

**Ю.А. Миропольский**

**ХОЛОДНАЯ  
ОБЪЕМНАЯ  
ШТАМПОВКА  
на автоматах**



**Москва • «Машиностроение» • 2001**

УДК 621.77  
ББК 34.54  
М64

*Федеральная целевая программа книгоиздания России*

**М64** **Миропольский Ю. А.**  
**Холодная объемная штамповка на автоматах. – М.: Машиностроение, 2001. – 456 с. ил.**

Изложены особенности холодного деформирования металлов. Приведены классификация операций и технологических процессов, номенклатура деталей. Описаны конструкции автоматов. Дан расчет параметров автоматов и их механизмов.

Для работников конструкторских бюро, технологических служб заводов и НИИ, занимающихся вопросами разработки технологии, конструкций автоматов и их эксплуатацией.

Книга может быть полезна студентам, аспирантам и преподавателям вузов.

УДК 621.77  
ББК 34.54

ISBN 5-217-07978-1

© Ю.А. Миропольский, 2001  
© Издательство "Машиностроение", 2001

## ОГЛАВЛЕНИЕ

|                 |                                                                                                                                        |           |
|-----------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
|                 | <b>Предисловие .....</b>                                                                                                               | <b>5</b>  |
|                 | <b>Введение .....</b>                                                                                                                  | <b>6</b>  |
| <b>Глава 1.</b> | <b>Особенности холодного деформирования металлов и сплавов .....</b>                                                                   | <b>8</b>  |
| 1.1.            | Краткие сведения о механизме холодного деформирования .....                                                                            | 8         |
| 1.2.            | Основные параметры деформации .....                                                                                                    | 12        |
| 1.3.            | Влияние степени и скорости деформации на изменение энергосиловых параметров технологического процесса и кузнечно-прессовых машин ..... | 19        |
| <b>Глава 2.</b> | <b>Технология холодной объемной штамповки на автоматах .....</b>                                                                       | <b>26</b> |
| 2.1.            | Номенклатура и классификация деталей и способов обработки холодным объемным деформированием .....                                      | 27        |
| 2.2.            | Схемы и способы последовательной штамповки .....                                                                                       | 47        |
| 2.3.            | Схемы и способы параллельно-последовательной штамповки .....                                                                           | 57        |
| 2.4.            | Разработка технологического процесса .....                                                                                             | 78        |
| 2.5.            | Выбор сталей и их подготовка к холодной объемной штамповке .....                                                                       | 91        |
| <b>Глава 3.</b> | <b>Особенности силового нагружения заготовки при холодном объемном деформировании .....</b>                                            | <b>99</b> |
| 3.1.            | Анализ нагрузочных графиков при испытаниях на растяжение .....                                                                         | 99        |
| 3.2.            | Анализ нагрузочных графиков при испытаниях на сжатие .....                                                                             | 104       |
| 3.3.            | Расчет скоростей деформирования и деформации при холодной объемной штамповке ....                                                      | 110       |

|                 |                                                                                  |            |
|-----------------|----------------------------------------------------------------------------------|------------|
| <b>Глава 4.</b> | <b>Конструкция и работа автоматов .....</b>                                      | <b>125</b> |
| 4.1.            | Классификация и структурная схема автоматов .....                                | 125        |
| 4.2.            | Автоматы однопозиционные последовательного действия горизонтальные .....         | 130        |
| 4.3.            | Автоматы многопозиционные параллельно-последовательного действия .....           | 171        |
| 4.4.            | Автоматы холодноштамповочные специальные .....                                   | 224        |
| <b>Глава 5.</b> | <b>Элементы расчета параметров и конструкций автоматов и их механизмов .....</b> | <b>239</b> |
| 5.1.            | Кинематический анализ и синтез механизмов .....                                  | 240        |
| 5.2.            | Кривошипно-ползунный механизм .....                                              | 243        |
| 5.3.            | Кривошипный коленно-рычажный механизм .....                                      | 248        |
| 5.4.            | Кулачково-рычажные механизмы .....                                               | 254        |
| 5.5.            | Кривошипный кулачково-рычажный механизм .....                                    | 283        |
| 5.6.            | Проектирование цикловых диаграмм автоматов .....                                 | 290        |
| <b>Глава 6.</b> | <b>Основы динамики автоматов .....</b>                                           | <b>353</b> |
| 6.1.            | Оценка динамичности автоматов .....                                              | 353        |
| 6.2.            | Расчет жесткости автоматов .....                                                 | 358        |
| 6.3.            | Расчет механизмов уравнивания автоматов .....                                    | 372        |
| 6.4.            | Расчет амплитуд вибраций автоматов .....                                         | 401        |
| 6.5.            | Элементы расчета уровня шума .....                                               | 416        |
| 6.6.            | Расчет производительности автоматов .....                                        | 429        |
|                 | <b>Список литературы .....</b>                                                   | <b>452</b> |

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Книга основана на многолетнем опыте преподавания в МГТУ "МАМИ" курса "Кузнечно-прессовое оборудование", который является одной из основных профилирующих дисциплин, определяющих уровень подготовки специалистов для всех основных отраслей машиностроения и металлообработки - кузнечно-штамповочного производства.

В книге нашли отражение достижения отечественных ученых, основоположников российской школы кузнечно-штамповочного производства, пользующейся мировым признанием и авторитетом: С. И. Губкина, В. Д. Кузнецова, Н. Н. Давиденкова, Е. П. Унксова, А. И. Зимина, А. Д. Томленова, М. В. Сторожева, Е. А. Попова, Е. И. Семенова, Л. И. Живова, А. Г. Овчинникова, Е. Н. Ланского, Г. А. Навроцкого и их многочисленных учеников, а также практический опыт ведущих конструкторских бюро, научно-исследовательских институтов, вузов и промышленных предприятий.

