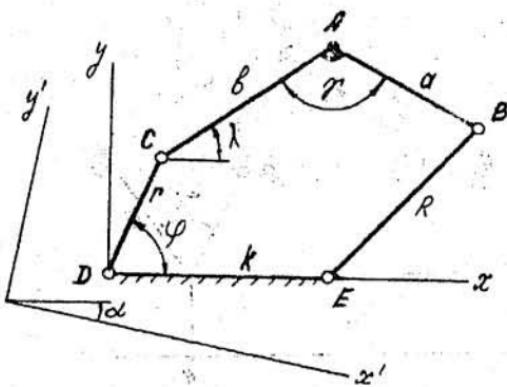


Рис. 3.6. Описание шатунной кривой

В результате несложных, но весьма неприятных преобразований из системы можно исключить параметр λ . Входящие в систему шесть параметров (r, b, a, R, k, γ) вполне определяют форму и размеры шатунной кривой. Если придать во внимание произвольное расположение механизма на плоскости, то следует ввести еще три параметра, определяющие положение осей координат ($x' - y'$) относительно координат ($x - y$).

Таким образом, задача об отыскании четырехзвенника, шатунная кривая которого проходит через заданные на плоскости точки, сводится к нахождению девяти параметров. Это значит, что достаточно задать пять точек шатунной кривой при условии, что они не должны принадлежать ни прямой, ни окружности, так как эти условия удовлетворяются прямолинейным или вращательным движением.

Если нам задана шатунная кривая и некоторые ограничения на движение одного из шарниров (например, движение шарнира B по окружности радиуса R) и соответствие между помеченными точками i и j шатунной кривой и траектории шарнира B (рис. 3.7), то траектория второго шарнира (C) может быть описана системой, аналогичной системе (3.1):

$$\left. \begin{aligned} x_B^j &= x_A^j - a \cos (\lambda_i + \gamma) ; & x_C^j &= x_A^j - b \cos \lambda_i ; \\ y_B^j &= y_A^j - a \sin (\lambda_i + \gamma) ; & y_C^j &= y_A^j - b \sin \lambda_i ; \\ (x_B^j - k_x)^2 + (y_B^j - k_y)^2 &= R^2 ; \\ (x_B^i - x_B^j)^2 + (y_B^i - y_B^j)^2 &= 4 R^2 \sin^2 \frac{\varphi_{ij}}{2} . \end{aligned} \right\} \quad (3.2)$$

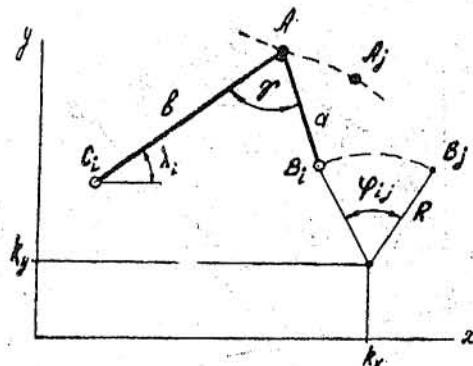


Рис. 3.7. Преобразование шатунной кривой в траектории шарниров B и C

На основе метрических свойств четырехзвенных механизмов можно сформулировать некоторые возможные принципы формирования механизма по геометрическим и кинематическим особенностям его работы (рис. 3.8).

Прохождение крайних положений замыкающими звеньями контуров (прохождение точек возврата) характеризуется малым изменением функции положения при значительном изменении положения входного звена (принцип 1). Многократное использование этого свойства осуществляется при последовательном присоединении четырехзвенных контуров при условии одновременного или почти одновременного прохождения крайних положений всеми контурами. Так можно получать механизмы с приближенным длительным выстоем.

Задачи с приближенным выравниванием скорости на значительной части хода исполнительного звена можно решать из условия неравенства времени прямого и обратного хода (принцип 2).

Задачи выстоя и выравнивания скорости можно решать с помощью механизмов с двумя степенями подвижности (прицип 3).

Все рассмотренные классы задач (см. рис. 1.5, табл. 1.4) могут быть решены на основе использования свойств шатунных кривых (принцип 5).

Силовые и энергетические характеристики механизмов удобно иллюстрировать, считая длину кривошипа равной единице, без учета сил инерции (это достаточно справедливо для большинства машин ОД), при нагружении исполнительного звена единичной силой (рис. 3.9). Уравновешивающий момент здесь соответствует приведенному моменту силы, приложенной к исполнительному звену:

$$M_1 / (F_3 \cdot l_1) = V_0$$

Принцип	Геометрическая интерпретация	Результат
I. Прохождение точек возврата (крайних положений)		$\varphi \in (a; b)$ $P = P \pm \Delta$
2. Разница времени прямого и обратного хода и соответствующих ему значений углов приводного звена		$\varphi \in (a; b)$ $P' = P' \pm \Delta'$
3. Два входа в рабочую систему		$P = P \pm \Delta$ $P' = P' \pm \Delta'$
4. Относительные движения звеньев, не сцепленных со стойкой		Увеличение скорости движения инструмента
5. Использование свойств участков траекторий Примерно постоянная кривизна участка Примерно прямолинейный участок Смена знака кривизны траектории Движение по равномерной сетке на участке траектории		

Рис. 3.8. Принципы формирования функций положения исполнительного звена

Для шатунных механизмов (кривошипно-ползунный, кривошипно-коромысловый) реакции в шатуне направлены вдоль его оси (рис. 3.9а, б). Наилучшие условия передачи сил в этих механизмах реализуются в положениях, близких к крайним — большие силы сопротивления преодолеваются небольшим моментом. При достаточно большой длине шатуна кривошипно-ползунного механизма ($l_2 > > l_1$) реакция в поступательной паре также достаточно мала по сравнению с внешней силой. Кулиса кулисного механизма подвержена действию изгибающего момента

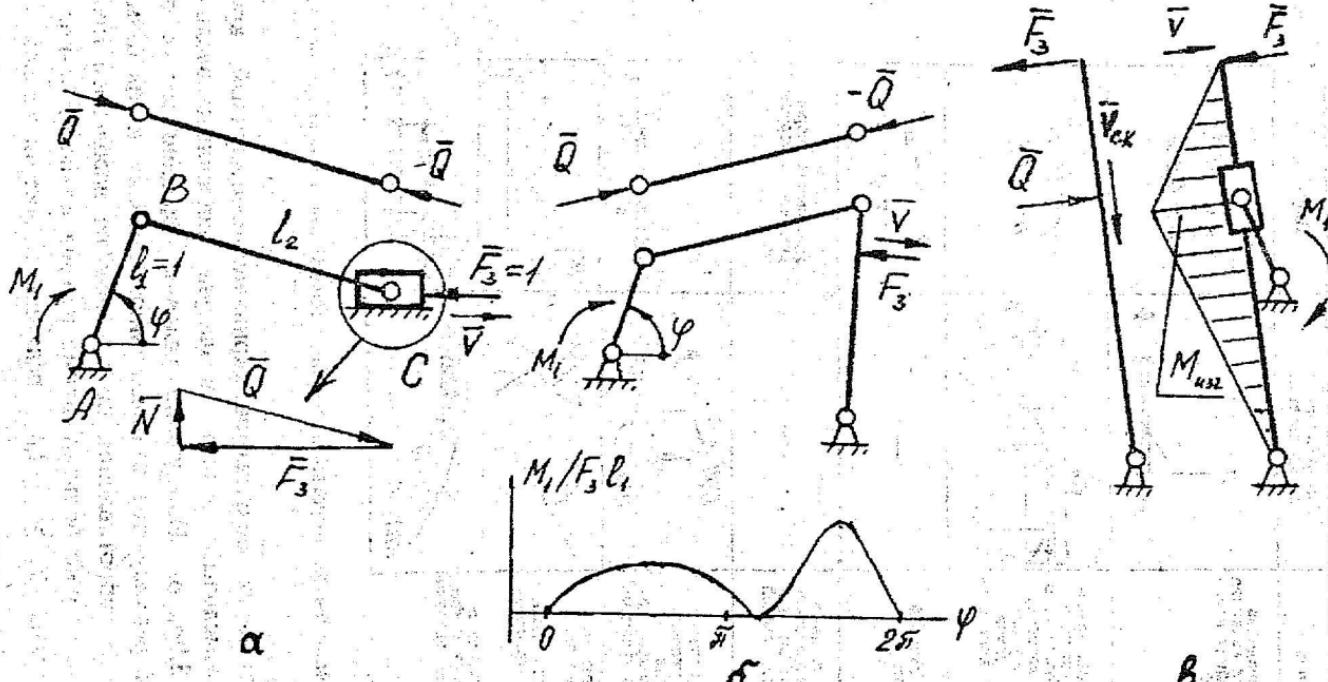


Рис.3.9. Силовые характеристики механизмов

(рис. 3.9 σ). Наибольшего значения он достигает на конце полуинтервала обратного хода кулисы. С этой точки зрения предпочтительным является нагружение механизма внутри интервала прямого хода.

На основе круга задач проектирования, очерченного в гл. 1, можно ввести некоторые ограничения на возможное развитие вариантов структурных решений, учитывающие геометрические, кинематические и силовые особенности работы проектируемого механизма.

Для машин ОД характерены следующие требования, предъявляемые к силовым элементам механизма:

преодоление больших сил в положениях ползуна (исполнительного звена), близких к крайнему;

преодоление постоянной силы на малом перемещении;
изменение направления действия силы;

малое давление поступательной пары на направляющие;

отсутствие давления на направляющую поступательной пары при осевом приложении силы.

Возможные принципы формирования силовых элементов механизма представлены на рис. 3.10.

Характеристикой износстойкости кинематических пар механизмов является мощность диссипации (рассеяния) энергии $Q \cdot V_{\text{ск}}$, где Q — сила в кинематической паре, $V_{\text{ск}}$ — скорость скольжения в ней. С этой точки зрения явно неудачным можно считать нагружение кулисного и синусного механизмов в их крайних положениях, где скорость скольжения в поступательной паре наибольшая.

Энергетические возможности циклового механизма характеризуются его КПД. Для представления о КПД рычажного механизма достаточно рассмотреть движение центрального ($\theta = 0$) кривошипно-ползунного механизма (см. рис. 3.9 ω) с размерами шарниров r_A , r_B , r_C и коэффициентами трения f и f_n во вращательных и поступательных парах. Тогда

$$\left. \begin{aligned} M_{\text{пол}} &= F_3 \cdot l_1 \frac{V_C}{V_B} \approx F_3 \cdot l_1 \sin \varphi ; \quad M_{\text{затр}} = M_{\text{пол}} + M_{\text{тр}} ; \\ M_{\text{тр}\omega_1} &= f_n N \cdot V_C + f Q \cdot r_C \omega_2 + \\ &\quad + f Q \cdot r_B (\omega_1 + \omega_2) + f Q \cdot r_A \omega_1 . \end{aligned} \right\} \quad (3.3)$$

Ясно, что $Q \approx F_3$, а слагаемые, содержащие $f_n \cdot N$, и ω_2 , значительно меньше остальных. Поэтому принимаем

$$M_{\text{тр}} \approx F_3 \cdot l_1 / (r_B + r_A) / l_1 .$$

<p>Преодоление больших сил в положениях подъема, близких к краюemu.</p>	<p>Преодоление постоянной силы на малом перемещении</p>	<p>Изменение направления действия силы</p>	<p>Малое давление поступательной пары на направляющие</p>	<p>Отсутствие давления на направляющую поступательной пары при осевом приложении силы</p>
---	---	--	---	---

Рис.3.10. Возможные принципы формирования силовых элементов механизма

Обозначим длительность (протяженность) нагружения механизма силой F_3 через угол поворота кривошипа φ_p , на котором происходит нагружение механизма этой силой. Тогда

$$\eta = \frac{1 - \cos \varphi_p}{1 - \cos \varphi_p + f \varphi_p (r_A + r_B) / l_1} \quad (3.4)$$

На рис. 3.11 приведены примеры зависимости $\eta (\varphi_p)$ для $f = 0,03$ и соотношений размеров $(r_A + r_B) / l_1$, характерных для кривошипно-ползунного механизма ДВС и пресса. У первого в качестве кривошипа используется коленчатый вал и, соответственно, размеры r_A и r_B примерно равны, у второго — эксцентрик, размер которого значительно больше размера опорного вала А. Из графиков видно, что на интервале $(0; \varphi_p)$ КПД существенно уменьшается при нагрузке малой протяженности, а вблизи крайнего положения вообще стремится к нулю.