С помощью этой книги можно решать не только задачи автоматизации одной из наиболее прогрессивных технологий обработки металлов давлением - холодной объемной штамповки и высокопроизводительных кузнечно-прессовых машин, - но и частные вопросы расчета и проектирования прогрессивных технологий и элементов конструкций автоматов, объединенных общими методологическими принципами перехода от "идеализации" теоретических предпосылок к реальным условиям производства и эксплуатации.

В этих условиях приоритетным является учет параметров, изменяющихся во времени и уточняющих общие принципы, основанные на традиционном представлении о статическом состоянии предметов и средств обработки.

*Ю. А. Миропольский*

Переход от кризисного застойного состояния экономики России и прежде всего ее важнейшей отрасли - машиностроения, - когда рынок был заполнен продукцией импортного производства и экстенсивное использование богатейших природных ресурсов и человеческих возможностей только усугубляло создание кризисных ситуаций и полностью себя исчерпало, к интенсивному развитию возможен только путем кардинального улучшения качества выпускаемых изделий, повышения их технического уровня и конкурентоспособности.

В современном машиностроении ведущая роль принадлежит кузнечно-штамповочному производству, позволяющему наиболее успешно решать проблемы улучшения качества, характеризующегося следующими технико-экономическими показателями: материало- и энергоемкостью, надежностью и производительностью, точностью, дизайном, безопасностью, экологичностью и комфортностью.

Наивысшими значениями показателей качества, большими резервами и перспективами дальнейшего их совершенствования обладают технологические процессы и автоматы для холодной объемной штамповки, позволяющие повышать коэффициент использования металла до 90 %, а во многих случаях - до 100 %, увеличивать в 1,8 - 2 раза и более прочность и надежность деталей, их точность, в десятки и сотни раз увеличивать производительность труда.

Совершенство показателей качества кузнечно-прессового оборудования (КПО) для холодной объемной штамповки и осуществляемых на них технологических процессов во многом определяется совершенством применяемых методов расчета и проектирования, развитием базы опытно-экспериментальных исследований, степенью приближенности теоретических разработок и исходных гипотез, допущений и предположений к реальным условиям производства изделий и эксплуатации КПО.

Кузнечно-штамповочное производство в целом и холодная объемная штамповка, в частности, получили интенсивное развитие в России в середине 50-х гг. XX в. после Великой Отечественной войны. К этому периоду уже сложились основы науки о деформациях и напряжениях и теории, ее составляющие и используемые в расчетах технологии обработки металлов давлением и кузнечно-прессовых машин (КПМ): упругих и пластических деформаций, сопротивления и прочности материалов и конструкций.

В основу науки о деформациях и напряжениях положена гипотеза об "идеализированном" статическом состоянии деформируемого тела, соответствующего установившемуся неизменному или почти неизменному состоянию системы, находящейся под действием квазистатической внешней нагрузки, почти не изменяющейся во времени.

Такая гипотеза и сопутствующие ей предположения и допущения позволили преодолеть трудности математического анализа технологических процессов и конструкций КПМ и создать научные основы теории обработки материалов давлением с получением приближенных практически приемлемых на современном этапе методов расчета энергосиловых параметров технологии и КПМ для обработки давлением.

В связи с постоянно возрастающими требованиями к техническому уровню и конкурентоспособности технологии обработки давлением КПМ приоритетными становятся задачи совершенствования научных основ в направлении перехода от идеализированных статических гипотез к реальному состоянию механической системы пресс-штамп-заготовка, элементы которой находятся, как и вся система в целом, в непрерывном неустойчивом движении, когда внешние нагрузки являются фактором не только сопротивления деформируемой заготовки пластическим деформациям, но и проявления динамических свойств КПМ (скорость и масса перемещающихся звеньев главного исполнительного механизма (ГИМ), их упругая податливость, зазоры в кинематических парах и трение сопрягаемых поверхностей).

Особенно ошутимо динамические факторы проявляются в технологических процессах холодной объемной штамповки, осуществляемых на быстроходных кривошипных прессах и автоматах, которые описаны в настоящем учебнике.

Автоматизированные технологические процессы холодной объемной штамповки являются наивысшей формой труда с минимальным участием человека. Создание и широкое внедрение автоматов во все отрасли машиностроения является средством получения изделий, отвечающих наивысшему уровню показателей качества.

Автоматом называется самоуправляющаяся технологическая машина, которая при осуществлении технологического процесса в заданной последовательности операций производит все рабочие и все вспомогательные ходы рабочего цикла обработки. При этом функции рабочего, обслуживающего автомат, сводятся к его контролю за работой.

ОСОБЕННОСТИ ХОЛОДНОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ  
МЕТАЛЛОВ И СПЛАВОВ1.1. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ  
О МЕХАНИЗМЕ ХОЛОДНОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ

Приложение внешних, изменяющихся во времени, сил со стороны средств обработки (машины-штампа) к твердому, имеющему кристаллическое строение телу (заготовке), находящемуся в холодном состоянии ( $T \approx 20^\circ\text{C}$ ), вызывает не только изменение его формы и размеров, но и существенные изменения механических свойств материала, из которого изготавливается это твердое тело [3, 6, 25, 29, 31].

Внешняя нагрузка приводит к изменению межатомных расстояний в кристаллической решетке, которое сопровождается вначале *упругой* (обратимой), а затем *пластической* (остаточной) деформацией тела.

В процессе *упругой* деформации расстояние между атомами становится меньше или больше нормального, характеризуемого параметрами атомной решетки. В результате изменяется объем тела, возникают напряжения и накапливается потенциальная энергия, большая часть которой расходуется на восстановление первоначальных размеров и формы тела при снятии внешней нагрузки, а оставшая (меньшая) часть - на преодоление внутреннего трения, и переходит в теплоту.

В теории упругости принимают металл однородным и изотропным, не изменяющим свойств в процессе и в результате деформирования, а также подчиняющимся обобщенному закону Гука, сформулированному им на основе опытных данных в 1676 г., о пропорциональности между напряжениями и относительными деформациями.