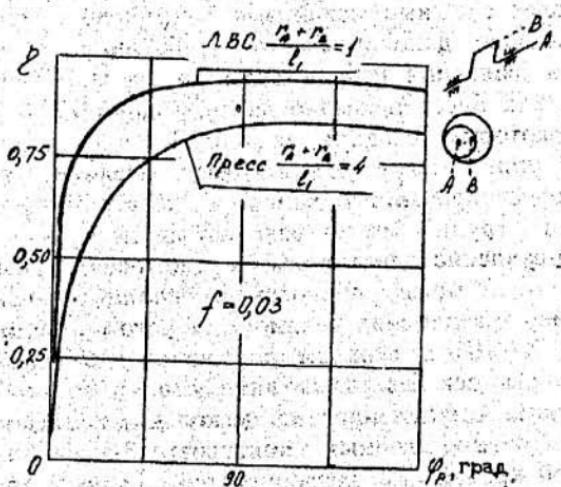


Рис. 3.11. Примеры определения циклового КПД кривошипно-ползунного механизма

Приведенные примеры показывают, что в машине потери на трение в кинематических парах в основном определяются потерями в рычажной системе, а не в приводе (редукторе). Увеличение протяженности нагружения благотворно сказывается на КПД механизма, но одновременно увеличивает нагрузку на кривошип.

Глава 4. МНОГОВАРИАНТНЫЙ СТРУКТУРНО-ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ СХЕМ ПЛОСКИХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

4.1. Исходные положения

На рис. 1.4, 1.5 и в табл. 1.4 приведен перечень возможных задач проектирования механизмов по геометрическим и кинематическим свойствам цикловых графиков и особенностям нагружения исполнительного органа машины.

Задачи проектирования объединены в пять типовых групп. Для I группы характерен минимальный объем требований, предъявляемых к функциональным характеристикам механизмов. Эти задачи могут быть решены с помощью простейших (четырехзвенных) механизмов. Более сложные механизмы применяют, если предъявляются какие-либо дополнительные требования к характеру нагружения или движения исполнительного звена. Ко II группе задач сводятся, как будет показано далее, задачи IV и V групп, а также, при некоторых условиях, задачи III группы. Кроме того, задачи этой группы могут иметь самостоятельное значение, например, при проектировании механизмов средств автоматизации. Решение задач III группы может различаться по трем направлениям: 1) управление движением с помощью размыкания кинематической цепи между приводом и исполнительным механизмом (например, увеличение вспомогательного времени за счет выстоя ползуна КГШП в верхнем положении); 2) организация одного или двух выстоев без размыкания кинематической цепи с помощью механизма, составленного из нескольких последовательно при единенных четырехзвенных контуров; 3) использование свойств шатунной кривой, т.е. сведение этой задачи к задачам II группы. Все эти задачи решить с помощью простейших механизмов невозможно. Исключение составляет, по-видимому, только задача о слабом выравнивании скорости исполнительного звена вследствие разницы углов прямого и обратного хода приводного звена.

С помощью четырехзвенных механизмов решаются задачи, связанные с развитием наибольшей силы в конце хода, осуществлением заданного полного хода исполнительного звена, реализа-

цией одного заданного значения скорости (например, скорости встречи инструмента с заготовкой), осуществлением полного хода исполнительного звена механизма за заданное время. Назовем набор свойств механизма, необходимых для решения этих задач, тривиальным, а механизмы, реализующие эти свойства, — механизмами с элементарными свойствами, или простейшими механизмами. Незначительное расширение функциональных возможностей этих механизмов может быть достигнуто при управлении движением механизма, т.е. с помощью замыкания системы «привод — исполнительный механизм». Так удается решить задачу о выстой исполнительного звена в одном из рабочих положений механизма (работа пресса в режиме единичных ходов).

Значительное расширение функциональных свойств можно получить с помощью пятизвенного механизма с двумя входными звеньями ($W = 2$). В нем согласование движений входных звеньев (кривошипов) осуществляется через зубчатую передачу. Шестизвенные механизмы с приводом от кривошипа и передачей движения на инструмент через вынесенную точку шатуна четырехзвенного механизма позволяют получить практически любой закон движения исполнительного звена.

Известны и являются исходными данными на проектирование конкурирующих схем механизмов:

наибольшая и начальная скорости деформирования, точность и длительность выстоя, возможные отклонения от наибольшей и начальной заданных скоростей и деформирующей силы;

оценки хода и времени приближения или размер пространства для проведения вспомогательных операций и время, необходимое для их проведения, оценка времени обратного хода инструмента.

Все эти данные определяются циклом проведения технологической операции и являются, при необходимости, объектом согласования разработчика машины и технолога.

В настоящей главе представлены методы поискового проектирования конкурирующих схем плоских рычажных механизмов для решения изложенных в гл. 1 задач. В основу положен метод структурной минимизации, суть которого сводится к тому, что поиск решения начинают с предельно грубой модели, которую постепенно усложняют до достижения оптимального соотношения между точностью аппроксимации и надежностью результата в условиях ограниченного объема данных. Процесс проектирования сводится к двум этапам. На первом осуществляется разработка серии конкурирующих схем с оценкой их основных параметров (структурно-параметрический синтез по малому числу параметров). На втором — параметрическая оптимизация выбранных схем.

Общими положениями предлагаемых методов являются следующие:

система основных предпосылок и решающих правил синтеза;
разделение параметров синтеза на существенные и несущественные.

Параметры первой группы определяют на первом этапе проектирования, определение параметров второй группы и уточнение параметров первой переносится на вторую стадию проектирования (параметрическая оптимизация);

сведение общей задачи синтеза по силовым, геометрическим и кинематическим условиям работы машины к геометрической задаче;

разработка дерева возможных решений и выделение рациональной области их существования;

разработка системы простых и правдоподобных оценок, адекватных сложности методов решения, и сравнение конкурирующих вариантов возможных схем.

В качестве основных предпосылок приняты следующие.

1. По характеру работы механизмы подразделяются на цикловые и нецикловые. В цикловых механизмах существует по крайней мере одно звено, совершающее за цикл работы машины полный оборот. Нецикловые механизмы, если к ним не предъявлены особые требования, выполняются простейшими малозвенными. Заданный закон движения их исполнительного звена реализуется за счет управления движением. В цикловых механизмах сложный закон движения исполнительного звена нецелесообразно получать, управляя движением (предпочтительным является усложнение схемы механизма).

2. Сложные механизмы существенно проигрывают простейшим в числе звеньев и кинематических пар, что, естественно, усложняет и удорожает конструкцию машины и ее эксплуатацию. Применение сложных механизмов оправдано, когда они оказываются предпочтительнее по иным качествам (габарит механизма, распределение сил в кинематических парах и т.д.).

3. Если заданный закон движения исполнительного звена можно получить с помощью рычажного механизма, то существуют оптимальная и предельная сложность его структуры.

4. В качестве исходной точки ветвления структурных решений принято разделение сложных рычажных механизмов на две группы. Первая группа механизмов имеет в качестве базовой структуры четырехзвенный контур. Усложнение структуры осуществляется за счет последовательного присоединения четырехзвенных контуров. Аналитическое описание механизма представляется как система однотипных вложенных функций вида

$$F = F_k (F_{k-1} (F_{k-2} \dots F_1 (q_1))) , \quad (4.1)$$

$$F_j (F_{j-1}) = F_j (q_j) ,$$

где $F_j (F_{j-1})$ — функция положения j -го четырехзвенного контура; q_j — положение приводного звена j -го контура; k — число четырехзвенных контуров.

Все остальные структуры составляют вторую группу механизмов.

4.2. Предельная и оптимальная структуры рычажного механизма

4.2.1. Постановка задачи

В главе о проектировании сложных рычажных механизмов невозможно обойти вниманием вопрос о степени сложности механизма (предпосылка 3 методов проектирования). Наличие предельной и оптимальной структур механизмов, выполняющих заданный закон движения, наиболее легко показать на примере механизмов, образованных последовательным присоединением четырехзвенных контуров. Их аналитическое описание можно проводить по формуле (4.1).

По этому принципу работает широкий класс схем механизмов с выстоем (III группа задач), один из которых приведен на рис. 4.1. Выстой достигается при прохождении всех контуров через крайние или близкие к крайним положения. Для одних и тех же исходных данных могут быть получены механизмы с различным числом четырехзвенных контуров и различными размерами звеньев.

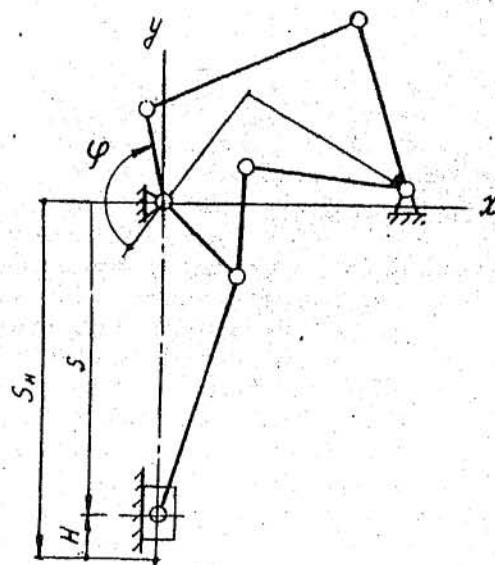


Рис. 4.1. Кинематическая схема механизма прижима вытяжного пресса

Параметрами синтеза являются число независимых контуров, вид сборки каждого контура и длины звеньев механизма при

заданном ходе исполнительного звена (прижима), угле выстоя приводного звена (кривошипа), соответствующем крайнему положению исполнительного звена, и допустимом отклонении его от этого положения, а также при некоторых ограничениях, диктуемых конструктивными или иными соображениями.

На основе разделения параметров синтеза на существенные и несущественные можно предложить метод оценки функциональных возможностей плоских рычажных механизмов с выстоями заданной точности и длительности, образованных последовательным присоединением четырехзвенных контуров, найти области существования решений и рационального применения механизмов этого класса. При решении задачи целесообразно перейти от кинематической схемы (рис. 4.1) к приведенной (рис. 4.2).