В общем случае трехмерной задачи уравнения связи относительных деформаций (удлинение и укорочение) и напряжений (нормальных) записываются в виде обобщенного закона Гука:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)],$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)],$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)],$$

где  $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$  - относительные деформации тела вдоль осей  $x, y, z$ , вызывающие соответственно напряжения  $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ ;

$E = \text{const}$  - модуль нормальной упругости;  $\nu$  - коэффициент Пуассона, равный отношению поперечного относительного укорочения при растяжении образца к его продольному относительному удлинению.

Для одномерной задачи, когда  $\varepsilon_y = \varepsilon_z = 0$  и  $\sigma_y = \sigma_z = 0$ , получаем закон Гука в чистом виде, полученный им при практически неизменяющейся (квазистатически действующей) внешней силе,  $\sigma = E\varepsilon$ .

Связь между относительными сдвиговыми деформациями  $\gamma$  и напряжениями  $\tau$  (касательными) определяется уравнениями:

$$\gamma_{xy} = \frac{1}{G} \tau_{xy},$$

$$\gamma_{yz} = \frac{1}{G} \tau_{yz},$$

$$\gamma_{xz} = \frac{1}{G} \tau_{xz},$$

где  $G$  - модуль упругости материала при сдвиге,

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} = \text{const}.$$

Следовательно, упругое состояние твердого тела и его механические свойства (деформации и напряжения) однозначно могут быть определены двумя упругими постоянными: модулем нормальной упругости  $E$  и коэффициентом Пуассона, имеющи-

ми дискретное значение для каждого из подлежащего обработке вида материала в зависимости от его химического состава и температуры нагрева.

Влияние химического состава на модуль упругости материала характеризуется наличием легирующих элементов и их количеством, и может быть связано с изменением межатомного расстояния в кристаллической решетке и сил межатомного взаимодействия. Легирование может увеличивать и уменьшать модуль упругости в зависимости от взаимного соотношения между силами связи атомов растворенного элемента и растворителя, с одной стороны, и силами межатомного взаимодействия в решетке растворителя, с другой. Если первые больше, то легирование приводит к повышению модуля упругости.

Кроме изменения сил межатомного взаимодействия в решетке основного компонента, при легировании могут происходить определенные структурные изменения, которые также заметно влияют на величину постоянных упругости.

Поскольку химический состав металла и количественное содержание в нем легирующих элементов устанавливаются при выплавке металла, то при расчете технологических операций штамповки и соответствующего оборудования количественные значения постоянных упругости принимаются по данным испытаний завода, поставляющего металл.

Влияние температуры на модуль упругости так же, как и легирующих элементов, связано с величиной сил межатомного взаимодействия, зависящих от расстояния между атомами кристаллической решетки. Между температурами фазовых превращений изменение модуля упругости, согласно закону, установленному С. Н. Курнаковым, происходит по следующей зависимости:

$$E_{T_2} = E_{T_1} e^{\alpha(T_1 - T_2)}$$

где  $E_{T_1}$ ,  $E_{T_2}$  - модули упругости соответственно при температурах  $T_1$  и  $T_2$ ;  $\alpha$  - константа, зависящая от рода сплава. Поскольку холодная объемная штамповка стали начинается, как правило, при температуре  $T_1 \approx 20^\circ\text{C}$ , а температура деформационного нагрева не превышает  $250 - 300^\circ\text{C}$ , т.е. не достигает температуры фазовых превращений, то ее влиянием на изменение модуля упругости можно пренебречь.

При выборе начальной температуры штамповки (теплой, полугорячей, горячей) следует учитывать, что повышение температуры на  $100^\circ\text{C}$  приводит к уменьшению модуля упругости в среднем на 2 - 4 % по сравнению с его значением при  $20^\circ\text{C}$ .

Необратимое изменение формы тела без нарушения его сплошности под действием внешней нагрузки, называемое *пластической деформацией*, является следствием принудительного необратимого перемещения групп атомов в отдельных зернах и представляет собой сложный процесс.

Пластическое деформирование монокристалла может происходить в основном двумя путями: скольжением и двойникованием.

Скольжение, представляющее собой параллельное смещение тонких слоев монокристалла относительно смежных, проявляется уже при статическом нагружении. Двойникование представляет собой смещение атомов, расположенных в плоскостях, параллельных "плоскости двойникования", на расстояния, пропорциональные расстоянию этих плоскостей от плоскости двойникования, когда ребра кристаллической решетки, первоначально наклоненные к плоскости двойникования под углом  $\alpha < \pi/2$ , поворачиваются на угол  $\pi - 2\alpha$ . Двойникование сопутствует скольжению, его плоскости совпадают с плоскостями скольжения и в наибольшей мере проявляется при деформировании ударом. Понимая под ударом изменение импульсной нагрузки в тысячные доли секунды, когда  $t = \frac{\pi}{2p_c} \leq 0,003$  с,

( $p_c$  - частота собственных колебаний системы) можно в противовес общепринятой гипотезе о том, что "у металлов процесс пластической деформации в основном осуществляется за счет скольжения" [28], выдвинуть гипотезу о том, что у металлов процесс пластической деформации, особенно в холодном состоянии, начинается за счет двойникования и происходит при дальнейшем росте нагрузки за счет *двойникования и скольжения* поскольку продолжительность  $t$  упругой деформации системы пресс-штамп-заготовка, характеризуемая частотой  $p_c$ , намного меньше критерия импульсивности нагрузки, а коэффициент жесткости подлежащей деформированию в холодном состоянии

заготовки  $C_z$  много больше коэффициента жесткости  $C_{пр}$  средств обработки.

Общее остаточное формоизменение поликристаллического тела складывается из пластических деформаций составляющих его зерен (изменения их формы и размеров) и их относительного смещения.

В первую очередь пластическая деформация возникает в зернах с наиболее благоприятной ориентировкой плоскостей скольжения, т.е. такой, при которой последние совпадают с площадками действия наибольших касательных напряжений, вызываемых данной системой сил. Остальные зерна деформируются упруго и могут получать только относительное смещение. По мере увеличения деформируемых сил касательные напряжения, действующие в менее благоприятно ориентированных плоскостях скольжения, достигают значения, необходимого для начала пластической деформации, причем последней начинает подвергаться все возрастающее число зерен поликристалла.

Из изложенного следует важный вывод о том, что пластическая деформация металлов в холодном состоянии начинается не после завершения упругих деформаций, а всегда сопровождается его продолжающейся упругой деформацией, т.е. запас потенциальной энергии упругой деформации постоянно возрастает вместе с возрастанием внешней нагрузки до момента разрушения образца.

## 1.2. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ДЕФОРМАЦИИ

Как отмечалось выше, твердое тело под действием внешней нагрузки деформируется вначале только упруго, а затем упруго-пластически. Накопленная в течение действия нагрузки упругая деформация сопровождается некоторым изменением объема и исчезает после снятия нагрузки, а тело восстанавливает свой первоначальный объем и размеры.

При увеличении внешних усилий с момента окончания начальных упругих деформаций, когда напряжения в теле достигнут определенной величины, называемой пределом текучести, начинается остаточная пластическая деформация, которая остается после снятия внешней нагрузки. При этом объем тела изменяется столь незначительно, что им можно пренебречь.

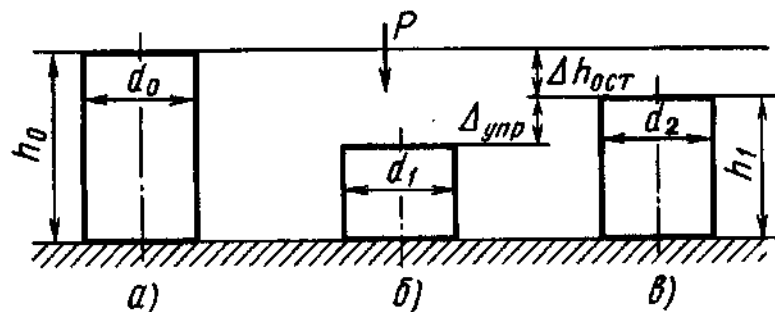


Рис. 1.1. Схема упругопластического деформирования при осадке образца:

а - до приложения нагрузки;  
б - в конце осадки; в - после снятия нагрузки

Отсюда следует основное условие теории обработки металлов давлением, согласно которому "объем тела до пластической деформации равен его объему после деформации".

В действительности объем тела в процессе и в результате упругопластической деформации не остается неизменным. В процессе пластической деформации (рис. 1.1) объем тела отличается от начального ввиду того, что пластической деформации всегда предшествует упругая, которая увеличивается с возрастанием усилия, т.е.

$$h_0 d_0^2 \neq [h_0 - (\Delta h_{ост} + \Delta h_{упр})] d_1^2.$$

После снятия внешних усилий упругая деформация  $\Delta h_{упр}$  исчезает и тело восстанавливает начальный объем, т.е.  $h_0 d_0^2 = h_1 d_2^2$ .

По этим причинам размеры тела после деформации отличаются от размеров рабочих частей инструмента: диаметр стержня изделия после редуцирования или выдавливания становится несколько больше отверстия матрицы, а высота поковки - больше расстояния между половинами штампа после окончания осадки.

Условие постоянства объема сохраняется и при осадке (высадке) утолщений на длинных стержнях (рис. 1.2), когда упругой деформации подвергается вся заготовка длиной  $l_z$  и эта деформация имеет большее значение по сравнению с упругой деформацией только высаживаемой части. Эту особенность не-

обходимо учитывать при наладке кузнечно-прессовой машины, когда после снятия нагрузки отштампованное изделие может выступить за пределы "зеркала" матрицы, в которой оно подвергалось деформированию.

Физический смысл процесса пластического деформирования наиболее полно отражают истинные (логарифмические) степени деформации, позволяющие определить непрерывное изменение размеров тела в процессе деформирования и обладающие свойством аддитивности (суммированием поэтапных значений деформации), что особенно важно при многопереходной штамповке.

При растяжении цилиндрического стержня от исходной длины  $l_0$  до конечной  $l_n$  за несколько этапов ( $l_1, l_2, l_3, \dots, l_n$ ) истинное относительное удлинение:

$$\varepsilon_z = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \dots + \varepsilon_n = \frac{l_1 - l_0}{l_0} + \frac{l_2 - l_1}{l_1} + \dots + \frac{l_n - l_{n-1}}{l_{n-1}} = \int_{l_0}^{l_n} \frac{dl}{l} = \ln \frac{l_n}{l_0}.$$

Понятие и величину условной относительной степени деформации  $\psi$  обычно используют для определения изменения конечных размеров изделия

$$\psi = \frac{l_n - l_0}{l_0} = \frac{\Delta l}{l_0}.$$

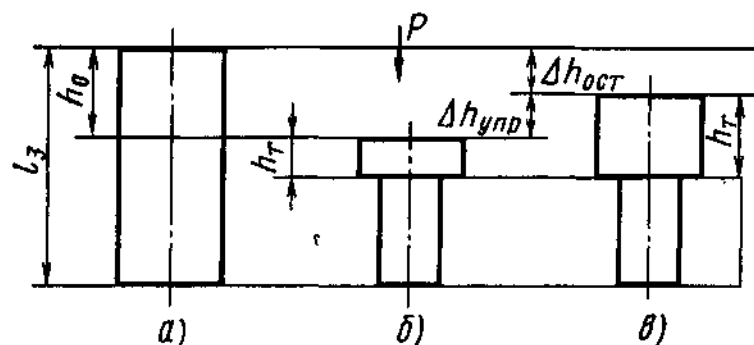


Рис. 1.2. Схема упрягопластического деформирования при высадке утолщений на длинных стержнях:  
а - до приложения нагрузки;  
б - в конце высадки; в - после снятия нагрузки

Поскольку условная относительная степень деформации не обладает свойством аддитивности, т.е.

$$\psi \neq \psi_1 + \psi_2 + \dots + \psi_n,$$

то при расчете поэтапных значений степеней деформации и размеров изделия удобно пользоваться соотношениями

$$\varepsilon = \ln \frac{1}{1 - \psi};$$

$$\psi = 1 - e^{-\varepsilon}.$$

Исходя из условия аддитивности логарифмических деформаций, условие постоянства объема (несжимаемости тела) при пластическом деформировании записывается следующим образом:

$$\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3 = 0,$$

где  $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$  - главные логарифмические деформации.