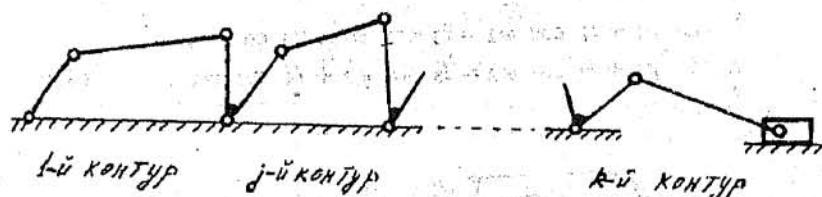


Рис. 4.2. Приведенная кинематическая схема механизма прижима

Положение произвольного звена произвольного контура определяется углом φ_{ji} и длиной звена l_{ji} , где j — номер контура; i — номер звена контура.

Условимся о следующей нумерации звеньев внутри контура: $j1$ — источник энергии (кривошип, входное коромысло промежуточных контуров); $j2$ — шатун; $j3$ — сток (коромысло входного контура, выходное коромысло промежуточных контуров, ползун); $j4$ — стойка.

Тогда второе уравнение системы (4.1) имеет вид

$$\varphi_{j3} = F_{j1}(\varphi_{j1}; l_{ji}), \quad i = 1; 4. \quad (4.2)$$

Приближенное значение функции положения можно представить в форме

$$\tilde{\varphi}_{j3} = \varphi_{j3} - \varepsilon_j; \quad \tilde{\varphi}_{j1} = A_j \cdot f_j(\varphi_{j1}), \quad (4.3)$$

где φ_{j3} — точное значение положения выходного звена контура j ; $\tilde{\varphi}_{j3}$ — приближенное значение φ_{j3} ; ε_j — возмущение, порождаемое влиянием прочих параметров четырехзвенника; $A_j = l_{j1} / l_{j3}$ — постоянная, зависящая от размеров входного и

выходного звеньев контура; $\tilde{f}_j(\varphi_j)$ — некоторая функция положения входного звена контура.

Чтобы оправдать переход от системы (4.2) к формуле (4.3), следует оценить величину ϵ , для произвольного контура и далее перейти к упрощенной форме записи замкнутого векторного контура четырехзвенника и всего механизма в целом.

4.2.2. Анализ функций положения четырехзвенного контура

Рассмотрим замкнутый векторный контур четырехзвенного механизма (рис. 4.3). Для удобства изложения опустим индекс контура j . Положение механизма описывается системой

$$\begin{aligned} l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 &= l_3 \cos \varphi_3 + l_4 \cos \varphi_4 ; \\ l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 &= l_3 \sin \varphi_3 + l_4 \sin \varphi_4 , \end{aligned} \quad (4.4)$$

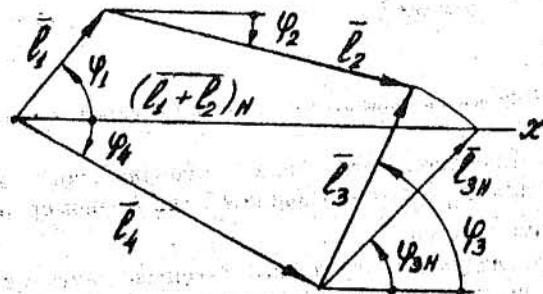


Рис. 4.3. Замкнутый векторный контур шарнирного четырехзвенника

В результате решения системы можно найти зависимость $\varphi_3(\varphi_1)$. С некоторой степенью достоверности можно считать, что эту же зависимость $\varphi_3(\varphi_1)$ можно приближенно найти в соответствии со схемой, приведенной на рис. 4.4. Обозначим начальные положения звена 1 и 3 через φ_{1H} и φ_{3H} . Тогда

$$l_1 (\cos \varphi_{1H} - \cos \varphi_1) = l_3 (\cos \varphi_{3H} - \cos \tilde{\varphi}_3) . \quad (4.5)$$

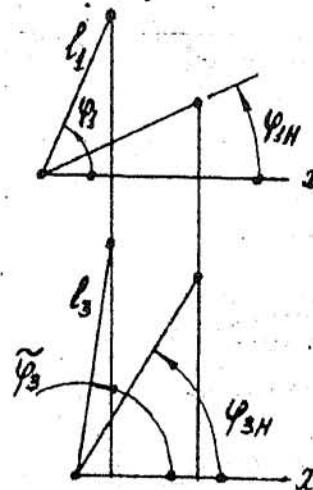


Рис. 4.4. Аппроксимация функции положения выходного звена шарнирного четырехзвенника

Оценим точность принятой схематизации. Для этого приведем первое уравнение системы (4.4) к форме, аналогичной (4.5), при условии $\varphi_{1H} = \varphi_{2H} = 0$. Тогда

$$l_1 (1 - \cos \varphi_1) + l_2 (1 - \cos \varphi_2) = l_3 (\cos \varphi_{3H} - \cos \varphi_3) . \quad (4.6)$$

Сравнение уравнений (4.5) и (4.6) дает возможность установить связь между точным и приближенным значениями положения дополнительного (выходного) звена контура при известном или заданном положении шатуна:

$$l_2 (1 - \cos \varphi_2) = l_3 (\cos \tilde{\varphi}_3 - \cos \varphi_3) . \quad (4.7)$$

Из совместного решения (4.4) и (4.7) с учетом $\sin \epsilon \approx \epsilon$, $\cos \epsilon \approx 1$, $\psi = \varphi_3 - \varphi_{3H}$, $\tilde{\varphi}_3 = \varphi_3 - \epsilon$ получаем

$$l_2 (1 - \cos \varphi_2) = \epsilon \cdot l_3 \cdot \sin \varphi_3 . \quad (4.8)$$

Пример влияния аппроксимации на функцию положения — зависимость $\epsilon(\psi)$ — приведен на рис. 4.5.

Качественный анализ формул (4.4) и (4.8) показывает, что невязка ϵ зависит от l_2 , l_3 , φ_{3H} . С увеличением l_2 существенно уменьшается значение φ_2 и, соответственно, уменьшается ϵ . С увеличением l_3 невязка ϵ также уменьшается. Наибольших

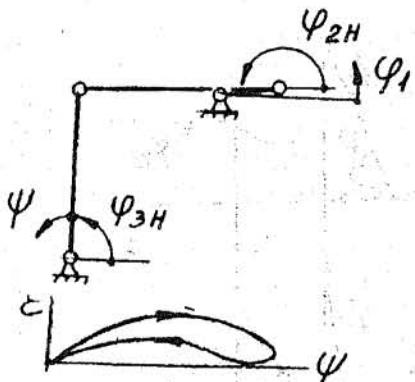


Рис. 4.5. Пример зависимости $\varepsilon(\psi) = \varepsilon(\varphi_3 - \varphi_{3H})$

значений ε достигает при $l_2 = l_{2\min}$ и $l_3 = l_{3\min}$. Уменьшение угла качания входного и выходного звеньев также приводит к уменьшению ε .

4.2.3. Построение приближенной функции положения механизма

При преобразовании движения из вращательного во вращательное из (4.5) получаем

$$\tilde{\varphi}_{j3} = \arccos [\cos \varphi_{j3H} - A_j (\cos \varphi_{j1H} - \cos \tilde{\varphi}_{j1})] . \quad (4.9)$$

В случае преобразования вращательного движения в поступательное получаем

$$S_{j3} = S_{j3H} - l_{j1} (\cos \varphi_{j1H} - \cos \tilde{\varphi}_{j1}) . \quad (4.10)$$

В качестве примера приведены результаты расчетов функций положения исполнительного звена механизма прижима пресса двойного действия К460Б (рис. 4.6), проведенные по точным и приближенным зависимостям. Видно, что в локальной области предлагаемая аппроксимация приемлема. На конце области существования приближенная форма дает количественно неверный результат. Однако для качественной оценки типа "больше — меньше" ее можно принять.

Для $\varphi_{j1H} = 0$; $\varphi_{j3H} = 90^\circ$ и $\psi_{j3} = \varphi_{j3} - \varphi_{j3H}$ уравнения (4.9) и (4.10) преобразуются к виду

$$\tilde{\varphi}_{j3} = \arcsin [A_j(1 - \cos \tilde{\varphi}_{j1})] ; \quad S_{j3} = l_{j1} (1 - \cos \tilde{\varphi}_{j1}) . \quad (4.11)$$

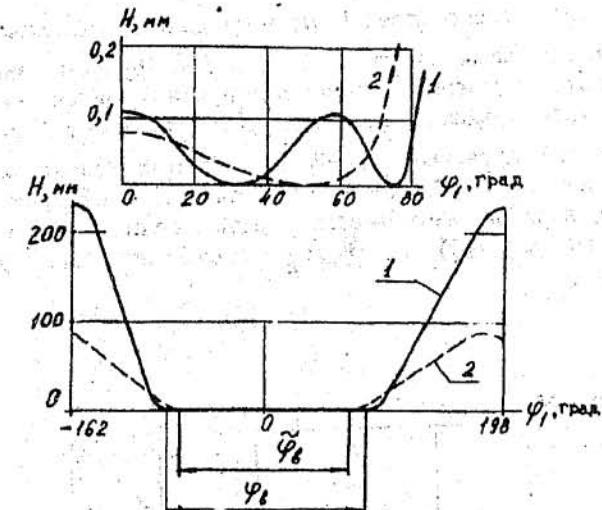


Рис. 4.6. Точная (1) и приближенная (2) функции положения механизма прижима

4.2.4. Доказательство существования предельной и оптимальной структур

Данный подход позволяет оценить минимальные функциональные возможности рассматриваемого класса механизмов в зависимости от числа присоединяемых контуров и соотношений входного и выходного звеньев каждого контура. Минимальными функциональными возможностями обладают схемы, реализующие одновременное прохождение контурами мертвых положений при угле $\varphi_{j3H} = 90^\circ$. Для них

$$\tilde{\varphi}_{k3} = \arcsin (A_k (1 - \cos (\arcsin (A_{k-1} (1 - \dots - \cos (\arcsin A_1 (1 - \cos \varphi_{j1}))))))) . \quad (4.12)$$

Для первого контура (ведущее звено — кривошип) предельным является $A_1 = 0,5$; для него $\psi_{13H} = 90^\circ$ (для $A_1 < 0,5$; $\psi_{13H} < 90^\circ$). Для остальных контуров можно принять $A_j = 1$ ($j = 2; k$). Предметом анализа являются два показателя: угол φ_{j1B} поворота звена (угол выстоя) для заданного допустимого отклонения $\Delta \psi$

исполнительного звена (прижима); предельный угол качания $\tilde{\psi}_{\text{нб}}$ исполнительного звена. В связи с тем, что функция положения эквивалентных схем симметрична относительно начала координат, результаты целесообразно рассматривать в области $\varphi_{11} \in [0; 180^\circ]$.