Абсолютные деформации образца (удлинение при растяжении  $\Delta l$  или укорочение при сжатии  $\Delta h$ ), по значениям которых рассчитывают рабочие ходы подвижного деформирующего инструмента, в соответствии с изложенным равны

$$\begin{cases} \Delta l = l_0 \psi_p \\ \Delta h = h_0 \psi_{сж} \end{cases}$$

где  $\psi_p, \psi_{сж}$  - относительные условные степени деформации соответственно при растяжении и сжатии,

$$\psi_p = \frac{l_n - l_0}{l_0},$$

$$\psi_{сж} = \frac{h_0 - h_k}{h_0},$$

где  $h_0, h_k$  - соответственно начальная и конечная высота образца.

В соответствии с законом наличия упругой деформации при пластическом деформировании и наличия упругой деформации перед пластическим деформированием можно записать

$$\Delta l = \Delta l^y + \Delta l^{np},$$

$$\Delta h = \Delta h^y + \Delta h^{np},$$

где  $\Delta l^y, \Delta l^{np}$  - упругая и пластическая деформация образца при растяжении;  $\Delta h^y, \Delta h^{np}$  - то же при сжатии.

Учет этого закона изменяет традиционно принятое отношение к роли упругих деформаций, соответственно которому считается, что ввиду малости ими можно пренебречь.

На рис. 1.3 представлен график зависимости абсолютных деформаций ( $\Delta l, \Delta h$ ) от внешней нагрузки, прилагаемой к стальному цилиндрическому образцу, в предположении, что коэффициент жесткости образца в 4 - 5 раз меньше коэффициента жесткости средств нагружения.

Следуя традиционному подходу, по усилию  $P_A$  в т. А определяют предел текучести материала образца:

$$\sigma = \frac{P_A}{F_0}$$

(где  $F_0$  - площадь поперечного сечения образца перед нагружением), а по длине отрезка  $\Delta l_A = OA_1$  судят об абсолютной упругой деформации образца, и по тангенсу угла наклона  $\beta$  прямой  $OA$  к оси абсцисс - о модуле упругости:  $E = \operatorname{tg} \beta$ .

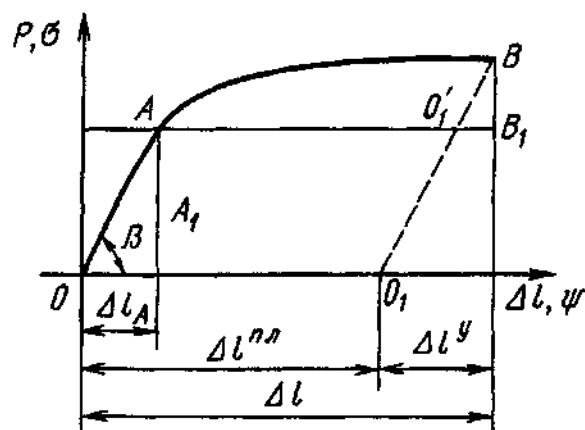


Рис. 1.3. График зависимости абсолютного  $\Delta l$  и относительного удлинения  $\psi$  при растяжении образца от растягивающего усилия  $P$  и напряжения  $\sigma$

Тогда  $\Delta l^{np} = \Delta l - \Delta l_A, \Delta l^y = \Delta l_A$ .

Такой подход позволяет определить параметры начальной упругой деформации, предшествующей пластической. Реальная величина упругих деформаций и их роль в балансе энергии, затраченной на деформирование заготовки, определяется конечным усилием деформирования, при котором процесс пластической деформации прерывается, т.е. усилием  $P_B$  в точке В.

Поскольку прямые  $OA$  и  $O_1B$  параллельны, можно записать

$$\frac{P_A}{\Delta l_A} = \frac{P_B}{\Delta l_y} \text{ и } \Delta l^y = \frac{P_B}{P_A} \Delta l_A, \Delta l^{np} = \Delta l - \Delta l^y$$

Очевидно, что упругая деформация заготовки  $\Delta l^y$  в конечный момент пластической деформации настолько больше начальной упругой деформации  $\Delta l_A$ , насколько конечное усилие деформирования  $P_B$  больше начального  $P_A$  и, соответственно, насколько истинное напряжение образца после деформации больше его предела текучести.

Внешняя нагрузка, прилагаемая к твердому телу при его деформировании средствами обработки, изменяется во времени и, следовательно, зависит от скорости перемещения рабочего органа КПМ, на котором закрепляется подвижная часть штамповой оснастки. Эту скорость называют скоростью деформирования. Изменение скорости деформирования во время обработки заготовки зависит не только от особенностей кинематики привода рабочего звена (ползуна) главного исполнительного механизма (ГИМ) КПМ и частоты вращения его ведущего звена (кривошипа), но и от сопротивления образца деформации. Очевидно, что и изменение удельного смещения объема заготовки (степени деформации) также происходит во времени. Такое изменение степени деформации  $\epsilon$  в единицу времени  $t$  называют скоростью деформации, т.е.

$$\dot{\epsilon} = \frac{d\epsilon}{dt};$$

$$\dot{\epsilon}_1 = \frac{d\epsilon_1}{dt}, \dot{\epsilon}_2 = \frac{d\epsilon_2}{dt}, \dot{\epsilon}_3 = \frac{d\epsilon_3}{dt},$$

где  $\dot{\epsilon}_1, \dot{\epsilon}_2, \dot{\epsilon}_3$  - скорости деформации в направлении соответственно главных осей линейных логарифмических деформаций  $\epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3$ .