На рис. 4.7 приведено семейство функций положения механизмов с числом контуров $k = 1 \dots 5$. На рис. 4.8 и 4.9 представлены результаты анализа зависимостей, изображенных на рис. 4.7. Зависимости $\tilde{\psi}_{\text{нб}}(\varphi_{11})$ и $(\tilde{\psi}_{\text{нб}})'_k$ построены из условия $\Delta \psi = 0,01 \tilde{\psi}_{\text{нб}}$

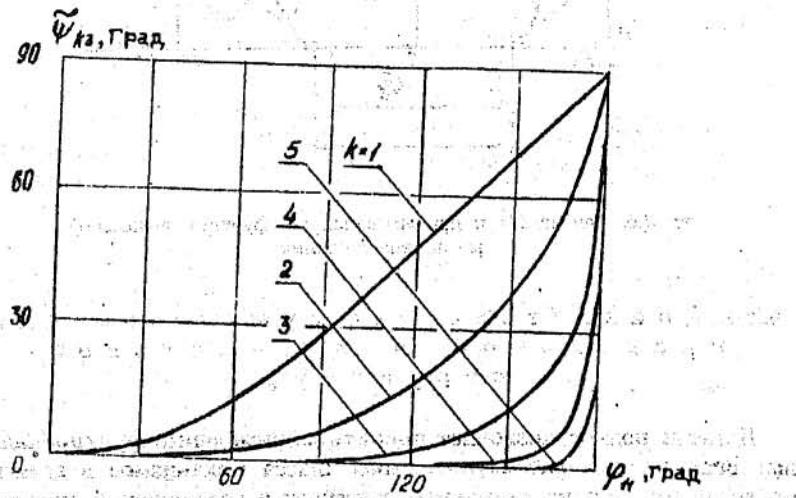


Рис. 4.7. Семейство функций положения исполнительного звена механизма
 $\tilde{\psi}_{k3} = \psi(\varphi_{11}; k)$

Таким образом, можно утверждать, что наращивание числа контуров приводит к увеличению угла выстоя, причем предельным является значение $\varphi_{1v} = 180^\circ$. Одновременно с увеличением угла выстоя при наращивании числа контуров существенно снижается значение предельных отклонений исполнительного звена, причем начиная с $k = 7 \dots 8$ значение $\tilde{\psi}_{\text{нб}}$ стремится к нулю. Это дает возможность говорить о функциональном вырождении механизма. Однако возможности применяемых схем не только расширяются

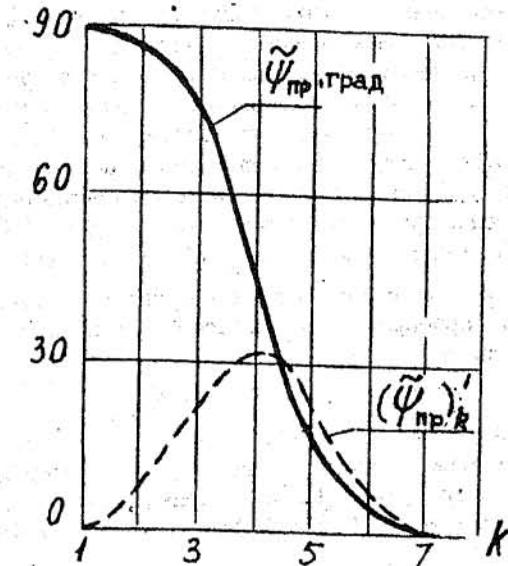


Рис. 4.8. Зависимость угла качания исполнительного звена механизма $\tilde{\psi}_{\text{пр}}$ от k

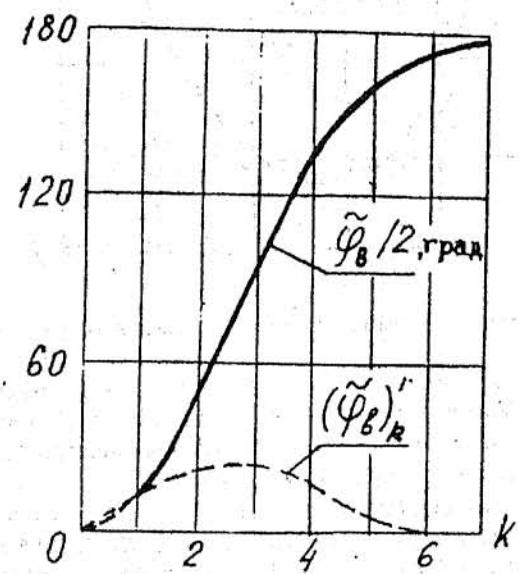


Рис. 4.9. Зависимость угла выстоя приводного звена механизма $\tilde{\varphi}_B$ от k

при использовании принципа многократного прохождения мертвых положений исполнительным звеном механизма.

Полученные результаты показывают, что с увеличением значения одной из функций уменьшается значение другой. Таким образом, имеем двухкритериальную задачу на согласованный оптимум. Для этого следует договориться об оценке значимости каждой из этих функций и о форме целевой функции. В нашем случае нет смысла чрезмерно усложнять ее. Достаточно взять линейную комбинацию функций $\varphi_{1b}(k)$ и $\psi_{nb}(k)$, а значимость каждого слагаемого оценивать с помощью весовых коэффициентов, обратно пропорциональных производным этих функций по числу контуров k :

$$\Phi = g_\varphi \cdot \varphi_{1b} + g_\psi \cdot \psi_{nb}, \quad (4.13)$$

где $g_\varphi = 1 / (\tilde{\varphi}_{1b})'k$; $g_\psi = 1 / (\tilde{\psi}_{nb})'k$.

Оптимальным можно считать решение, при котором целевая функция достигает минимума. Соответственно наилучшие решения лежат в диапазоне $k = 2 \dots 4$ (рис. 4.10) с минимумом в точке $k = 3$.

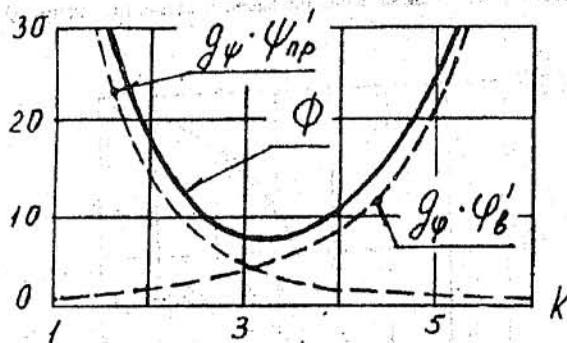


Рис. 4.10. Определение согласованного оптимума функций $\tilde{\varphi}_b(k)$ и $\psi_{пр}(k)$

Таким образом, на примере данного класса механизмов доказано существование предельной и оптимальной сложности рычажного механизма и может быть сформулирован один из принципов синтеза рычажных механизмов:

если заданный закон движения исполнительного звена может быть реализован с помощью рычажного механизма, то для каждого пути развития (усложнения) схемы существует оптимальная структура, усложнение которой ведет к функциональному вырождению механизма.

4.3. Многовариантная сборка схем плоских рычажных механизмов с учетом особенностей их работы

4.3.1. Декомпозиция исполнительного механизма на силовую диаду и направляющий механизм

В большинстве схем механизмов прессов из состава механизма можно выделить две совокупности звеньев: направляющий механизм и диаду, одно из звеньев которой является исполнительным звеном механизма, нагруженным силой деформирования (рис. 4.11). Чаще всего это диада второй модификации (рис. 4.12a). Значительно реже встречаются пятая (рис. 4.12б), третья (рис. 4.12в) и первая модификации. Назовем эти диады силовыми, а шарнир A — внешним шарниром силовой диады, который описывает некоторую траекторию, форма которой зависит от закона движения точки приложения деформирующей силы и закона качания второго звена диады. Соответственно эта траектория является шатунной кривой, вычерчиваемой I (тунной точкой) второй совокупности звеньев — некоторого направляющего механизма.

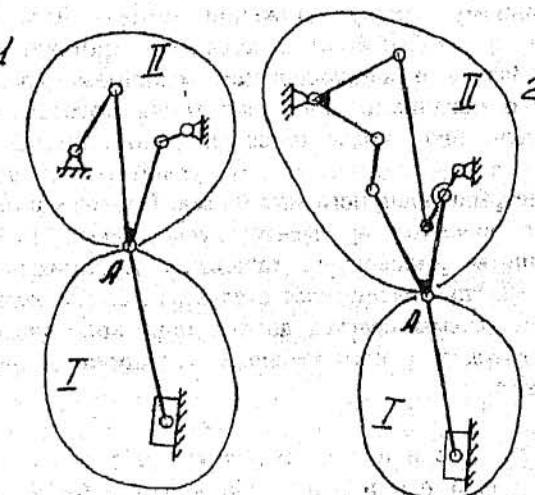


Рис. 4.11. Разделение исполнительного механизма пресса на силовую диаду I и направляющий механизм II: 1 — механизм вытяжки прессов KA-2034, KOMATSU L4F600 × 400; 2 — механизм вытяжки прессов KA-7040, K7538, DBS2



Рис. 4.12. Модификации силовой диады

Теперь задача построения схемы исполнительного механизма сводится к определению допустимой траектории внешнего шарнира силовой диады и разработке возможных схем направляющих механизмов, с заданной точностью воспроизводящих траекторию внешнего шарнира силовой диады. По умолчанию предполагается, что о.з. описывается "хорошой" кривой, т.е. непрерывной и, желательно, дифференцируемой. Обязательным является выполнение некоторых ограничений по скорости, времени прохождения отдельных участков движения и достаточно жестких участков хода (см. табл. 1.4). Таким образом, задача построения шатунной кривой по заданному закону движения может быть решена приближенно по предположениям о характере качания шатуна силовой диады. Задача о направляющем механизме сводится к решению задачи о механизме, шатунная точка которого должна пройти через ограниченное число точек шатунной плоскости. Как уже говорилось, такая задача может решаться с помощью направляющего четырехшарнирного механизма. Поэтому в практике проектирования в качестве аргументов усложнения механизма могут быть приняты уменьшение габаритов механизма, более рациональное перераспределение сил в звеньях, быстродействие и т.п., а усложнение схемы ведется до тех пор, пока увеличение числа звеньев приводит к комплексному улучшению критериев качества механизма.

4.3.2. Построение траектории внешнего шарнира силовой диады

Рассмотрим методику построения траектории точки А диады второй модификации (рис. 4.13).

Форма траектории внешнего шарнира определяется законами движения ползуна и качания шатуна:

$$\left. \begin{aligned} x &= l \cdot \sin \theta ; \quad y = S + l \cdot \cos \theta ; \\ \theta &= \theta(t); \quad t(S) = \int_s^S ds / V(S), \end{aligned} \right\} \quad (4.14)$$

где x ; y — параметры траектории внешнего шарнира диады; l — длина шатуна; θ — угол давления во внутренней паре диады; S — положение ползуна; t — время; V — скорость ползуна.

Система (4.14) разрешима, если известны функции $V(S)$ и $\theta(t)$. Удобным допущением закона качания шатуна является кусочно-синусоидальный. Параметры синусоиды на участках рабочего хода, ходов приближения и обратного хода определяются по предельным углам давления и временам прохождения этих участков.

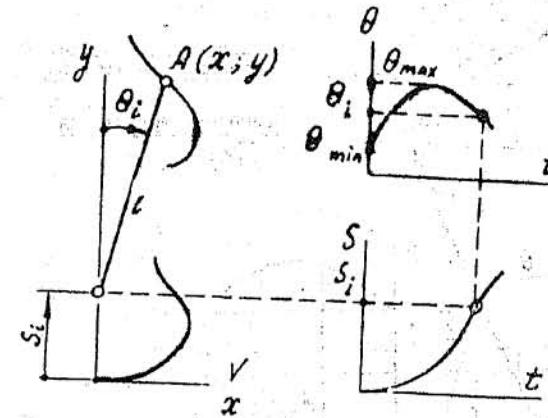


Рис. 4.13. Построение траектории внешнего шарнира силовой диады

Для операций штамповки однозначно определены только некоторые технологические параметры процесса (точное или допустимое значение скоростей для отдельных положений инструмента, ограничения по скорости на отдельных участках цикла, значения элементов хода и времени их прохождения). Поэтому задачу определения траектории внешнего шарнира диады следует свести к задаче об определении области ее существования со свойствами, обеспечивающими выполнение заданных параметров технологического процесса, и внутри этой области — о выборе возможной траектории, обладающей дополнительными «хорошими» свойствами (непрерывность, двукратная дифференцируемость и т.п.).