Между скоростями перемещения рабочего звена ГИМ (скорость деформирования  $v$ ) и деформации  $\dot{\epsilon}$  существует прямопропорциональная зависимость, например, для осадки

$$\epsilon_1 = \frac{d\epsilon}{dt} = \frac{d}{dt} \ln \frac{h}{h_0} = \frac{1}{h} \frac{dh}{dt} = \frac{v}{h},$$

где  $h_0, h$  - соответственно исходная и текущая высота деформируемого образца.

При решении задач для различных схем напряженно-деформированного состояния, характерных для многочисленных операций холодной объемной штамповки, пользуются следующими характеристиками: интенсивность деформации, скорость деформаций и напряжения. Между ними существуют следующие математические зависимости соответственно:

$$\epsilon_n = \frac{\sqrt{2}}{3} [(\epsilon_1 - \epsilon_2)^2 + (\epsilon_2 - \epsilon_3)^2 + (\epsilon_3 - \epsilon_1)^2]^{1/2},$$

$$\dot{\epsilon}_n = \left\{ \frac{2}{3} [(\dot{\epsilon}_1 - \dot{\epsilon}_2)^2 + (\dot{\epsilon}_2 - \dot{\epsilon}_3)^2 + (\dot{\epsilon}_3 - \dot{\epsilon}_1)^2] \right\}^{1/2},$$

$$\sigma_n = \frac{\sqrt{2}}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{1/2}.$$

Из изложенного выше следует важный вывод о том, что между основными параметрами технологического процесса деформирования твердого тела (степень и скорость деформации) и средств обработки (перемещение рабочего органа и скорость деформирования) существует прямопропорциональная взаимосвязь, которая определяет необходимость выполнения не раздельного анализа деформируемого твердого тела и КПМ, как это традиционно принято, а их совместного взаимодействия в составе единой системы пресс-штамп-заготовка.

### 1.3. ВЛИЯНИЕ СТЕПЕНИ И СКОРОСТИ ДЕФОРМАЦИИ НА ИЗМЕНЕНИЕ ЭНЕРГОСИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА И КУЗНЕЧНО-ПРЕССОВЫХ МАШИН

Приложение внешней нагрузки к твердому деформируемому телу в процессе холодной объемной штамповки приводит к значительному изменению механических, физических и химических свойств металла: увеличиваются пределы упругости, пропорциональности, прочность, твердость и электрическое сопротивление и одновременно уменьшаются показатели пластичности (относительные удлинение и сужение, ударная вязкость), сопротивление коррозии и теплопроводность. Совокупность этих явлений называется *упрочнением* (наклепом).

Упрочнение принято объяснять в большей мере возрастающим с увеличением степени деформации сопротивлением смещению дислокаций. Увеличение прочностных показателей происходит особенно интенсивно на начальных стадиях деформации при относительных степенях  $\psi \leq 0,25$ , при дальнейшем повышении которых упрочнение происходит менее интенсивно.

При больших степенях деформации образца, которые характерны для напряжений больших предела текучести, об упрочнении судят по изменению истинного напряжения, равного частному от деления усилия в определенный момент времени на площадь поперечного сечения образца в тот же момент. Истинное напряжение является пределом текучести упрочненного материала. Значение этого напряжения определяют по кривым упрочнения, представляющим собой зависимость между сопротивлением деформации (истинного напряжения) от степени деформации (относительной  $\psi$  или, чаще - логарифмической  $\epsilon$ ). При построении таких кривых изменением напряжения на линейном участке роста усилия от нуля до предела текучести пренебрегают, начиная построение с предела текучести, соответствующего моменту начала пластической деформации. При этом построение кривых упрочнения выполняют по результатам испытаний образцов на растяжение (реже сжатие) в статистических условиях, т.е. практически пренебрегая влиянием динамики на-

гружения, которая всегда имеет место в реальных условиях производства.

В процессе разработки и опытной проверки технологического процесса холодной объемной штамповки и прогнозирования результатов упрочнения отштампованных деталей удобно пользоваться эмпирическими формулами, устанавливающими взаимосвязь между истинным напряжением  $\sigma_s^*$ , пределом прочности материала на растяжение  $\sigma_b$  перед штамповкой и относительной степенью деформации  $\psi$ :

$$\sigma_s^* = 0,9\sigma_b(1 + 2\psi) - \text{для отожженных материалов};$$

$$\sigma_s^* = \sigma_b(1 + 1,6\psi) - \text{для калиброванных материалов}.$$

При значениях  $\sigma_s^*$ , заданных требованиями стандартов на классы прочности, и  $\sigma_b$ , полученных при испытаниях на растяжение исходного материала, эти зависимости могут быть использованы для определения относительной условной степени деформации  $\psi$  и логарифмической степени деформации  $\varepsilon$ , а уже по ним - для расчета соответствующих размеров заготовки и полуфабрикатов по переходам штамповки.

На изменение показателей упрочнения материала обрабатываемой в холодном состоянии заготовки оказывает существенное влияние скорость деформации, являющаяся достаточно точной характеристикой динамического процесса нагружения.

Как отмечалось выше, сталь сохраняет состояние упругости в течение всего процесса нагружения даже при напряжениях, превышающих статический предел текучести, когда скорость деформации  $\dot{\varepsilon} = 10^{-1} \dots 10^{-6} \text{ с}^{-1}$ . Наиболее четко это явление проявляется у мягких сталей с ярко выраженной площадкой текучести. С увеличением содержания углерода в стали и при упрочнении это свойство проявляется в меньшей степени (рис. 1.4).

Базируясь на результатах исследований отечественных и зарубежных ученых, поведение материалов при испытаниях с различными скоростями можно характеризовать тремя диапазонами скоростей деформации:

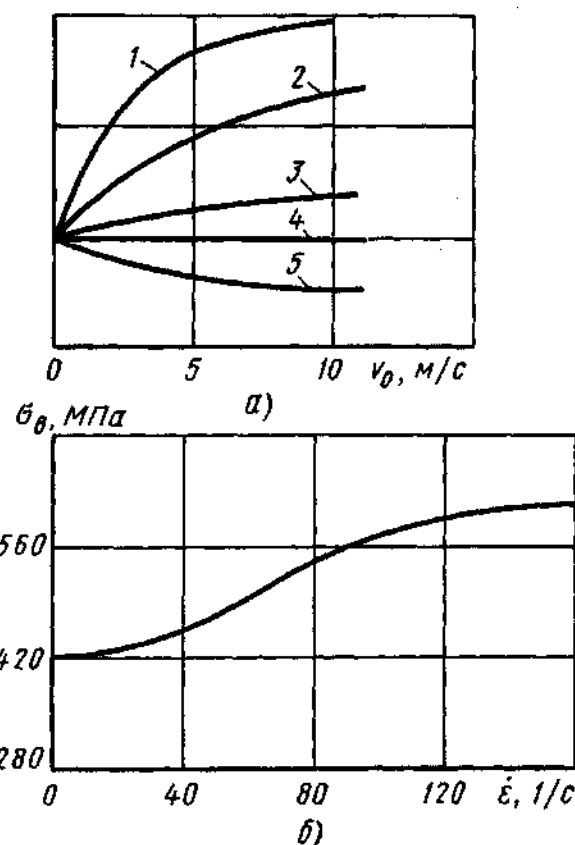


Рис. 1.4. Графики зависимости:

а - статического предела текучести от скорости удара:

1 - Армко железо ( $\sigma_{ст} = 250 \text{ МПа}$ ); 2 - Сталь 45 ( $\sigma_{ст} = 400 \text{ МПа}$ );

3 - 30ХГСА ( $\sigma_{ст} = 680 \text{ МПа}$ ); 4 - 30Х ( $\sigma_{ст} = 1550 \text{ МПа}$ );

5 - ШХ15 ( $\sigma_{ст} = 2080 \text{ МПа}$ );

б - предела прочности от скорости деформации

квазистатические испытания со скоростями деформации  $\dot{\varepsilon} = 10^{-4} \dots 10^{-3} \text{ с}^{-1}$ , когда механические свойства материала (предел текучести) не изменяются и  $\sigma_s = \text{const}$ , а для описания поведения материала можно использовать условия одноосного растяжения или сжатия, а также квазистатическую зависимость напряжения от деформации (закон Гука,  $\sigma = \varepsilon E$ );

скорости деформации от  $10^{-2}$  до  $10^2$  с $^{-1}$  являются промежуточными. В этом диапазоне становятся заметными эффекты скорости деформации, проявляющиеся в увеличении предела текучести, когда динамический предел текучести  $\sigma_{sd}$  превышает его

статическое значение  $\sigma_{ст}$ , т.е.  $\frac{\sigma_{sd}}{\sigma_{ст}} > 1$ , но для некоторых мате-

риалов влиянием скорости деформации еще можно пренебречь. Во всяком случае это влияние должно быть выявлено экспериментальным путем;

скорости деформации от  $10^3$  с $^{-1}$  и выше характеризуют высокоскоростное деформирование, когда особенно важным становится учет инерции и эффект распространения ударных волн, и согласно исследованиям Сен-Венана между напряжением  $\sigma$  и скоростью  $v$  деформирования увеличивается прямопропорциональная связь:

$$\sigma_{sd} = v \left( \frac{E\rho}{g} \right)^{1/2},$$

где  $E$  - модуль упругости материала;  $\rho$  - плотность материала;  $g$  - ускорение свободного падения.

В процессе холодной объемной штамповки до 75 - 90 % затраченной энергии переходит в теплоту и 10 - 25 % остается в деформированном теле в виде остаточных напряжений.

Выделяющаяся теплота повышает температуру тела. Температура тела зависит не только от выхода теплоты и степени деформации, но и от скорости деформации, так как теплота деформации не только нагревает металл, но и рассеивается в окружающее пространство с тем меньшей скоростью, чем выше скорость деформации. Повышение температуры  $\Delta T$  некоторого объема тела в адиабатических условиях определяется зависимостью

$$\Delta T = \frac{\sigma_i \dot{\epsilon}_i}{c\rho} dt,$$

где  $\sigma_i$  - интенсивность напряжений в рассматриваемом объеме тела;  $\dot{\epsilon}_i$  - интенсивность скоростей деформаций;  $c, \rho$  - соответственно удельная теплоемкость и плотность тела;  $dt$  - время деформации рассматриваемого объема тела.

При нагреве до определенных температур амплитуда тепловых колебаний атомов увеличивается настолько, что облегчает возвращение атомов в положение равновесия, выравнивая упругие деформации зерен и приводит к снижению остаточных напряжений после снятия внешних усилий, уменьшению сопротивления деформированию и увеличению пластичности. Это явление называется *возвратом*. Возврат протекает во времени: с увеличением температуры скорость возврата увеличивается. Эффект его зависит от соотношения между температурой и скоростью деформации.

Увеличение температуры деформируемого металла более температуры возврата ведет к возникновению *рекристаллизации*, которая заключается в появлении зародышей, возникновении и росте новых зерен взамен деформированных. Рекристаллизация так же, как и возврат, происходит во времени с некоторой скоростью, которая зависит от температуры и степени деформации. Чем выше температура и степень деформации, которую получает деформирующее тело, тем выше скорость рекристаллизации. Конечный результат зависит от соотношения между скоростью деформации и скоростью рекристаллизации. Температура начала рекристаллизации зависит от степени предшествующей деформации: чем больше степень деформации, тем больше искажения кристаллов, тем легче и при более низких температурах происходит рекристаллизация. При рекристаллизации металл полностью разупрочняется и пластичность повышается до уровня, соответствующего первоначальному неупрочненному состоянию. В основном температура начала рекристаллизации определяется температурой плавления и, как установил А. А. Бочвар, составляет при больших деформациях для металлов обычной чистоты примерно  $0,4T_{пл}$  (450 - 500 °C).