На рис. 4.14 приведена методика определения области существования траектории внешнего шарнира диады и выбора внутри нее возможной. На участке перемещения ползуна $(0; S_k)$ за время t_k имеем $\bar{V}(S)$ — верхнюю границу возможных скоростей; $\underline{V}(S)$ — нижнюю границу возможных скоростей; $\bar{s}(t)$ и $\underline{s}(t)$ — законы движения для зависимостей $\bar{V}(S)$ и $\underline{V}(S)$. Им соответствуют границы области существования $\bar{f}(x,y)$ и $f(x,y)$. Область существования строят из условия

$$\int_{S_k}^{\bar{f}} s / \bar{V}(S) dt = t_k = \int_{S_k}^{f(x,y)} s / V(S) dt. \quad (4.15)$$

Тогда искомая траектория $f(x,y)$ определена в области

$$f(x,y) \in (\bar{f}(x,y); f(x,y)). \quad (4.16)$$

Полученная область существования позволяет, с одной стороны, ограничить класс функций, обеспечивающих выполнение

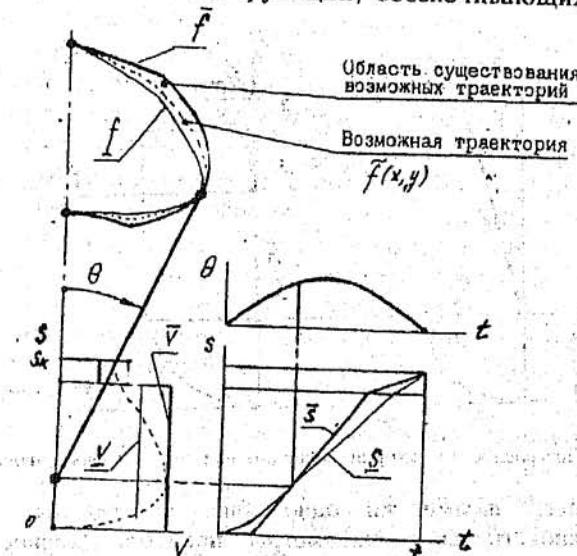


Рис. 4.14. Определение области существования траектории внешнего шарнира силовой диады

условий направляющим механизмом заданного закона движения, с другой стороны — смягчить требования к точности параметров механизма. Выполнение заданных геометрических или кинематических условий обеспечивается только в точках пересечения верхних и нижних границ, причем эти точки могут быть размыты при вероятностном задании времени прохождения участков цикла.

4.3.3. Построение возможных структурных схем направляющих механизмов

Исходной для построения схемы является траектория точки A внешнего шарнира диады. Эта точка является одновременно шатунной точкой одного из звеньев направляющего механизма.

Решающее правило построения возможных схем направляющего механизма строится из условия абсолютной жесткости звеньев. Движение одной из точек A звена (тела) является результатом движения двух других его точек (B и C). На связь между движениями точек A и B накладывается только одно ограничение по условию движения жесткого звена. Движение точки C определено двумя условиями жесткости звена. Для смягчения этих условий вводится дополнительное — адаптивное — звено. Эта пара звеньев — основное и адаптивное (рис. 4.15a) — является основным структурным элементом построения схем плоских рычажных механизмов кузнецких машин. В соответствии с решающим правилом траектория точки A является результатом движения точки B основного звена и внешней пары D адаптивного звена, которые приводятся в движение от источников ИД1 и ИД2. Графический эквивалент этой структуры приведен на рис. 4.15б.



Рис. 4.15. Решающее правило построения схем рычажных механизмов

Процедура построения возможных схем механизмов выглядит следующим образом. Траектория шатунной точки A исходного элемента механизма на базе ограничений на характер движений точек B и D , на габариты машины, какие-либо конструктивные и иные особенности проектируемой машины представляются как результат движения точек B и D . Полученные траектории являются исходными для следующего шага построения. Неединственность представления траекторий точек B и D приводит к возможности получения спектра возможных решений. Процедура перехода от исходной траектории к ее производящим проводится

до тех пор, пока очередная итерация не приводит к элементарным движениям источников движения — вращательным или прямолинейным. После этого задача сводится к взаимной увязке этих движений с помощью простейших механизмов (рычажных, зубчатых, кулачковых и т.д.).

На рис. 4.16 приведена упорядоченная последовательность возможных базовых схем плоских рычажных механизмов для числа подвижных звеньев $n = 3, 4, 5, 6, 7, 8$. Принципы развития схем очевидны. На этой основе можно построить схемы с любым числом звеньев. В случаях, когда источники движения связаны между собой каким-либо простым оператором (сдвиг по фазе или пропорциональность линейных величин), то сходные источники можно объединить с помощью соответствующего линтивного звена. Здесь и далее кинематические пары могут быть как вращательными, так и поступательными, причем наличие в кинематической цепи более двух последовательно расположенных поступательных пар невозможно, исклик в случае преобразования поступательного движения в поступательное.

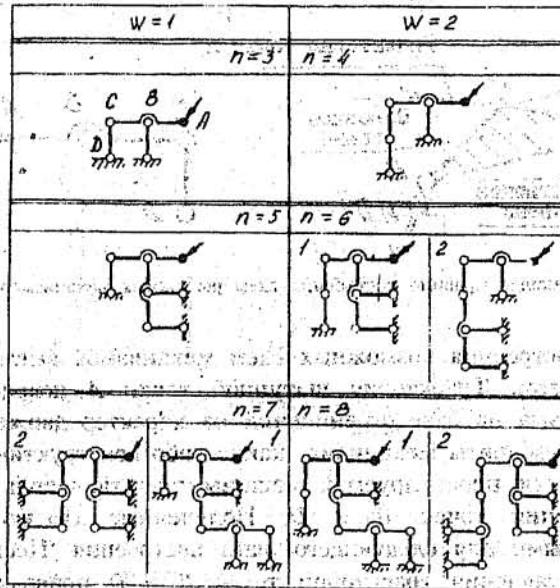


Рис. 4.16. Базовые схемы рычажных механизмов

На рис. 4.17 приведены возможные варианты развития базовой схемы с пятью подвижными звеньями. На рис. 4.18 — примеры развития базовых схем с шестью и девятью подвижными звеньями (соответственно для механизмов с двумя и одной степенями подвижности). Для удобства восприятия каждая из схем дополнительно вычерчена в привычных для теории механизмов символах. Полученные в результате данного подхода механизмы анализируются методами традиционного структурного анализа (Л.В.Ассура — И.И.Артоболевского).

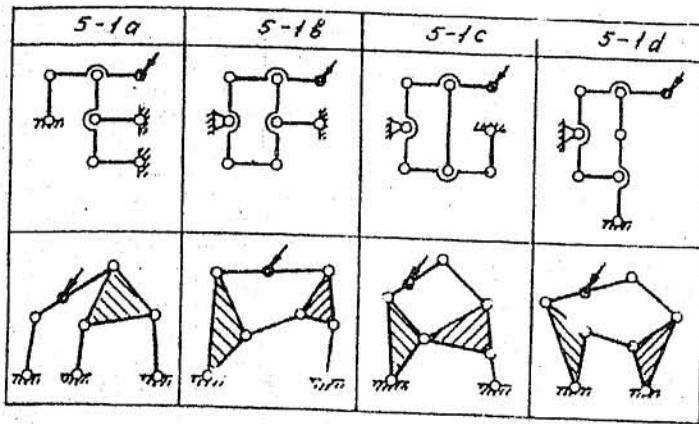


Рис. 4.17. Возможные варианты развития схемы 5-1

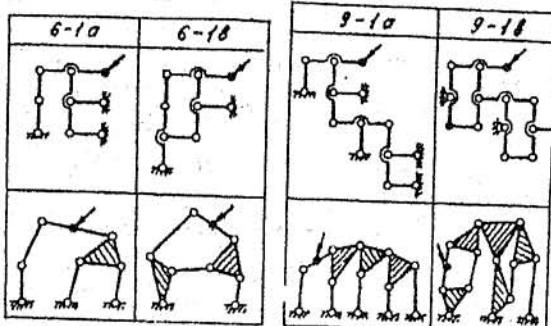


Рис. 4.18. Примеры развития базовых схем 6-1 и 9-1

4.4. Несколько слов о механизмах переменной структуры

Завершая описание методов многовариантного проектирования механизмов с нетривиальными функциональными свойствами, невозможно хотя бы в конспективном изложении обойти вопрос о механизмах переменной структуры.

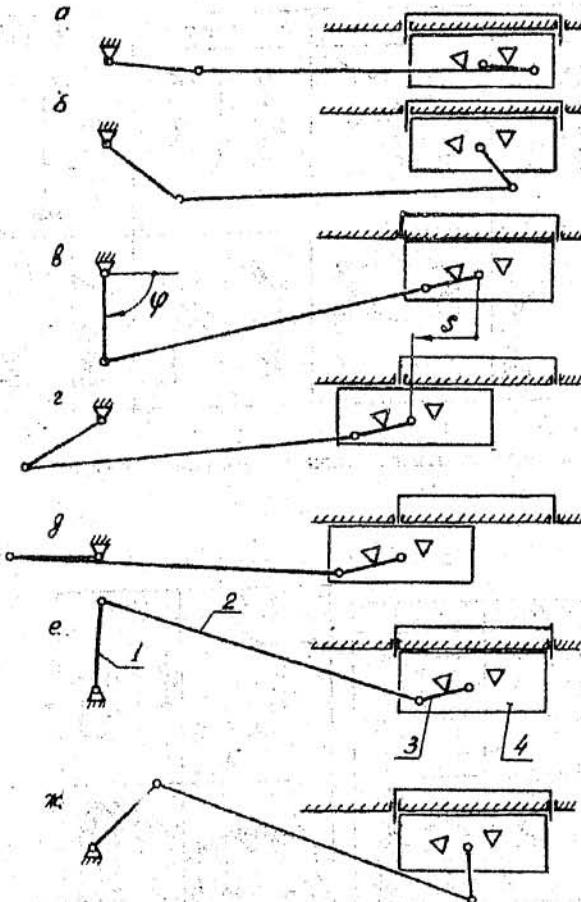


Рис. 4.19. Пример механизма переменной структуры

Механизмы переменной структуры представляют собой особое семейство рычажных механизмов, которые в процессе движения могут изменять число звеньев и кинематических пар, подвижность механизма и пар, геометрические и иные параметры.

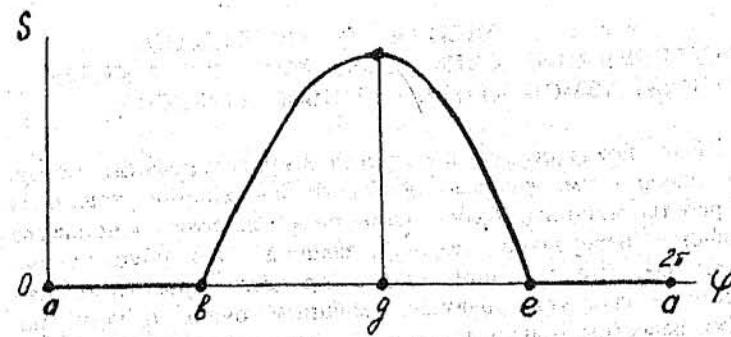


Рис. 4.20. Циклограмма работы механизма переменной структуры

В качестве примера механизма переменной структуры рассмотрим механизм с выстоем в одном из крайних положений исполнительного звена (рис. 4.19). Механизм состоит из четырех подвижных звеньев. Звенья 1 (кривошип) и 2 (шатун) совершают непрерывное движение. Движение звеньев 3 (коромысло) и 4 (ползун — исполнительное звено) осуществляется попарно. Сначала фиксируется положение ползуна (рис. 4.19 a), и механизм работает как четырехшарнирный рычажный механизм (рис. 4.19 b). В некотором положении (рис. 4.19 e) фиксируется положение коромысла и освобождается гользун. Теперь механизм преобразован в кривошипно-ползунный (рис. 4.19 g , d). Далее, в правом крайнем положении опять фиксируется ползун и освобождается коромысло (рис. 4.19 e). Теперь механизм снова преобразован в четырехшарнирный рычажный механизм (рис. 4.19 j). Таким образом, в процессе движения кривошипа реализуется циклограмма работы механизма с выстоем (рис. 4.20). Соответственно при проектировании данного механизма требуется решить две задачи. Первая из них (конструкторская задача) — разработка надежной системы фиксации ползуна и коромысла. Вторая — задача определения размеров звеньев механизма, наилучшим образом позволяющая разработать систему фиксации указанных звеньев.

Глава 5. ОЦЕНКА И СРАВНЕНИЕ КОНКУРИРУЮЩИХ СХЕМ ПЛОСКИХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ КРИВОШИПНЫХ ПРЕССОВ

В гл.4 было показано, что в результате проектирования можно получить набор схем, которые обеспечат выполнение заданных условий работы машины. Выбор наилучших из этого множества схем является невероятно сложной задачей. Это обусловлено, во-первых, тем, что в самом начале процесса проектирования информация о свойствах будущей машины очень ограничена: практически известны только параметры технологического процесса и некоторые ограничения на элементы будущей конструкции. Реальную же оценку решения можно дать только по завершении проектирования машины на основании сильных критериев. Во-вторых, даже на этом уровне задача остается многокритериальной, причем методы сравнения разнородных критериев весьма условны и во многом зависят от взгляда оценивающего субъекта. По окончании проектирования машины критерии сравнения носят более объективный характер.

Самое простое при сравнении возможных решений — составить целевую функцию. Наполнить ее содержанием, т.е. провести отбор из множества критериев, оценить их значимость и взаимную независимость, — труднейшая задача. Она связана не только с материальными, но и с этическими проблемами. Считают необходимым пояснить это на элементарнейшем примере.

Рассмотрим некоторый поселок, состоящий из двух домов, удаленных один от другого на расстояние 1 км. В доме A живут два человека, в доме B — один. Вопрос: как в этом поселке расположить больницу и театр? Ясно, что из этических соображений больницу надо поместить на равных расстояниях от домов (вероятность одновременного заболевания всех жителей невелика, и поэтому минимизируется время, за которое врач достигнет любого больного). При размещении театра этические соображения заменяются экономическими, а понятие справедливости в экономике весьма растяжимо. Например, можно говорить о том, что справедливо, чтобы суммарные транспортные расходы жителей A и B были

одинаковы. Тогда театр следует расположить в 1/3 км от дома A. Такого рода соображения можно проецировать на любую техническую задачу, связанную с выбором того или иного решения.

Простейшей целевой функцией является мультипликативная:

$$P_m = \prod_{i=1}^r x_i, \quad (5.1)$$

где x_i — i -й частный критерий; r — число выбранных частных критериев.

В экономике мультипликативная функция называется функцией коллективного выбора Нэша. Ее применяют в случае равной значимости всех критериев. Она удобна тем, что не требует нормирования критериев: входящие в нее критерии имеют натуральные измерения (рубли, секунды, килограммы, метры в секунду, джоули, штуки и т.д.).

В случае существенно различной значимости критериев и необходимости их учета при выборе решения функция Нэша преобразуется к виду

$$P_m = \prod_{i=1}^r X_i^{g_i}, \quad (5.2)$$

где g_i — вес (значимость) i -го критерия, причем $\sum_{i=1}^r g_i = 1$; X_i — нормированный некоторым образом i -й критерий.

Логарифмирование функции (5.2) дает возможность получить аддитивную целевую функцию:

$$P_A = \sum_{i=1}^r g_i \cdot C_i, \quad (5.3)$$

где $C_i = \log X_i$.

Определение веса критерия можно проводить различными методами на основе субъективных (реже объективных) оценок: например, на основе экспертных оценок (ранжирование по значимости; экспертная оценка веса и т.д.).

Итак, принципы ветвления решений определены методом структурно-параметрического синтеза. Условия отсечения невозможных и неперспективных вариантов могут определяться как интуицией заказчика и разработчика, так и совокупностью критериев оценки, объединенных некоторой целевой функцией. Набор критериев на этой стадии проектирования относится к группе слабых критериев. Целевая функция, составленная на основе этих критериев, дает возможность отсеивать заведомо неперспективные варианты. Результаты оценки остальных вариантов носят рекомендательный характер и должны учитываться

на последующих стадиях проектирования. Основное требование к набору слабых критериев этого этапа таково: число их должно быть ограниченным, а сами они — достаточно простыми и правдоподобными. Конкретный набор критериев и их значимость для каждой проектируемой машины определяются по согласованию заказчиком и разработчиком.

Выделим две группы критериев. К первой группе отнесем объективные показатели, переходящие на следующие этапы проектирования. Ко второй — показатели, используемые только для оценки и сравнения конкурирующих схем на данном этапе. На начальном этапе проектирования в условиях большой неопределенности невозможно ориентироваться на подробный перечень требований к разрабатываемой машине. Фактически известны только данные о технологическом процессе и параметрах инструмента. Остальные данные или известны предположительно, или не определены совсем. Что касается результатов проектирования конкурирующих схем механизмов, то будем считать, что возможное решение проработано на достаточную глубину, если проведена оценка основных параметров схемы, метрический, кинематический и силовой анализ, дана оценка основных конструктивных параметров машины. Требовать истинности от формируемых критериев невозможно. Целеобразно ограничиться их правдоподобностью — лучше предвидеть плохо, чем не предвидеть совсем (А.Пуанкаре) — и обозримостью результатов сравнения. Пяти — шести критериев достаточно, чтобы целевая функция была обозримой и доступной анализу. Большее число критериев вряд ли адекватно поставленной задаче рекомендательной, а не директивной оценки полученных схем.

Какие же конкретные результаты проектирования могут быть использованы для оценки предлагаемого множества решений? Это число подвижных звеньев механизма n , число вращательных r_v и поступательных r_p пар, конфигурация и размеры звеньев, размеры кинематических пар, полученные по оценкам расчетов на прочность, функции положения звеньев и точек звеньев P_i , скорости и ускорения, в том числе относительные, силы в парах Q_i . Известными являются кинематические характеристики в форме функциональных зависимостей $V(t)$, $a(t)$ и т.д., а также в виде их значений в характерных точках. Также известны геометрические аналоги кинематических и динамических характеристик.

К геометрическим аналогам кинематических характеристик относятся первая и вторая передаточные функции. К геометрическим аналогам динамических характеристик относятся аналог приведенного момента деформирующей силы (идеальное приведен-

ное плечо) — первая передаточная функция; аналог силы инерции — вторая передаточная функция; аналог приведенного момента сил инерции — произведение первой и второй передаточных функций; аналог кинетической энергии — квадрат первой передаточной функции и т.д.:

$$\left. \begin{aligned} M_{\text{д}}^{\text{пр}} / F_{\text{д}} \cdot l_1 &= V_q / l_1; \\ F_{\text{ин}} = m \cdot a &= (m \cdot \omega^2) \cdot a_g; \\ M_{\text{ин}}^{\text{пр}} = F_{\text{ин}} \cdot V_q &= (m \cdot \omega^2) \cdot (V_q \cdot a_g); \\ T = \frac{1}{2} \cdot m \cdot V^2 &= \left(\frac{1}{2} \cdot m \cdot \omega^2 \right) \cdot V_q^2 \end{aligned} \right\} \quad (5.4)$$

и т.д.

К критериям в определенных случаях можно отнести точностные показатели работы механизма.

На основе этих показателей можно составить следующие группы критериев, характеризующие качество механизмов проектируемой машины:

- качество выполнения операции;
- быстроходность машины;
- условный габарит механизма;
- сравнение нагруженности пар внутри механизма и сравнение наиболее нагруженных пар конкурирующих схем;
- сравнение числа звеньев в схемах, сил в них, длин звеньев.

Список критериев может быть как уменьшен, так и расширен в зависимости от конкретной задачи.

Критерии оценки качества выполнения операции определяются характером операции. Например, оценка качества вытяжки может проводиться по наибольшему отклонению от максимально допустимой скорости деформирования на заданном участке или по начальной скорости деформирования при заданной максимально допустимой скорости деформирования; оценка качества горячей штамповки может проводиться по времени контакта заготовки со штампом и т.д. Сюда же можно отнести оценки точности позиционирования инструмента.

Ориентировочная быстроходность машины может определяться как отношение какой-либо известной скорости движения инструмента к ее аналогу в этом положении, например, как отношение допустимой скорости деформирования к ее аналогу:

$$\omega = V_{\text{д}}^{\text{раб}} / V_{\text{од}}^{\text{раб}}. \quad (5.5)$$

Следует иметь в виду условность этого критерия, так как возможность повышения числа ходов подтверждается анализом, выходящим за пределы анализа только исполнительного механизма.

Смысл понятия "условный габарит механизма" очевиден. При этом можно оперировать габаритом схемы механизма с учетом и без учета размеров кинематических пар.

Известен критерий оценки износостойкости пар, имеющий вид $q \cdot V_r$, где q — контактное напряжение в кинематической паре; V_r — относительная скорость в точке контакта. Вычислять значение q на данном этапе нецелесообразно. Имеет смысл ввести значение силы Q в кинематической паре:

$$(Q \cdot V) = (Q \cdot V_r)_{l \max} \quad (5.6)$$

Соответственно, целесообразно оценивать не весь комплекс кинематических пар, а наиболее опасную по экспертным оценкам пару.

Для комплексной оценки числа звеньев в схемах, сил в них, длин звеньев предлагается критерий нагруженности механизма, учитывающий все эти факторы. Качественное обоснование его правдоподобности следующее: при проектировании механизма следует стремиться к возможно меньшему числу звеньев, к возможно меньшим длинам звеньев и возможно меньшим силам в них. Этим требованиям удовлетворяет функция вида

$$(Q \cdot l) = \sum_{i=1}^n (Q_{\max} : l_{\max})_i \quad (5.7)$$

где Q_{\max} — наибольшая сила в звене; l_{\max} — наибольший размер звена; n — число подвижных звеньев.

Правдоподобность этого критерия проверена на ряде схем механизмов кривошипных прессов. Наиболее целесообразно применять его для сравнения эквивалентных структур.

Глава 6. ПРИМЕР РАЗРАБОТКИ КОНКУРИРУЮЩИХ СХЕМ*

Рассмотрим процесс разработки конкурирующих схем и сравнения решений на примере V группы задач (см. ис. 1.5; табл. 1.4). Исходные данные: $H = 1$; $H_p = 0,3$; $V_d < 1$; $V_d^{\max} \in (0,5; 0,67)$; $\varphi_{\text{ц}} = 360^\circ$; $\varphi_p = \varphi_{\text{px}} = 105\dots115^\circ$; сила деформирования на участке $H_p = (0; 0,3 H)$ постоянна и равна 1 ($F = 1$). В качестве силовой применим диаду второй модификации (см. рис. 4.12a), ограничение на наибольший угол давления $v^{\max} = 30^\circ$, на угол давления на участке $(0; 0,3 H)$ $v_p^{\max} = 7,5^\circ$.

Последовательность проектирования конкурирующих схем исполнительных механизмов пресса определяется требованиями к функциональным возможностям механизмов, а также размерами ползуна в плане и с особым направления исполнительного звена (ползуна и закрепленного на нем инструмента). По ним можно определить число кривошипов, точек подвеса ползуна, необходимость сдавливания отдельных звеньев или всего механизма и разрешить прочие вопросы структуры. Кроме того, особенности направления ползуна в сочетании с размерами штампового пространства позволяют оценить возможности размещения средств автоматизации. Совокупность этих сведений дает возможность оценить перспективу проектирования сложного исполнительного механизма. Проблемы ремонта и эксплуатации, компоновки и сборки механизма накладывают ограничения на ветвление возможных решений. Например, в ГКМ разборка механизма зажима

*Никакая инструкция не может перечислить всех обязанностей должностного лица, предусмотреть все отдельные случаи и дать вперед соответствующие указания, а поэтому господин инженеру должны проявить инициативу и, руководствуясь знаниями своей специальности и пользой дела, прилагать все усилия для оправдания своего назначения.

(Циркуляр Морского технического комитета № 15 от 29 ноября 1910 года.)

заготовки должна проводиться без предварительной разборки механизма высадки. Другой пример — радиально-ковочные машины. К ним предъявляют повышенные требования по точности обработки, которые преобразуются в требование минимизации износа поступательных пар исполнительных звеньев. Этим можно объяснить применение в РКМ, в качестве исполнительных, механизмов с диадами третьей модификации, в которых реакция в направляющих равна нулю. Здесь можно отметить, что склонность к износу у поступательных пар значительно выше, чем вращательных. Поэтому структуры типа синусных и кривошипно-кулисных (см. рис. 3.9а) механизмов в случаях, когда максимум силы деформирования достигается в конце рабочего хода, имеют ограниченное применение из-за пониженной износостойкости кулисной пары, так как именно в конце рабочего хода наибольшей силе в паре соответствует наибольшее значение скорости скольжения сопряженных поверхностей пары.

Особо сложными являются вопросы точности позиционирования ползунов с несколькими точками подвеса (штамповка крупногабаритных и длинномерных деталей). В этом случае ползун чувствителен не только к точности направления, но и к точности наладки каждого кинематического контура, точности позиционирования кривошипов и зубчатых передач. Решение вопросов позиционирования связано не только с конструктивными мерами, но и с рациональным назначением допустимых отклонений на размеры звеньев и зазоры в кинематических парах.

В данном случае речь идет о проектировании возможных вариантов механизма вытяжки пресса для изготовления крупногабаритных деталей. Пресс является головным в линии обработки этих деталей, самым тихоходным и наиболее чувствительным к требованиям технологического процесса. Достаточно серьезны требования к габаритам пресса, которые в значительной мере определяются габаритами механизма. По всей видимости, эти показатели, а также некоторые оценки сложности механизма и его нагруженности (критерий QI), являются достаточными для составления целевой функции выбора решений.

Чтобы не усложнять пример, ограничимся рассмотрением трех конкурирующих схем. В случае простейшего решения имеет смысл рассматривать возможности их применения с варьированием в допустимых границах технологических параметров. Для более сложных схем, по всей видимости, следует требовать выполнения заданных оптимальных условий технологического процесса.

Вариант 1. Простейшее решение — кривошипно-ползунный механизм. С его помощью невозможно удовлетворить всем условиям задачи. Можно обеспечить только выполнение трех

геометрических и одного кинематического условий: полный ход H , рабочий ход H_p , наибольший угол давления на участке рабочего хода ν_p^{max} и начальная скорость деформирования V_d^0 . Однако попытка проанализировать возможности этой схемы слишком соблазнительна из-за ее чрезвычайной простоты. Имеет смысл рассмотреть два крайних случая, для которых обеспечивается начальная скорость деформирования: $V_d^0 = 0,5$ и $V_d^0 = 0,67$. Характеристики кривошипно-ползунного механизма для этих и других конкурирующих схем приведены в табл. 6.1.

Таблица 6.1
Характеристики конкурирующих схем

Вариант схемы	V_d^0	ω	Γ_x	Γ_y	$\Gamma = \Gamma_x \cdot \Gamma_y$	QI
1а	0,5	1,06	1	4,4	4,4	3,9
1б	0,67	1,43	1	4,4	4,4	3,9
2	0,5	2	1,7	3,6	6,1	4,4
3	0,5*	2,1	1,5	3,5	5,6	4,4

Вариант 2. Следующим шагом является переход от простейшего четырехзвенного (кривошипно-ползунного) к шестизвенному механизму, состоящему из силовой диады второй модификации с присоединенным к ней направляющим четырехзвенным механизмом (см. рис. 4.1б, базовая схема $n = 3$). Теперь задача проектирования распадается на задачу определения области существования траектории шатунной точки направляющего механизма и задачу определения параметров четырехзвенного механизма, шатунная кривая которого вписывается в область ее существования.

Исходными данными для построения искомой области являются верхняя и нижняя оценки закона движения ползуна в форме $V(S)$ и $\dot{V}(S)$:

$$\begin{aligned} V_d = \bar{V}_d^0 &= 0,3 \cdot / t_p ; \quad S \in (0 \dots 0,35 H) ; \\ \bar{V}_d = 1,5 \quad V_d &= 1 ; \quad S \in (0 \dots 0,25 H) ; \\ \bar{V}_d^0 = 0,5 \quad \bar{V}_d &= 0,5 ; \quad S \in (0,25 \dots 0,35) H ; \\ V_{pl.x} = 0,65 \cdot H / t_{pl.x} ; \quad \bar{V}_{pl.x} &= 2 \bar{V}_d \quad S \in (0,35 \dots 1) H ; \\ V_{0.x} = H / t_{0.x} \quad V_{0.x} &= 1,35 \quad V_{0.x} . \end{aligned} \quad \left. \right\} (6.1)$$

Их графическая интерпретация приведена на рис. 6.1а. Им соответствуют верхняя и нижняя оценки закона движения ползуна в форме $\bar{S} = \bar{S}(\varphi) \sim S(\varphi)$ и $S = S(\varphi) \sim \underline{S}(\varphi)$, изображенные на рис. 6.1б.

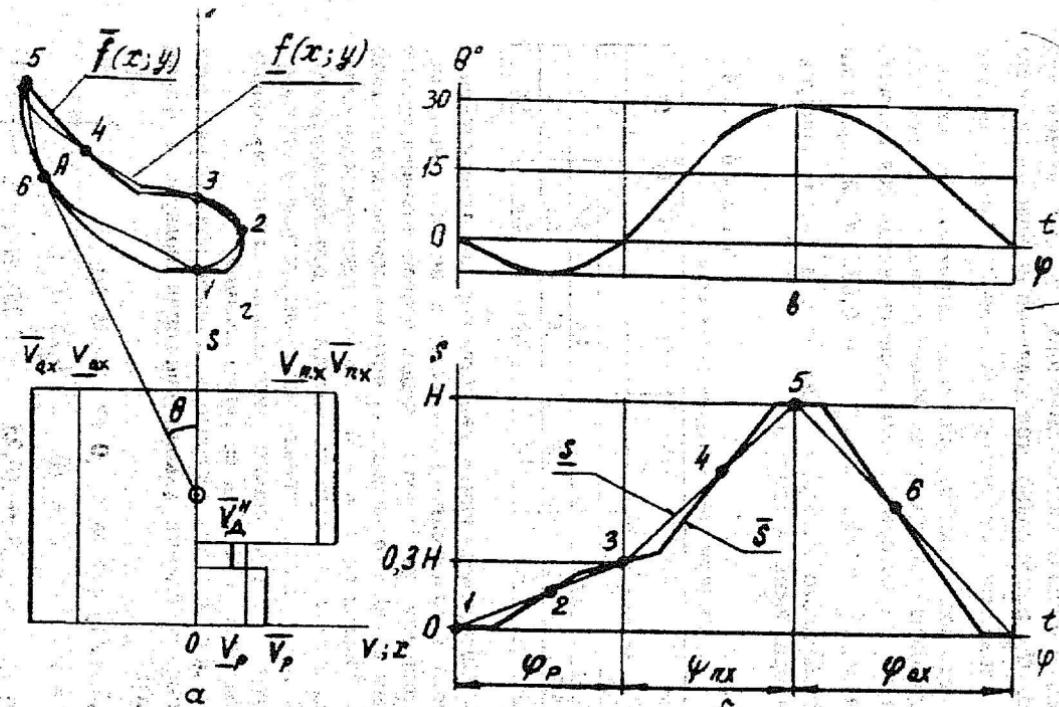


Рис.6.1. Построение области существования шатунной кривой направляющего механизма

Зададимся правдоподобным кусочно-гладким законом качания шатуна (рис. 6.1 ε):

$$\theta = - v_p^{\text{нб}} \cdot \sin \pi \cdot \frac{\varphi}{\varphi_p}; \quad \varphi \in (\varphi_p);$$

$$\theta = v^{\text{нб}} \cdot \sin \pi \frac{\varphi - \varphi_p}{\varphi_{\text{п.х}}}; \quad \varphi \in (\varphi_{\text{п.х}}); \quad (6.2)$$

$$\theta = v^{\text{нб}} \cdot \sin \pi \frac{\varphi - \varphi_p - \varphi_{\text{п.х}}}{\varphi_{\text{о.х}}}; \quad \varphi \in (\varphi_{\text{о.х}}).$$

Принимаем $l_w = 1,5 \text{ H}$ и получаем область существования шатунной кривой, (рис. 6.1 ε). Помечаем цифрами 1, 2, 3 точки шатунной плоскости, через которые должна проходить шатунная точка четырехзвенника, причем в точке 1 должно выполняться условие $f'_x = 0$, а в точке 3 — условие $f'_x \in \tilde{f}'_x; f'_x$. Через точки 4 и 6 прохождение шатунной кривой желательно, но не обязательно, а по отношению к точке 5 кривая должна проходить в некоторой ее окрестности, радиус которой определяется допустимым отклонением полного хода ползуна.

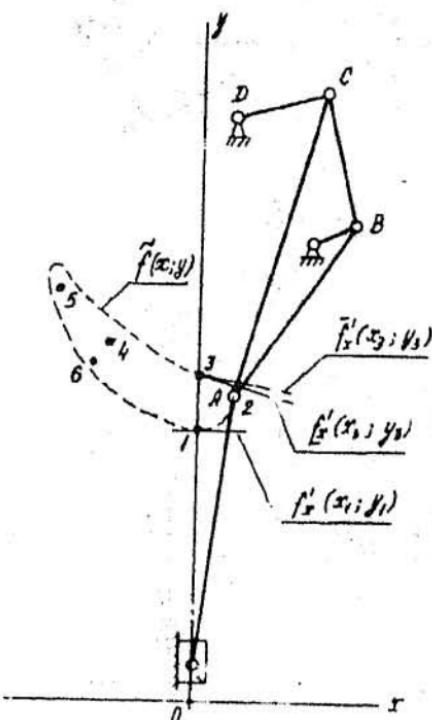


Рис. 6.2. Шестизвенный механизм на базе четырехзвенного направляющего механизма

Составляя на основании системы (3.2) совместную систему нелинейных уравнений относительно точек 1 — 5 и решая ее относительно размеров шарнирного четырехзвенника, получаем механизм, изображенный на рис. 6.2. Его характеристики приведены в табл. 6.1.

Вариант 3. Этот вариант строится на основе шатунной кривой, построенной в ходе разработки варианта 2. В качестве направляющего принимаем механизм с $W = 1$ и $n = 5$. Базовой схемой для него является схема 5-1 (см. рис. 4.16). Отметим, что в этой схеме три звена соединены со стойкой, что вызывает определенные трудности при конструировании. В вариантах развития схемы (см. рис. 4.17) имеем по два звена, соединенных со стойкой. Выбираем схему 5-1d, исходя из того, что в ней со стойкой соединены

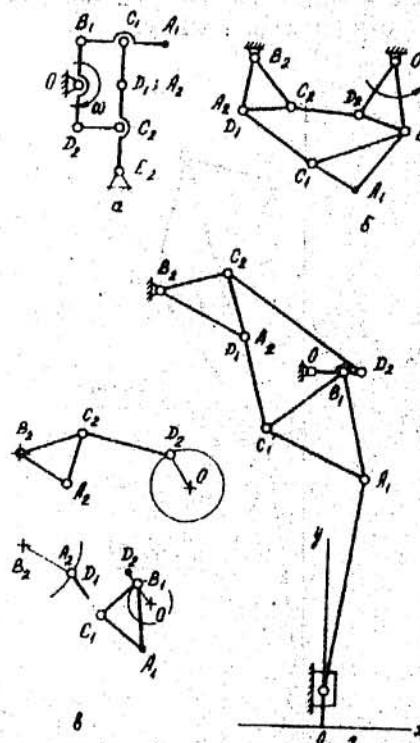


Рис. 6.3. Восьмизвездный механизм на базе шестизвездного направляющего механизма

самые сложные звенья. Заметим, что такой выбор требует более детального обсуждения с конструкторами. Вполне может быть, что преимущество окажется у вариантов (5-1 α , c), а также у вариантов, содержащих не только вращательные, но и поступательные пары.

Последовательность проведения параметрического синтеза приведена на рис. 6.3a,b,c. В результате получаем механизм, изображенный на рис. 6.3d.

Итак, проведем анализ полученных схем. В качестве критериев сравнения возьмем начальную скорость деформирования V_D^H ; условную быстроходность ω ; условный габарит $\Gamma = \Gamma_x \cdot \Gamma_y$ и нагруженность механизма Ql . Допустим, что при ранжировании критериев их приоритеты расставлены в следующем порядке: $V_D^H ; \omega ; \Gamma ; Ql$. Это соответствует следующим весам критериев: $g_V = 0,4$; $g_\omega = 0,3$; $g_\Gamma = 0,2$; $g_{Ql} = 0,1$.

Проведем нормирование критериев конкурирующих схем по характеристикам схемы 1a (см. табл. 6.1), учитывая, что оценку схемам будем давать, исходя из минимизации целевой функции. Тогда идеальный вариант должен удовлетворять минимальному значению начальной скорости деформирования, максимальной быстроходности, минимальному габариту и минимальной нагруженности. Соответственно значения критериев следует вычислять из соотношений

$$C_1 = \frac{V_D^H l}{V_{D\ 1a}} ; \quad C_2 = \frac{\omega_{1a}}{\omega_l} ; \quad C_3 = \frac{\Gamma_l}{\Gamma_{1a}} ; \quad C_4 = \frac{(Ql)_l}{(Ql)_{1a}} , \quad (6.3)$$

а целевую функцию — по формуле

$$P_A = g_V C_1 + g_\omega C_2 + g_\Gamma C_3 + g_{Ql} C_4 . \quad (6.4)$$

В табл. 6.2 приведены значения нормированных по варианту схемы 1a критериев конкурирующих схем и целевой функции.

Таблица 6.2

Сравнение конкурирующих схем по аддитивной целевой функции

Вариант схемы	C_1	C_2	C_3	C_4	P_A
1a	1	1	1	1	1
1б	1,34	0,74	1	1	1,06
2	1	0,53	1,39	1,13	0,95
3	1	0,5	1,27	1,13	0,91

Полученные результаты позволяют говорить о значительном преимуществе двух более сложных схем по быстроходности и вертикальному габариту. В смысле сформированной целевой функции некоторое преимущество имеет самая сложная схема, а наименее удачным решением является схема 16. Теперь уже дело «хозяина» и следующих разработчиков, используя полученные результаты, решать вопрос о выборе наиболее подходящих с их точки зрения вариантов.

Список литературы

1. Теория механизмов и машин

1. Ассур Л.В. Исследование плоских стержневых механизмов с низшими парами с точки зрения их структуры и классификации. Ч. 1. Отдельный оттиск из "Известий Санкт-Петербургского Политехнического института Императора Петра Великого". Т. XX; XXI. СПб., 1914. 208 с.
2. Научное наследие П.Л.Чебышева: Вып.2: Теория механизмов. М.—Л., 1945. 192 с.
3. Артоболевский И.И. Курс теории механизмов и машин: Учеб. для высш.техн.учеб.заведений. М.—Л. ОГИЗ, 1945. 450 с.
4. Артоболевский И.И., Левитский Н.И., Черкудинов С.А. Синтез плоских механизмов. М.: Физматгиз, 1959. 1085 с.
5. Абдраимов С., Невенчанная Т.О. Построение механизмов переменной структуры и исследование их динамики / Отв. ред. О.Д.Алимов; АН Кирг. ССР, НИЦ "Импульс". Фрунзе: Илим, 1990. 175 с.
6. Баранов Г.Г. Курс теории механизмов и машин. Учеб. пособие. 5-е изд., стереотип. М.: Машиностроение, 1975. 494 с.
7. Бореништейн Ю.П. Механизмы для воспроизведения сложного профиля. Справ. пособие. Л.:Машиностроение, 1978. 232 с.
8. Геронимус Я.Л. Геометрический аппарат теории синтеза плоских механизмов. М.: Физматгиз 1962. 400 с.
9. Динамика машинного агрегата. Учеб. пособие /А.А.Головин, Ю.В.Костикив, Б.И.Крюков, К.П.Щербакова; Под ред. Б.И.Крюкова. М.: МВТУ, 1988. 76 с.
10. Доброгурский С.О.,Соколов Ф.А., Захарова Е.И. Механизмы: Справ. руководство. М.: Машигиз, 1947. 300 с.
11. Карелян В.С. Проектирование рычажных и зубчато-рычажных механизмов: Справ. М.: Машиностроение, 1986. 184 с.
12. Сумской С.Н. Расчет кинематических и динамических характеристик плоских рычажных механизмов. Справ. М.: Машиностроение, 1980. 312 с.
13. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов /К.В.Фролов, С.А.Попов, А.К.Мусатов и др.; Под ред. К.В.Фролова. М.: Выш. шк. 1987. 496 с.

2. Кузнеично-штамповочное оборудование

14. Живов Л.И., Овчинников А.Г. Кузнеично-штамповочное оборудование. Прессы. 2-е изд. Киев: Вища школа, 1966. 376 с.
15. Кривошипные кузнеочно-прессовые машины / В.И.Власов, А.Я.Борзыкин, И.К.Букин-Батырев и др.; Под ред. В.И.Власова. М.: Машиностроение, 1982. 424 с.
16. Кузнеично-штамповочное оборудование: Учеб. для машиностроиг. вузов / А.Н.Банкетов, Ю.А.Бочаров, Н.С.Добринский и др.; Под ред. А.Н.Банкетова и Е.Н.Лапинской. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1982. 576 с.
17. Балашинский В.И. Обоснование критериев качества и анализ условий работы многоглавых исполнительных механизмов двух- и четырехкривошипных прессов двойного действия: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. Воронеж, 1981. 26 с.

3. Технология обработки давлением

18. Ковка и штамповка: Справ.: В 4 т. Т.1: Материалы и нагрев. Оборудование. Ковка/Под ред. Е.И.Семенова. М.: Машиностроение, 1985. 568 с.
19. Ковка и штамповка: Справ.: В 4 т. Т.2: Горячая штамповка / Под ред. Е.И.Семенова. М.: Машиностроение, 1986. 592 с.
20. Ковка и штамповка: Справ.: В 4 т. Т.3: Холодная объемная штамповка/ Под ред. Г.А.Навроцкого. М.: Машиностроение, 1987. 384 с.
21. Ковка и штамповка: Справ.: В 4 т. Т.4: Листовая штамповка / Под ред. А.Д.Матвеева. М.: Машиностроение, 1987. 542 с.

4. Сравнение решений

22. Волгин Л.Н. Принцип согласованного оптимума. М.: Сов. радио, 1977. 144 с.
23. Мулен Э. Кооперативное принятие решений: аксиомы и модели/ Пер. с англ. М.: Мир, 1991. 464 с.

Оглавление

Предисловие	3
Введение	6
Глава 1. Особенности системы "Заготовка — инструмент — машина обработки давлением"	10
1.1. Технологические критерии сравнения машин обработки давлением	10
1.2. Критерий сравнения возможных технических решений машин обработки давлением	15
1.3. Характеристики некоторых технологических процессов обработки давлением	16
1.4. Задачи проектирования рычажных механизмов с учетом геометрических, кинематических и силовых особенностей проведения технологического процесса	21
Глава 2. Концепция поискового проектирования механизмов	24
Глава 3. Некоторые функциональные свойства четырехзвенных кривошипных механизмов	28
Глава 4. Многовариантный структурно-параметрический синтез схем плоских рычажных механизмов	40
4.1. Исходные положения	40
4.2. Предельная и оптимальная структуры рычажного механизма	44
4.2.1. Постановка задачи	44
4.2.2. Анализ функции положения четырехзвенного контура	46
4.2.3. Построение приближенной функции положения механизма	48
4.2.4. Доказательство существования предельной и оптимальной структур	49
4.3. Многовариантная сборка схем плоских рычажных механизмов с учетом особенностей их работы	53
4.3.1. Декомпозиция исполнительного механизма на силовую диаду и направляющий механизм	53

4.3.2. Построение траектории внешнего шарнира силовой диады	54
4.3.3. Построение возможных структурных схем направляющих механизмов	57
4.4. Несколько слов о механизмах переменной структуры	60
Глава 5. Оценка и сравнение конкурирующих схем плоских рычажных механизмов кривошипных прессов	62
Глава 6. Пример разработки конкурирующих схем	67
Список литературы	75