При холодной объемной штамповке стальных деталей температура их нагрева достигает 200 - 300 °C при средних скоростях деформации. Очевидно, что при таких температурах рекристаллизация, если и происходит, то менее интенсивно в зависимости от скорости деформации, т.е. отсутствует при квазистатических скоростях деформации, когда теплота успевает рассеяться в окружающую среду. О влиянии теплового эффекта на изменение соотношений динамического  $\sigma_{sd}$  и статического  $\sigma_{ст}$  пределов текучести можно ориентировочно судить по данным С. И. Губкина (табл. 1.1).

**1.1. Соотношение  $\sigma_{зд}/\sigma_{ст}$  динамического и статического пределов текучести при различных скоростях и температурах деформации**

| $\epsilon_d/\epsilon_{ст}$ | $\sigma_{зд}/\sigma_{ст}$ при $T/T_{пл}$ : |                 |                 |
|----------------------------|--------------------------------------------|-----------------|-----------------|
|                            | $\leq 0,3$                                 | $0,3 \dots 0,5$ | $0,5 \dots 0,7$ |
| 10                         | 1,05 ... 1,1                               | 1,1 ... 1,15    | 1,15 ... 1,30   |
| 100                        | 1,10 ... 1,22                              | 1,22 ... 1,32   | 1,32 ... 1,70   |
| 1000                       | 1,16 ... 1,34                              | 1,34 ... 1,52   | 1,52 ... 2,20   |
| Свыше 1000                 | 1,10 ... 1,25                              | 1,25 ... 1,75   | 1,75 ... 2,50   |

В современной теории обработки металлов давлением, основанной на результатах испытаний при квазистатических скоростях деформации ( $\dot{\epsilon} = 10^{-4} \dots 10^{-3} \text{ с}^{-1}$ ), когда процессы рекристаллизации не успевают произойти и температурный эффект отсутствует, принято считать, что сопротивление деформации не зависит от скорости и происходит только упрочнение деформируемого тела. Пренебрегают и *релаксацией*, заключающейся в том, что в процессе и в результате деформации происходит переход с определенной скоростью упругих деформаций в пластические. Пластическое деформирование происходит внутри тела с меньшей скоростью, чем упругое. Поэтому при больших скоростях деформации доля упругой деформации больше, чем при малых. Чтобы получить заданную степень остаточной деформации при высоких скоростях деформации, нужно приложить большее усилие, чем при малых скоростях. По этой причине повышение скорости деформации при холодной объемной штамповке увеличивает сопротивление деформированию.

Учитывая это, а также фактор повышения температуры деформационного нагрева тела, можно сделать вывод о том, что при холодной объемной штамповке необходимо учитывать одновременно действующие *упрочнение, рекристаллизацию и релаксацию напряжений (усилий)* как результат деформирования тела с заданными значениями скоростей деформации и деформирования.

Важность этого вывода подчеркивается необходимостью повышения точности методов определения энергосиловых параметров технологического процесса холодной объемной штамповки и соответствующих кузнечно-прессовых машин, особенно высокоскоростных автоматов.

Выделяющаяся в процессе холодного деформирования заготовки теплота влияет не только на изменение механических свойств самой заготовки, но и на стойкость штамповой оснастки и экологичность окружающей среды.

Напряжения, действующие в инструменте и влияющие на его стойкость, создаются не только внешними нагрузками со стороны рабочего звена главного исполнительного механизма КПМ и со стороны деформируемого тела, но также перепадом температур поверхностного слоя в глубине инструмента.

Баланс теплосодержания в деформируемой заготовке в общем виде можно представить выражением:

$$Q = Q_0 + Q_{\phi} + Q_{тр} - Q_{и} - Q_{рас},$$

где  $Q_0$  - теплота заготовки перед штамповкой при комнатной температуре ( $T_0 = 20^\circ \text{C}$ );  $Q_{\phi}$ ,  $Q_{тр}$  - теплота за счет преобладания работы соответственно формоизменения и контактного трения в штампе;  $Q_{и}$  - теплота, уносимая изделием;  $Q_{рас}$  - рассеиваемая теплота (отводимая от заготовки инструментом и окружающей средой - смазкой, воздухом).

Напряжения, возникаемые в инструменте в конце деформирования, можно определить по формуле

$$\sigma_{и} = \frac{E \alpha (T_0 - T)}{1 - \nu},$$

где  $E$ ,  $\nu$  - соответственно модуль упругости и коэффициент Пуассона материала инструмента;  $T$ ,  $T_0$  - соответственно конечная и начальная температуры деформируемого тела;  $\alpha$  - коэффициент теплового расширения.

## ТЕХНОЛОГИЯ ХОЛОДНОЙ ОБЪЕМНОЙ ШТАМПОВКИ НА АВТОМАТАХ

Технологический процесс - это часть общего производственного процесса создания изделия, например, автомобиля, содержащая действия по изменению и последующему определению состояния деталей, составляющих изделие. Он представляет собой совокупность операций, изменяющих форму и размеры деталей, их свойства и внешний вид под действием на материалы и полуфабрикаты соответствующими орудиями труда (штампами и КПМ). Технологические процессы совершаются за счет затраты и преобразования энергии.

На характер технологического процесса холодной объемной штамповки (ХОШ) существенное влияние оказывают: физическое состояние и механические свойства обрабатываемой заготовки, вид производства (мелкосерийное, серийное, крупносерийное и массовое), режим обработки (усилие, скорости деформирования и деформации) и схема напряженно-деформированного состояния, а также форма организации процесса (непрерывный или прерывный процесс, последовательный, параллельный или последовательно-параллельный).

Время, необходимое для осуществления машиной технологического процесса обработки данной детали, т.е. для выполнения всех технологических операций, является машинным технологическим циклом процесса;

$$t_{\text{маш}} = t_p + t_{\text{всп}}$$

$t_{\text{маш}}$  - продолжительность (время) машинного технологического цикла;  $t_p$  - продолжительность основных (рабочих) операций;

$t_{\text{всп}}$  - продолжительность вспомогательных (холостых) операций.

Чем меньше время технологического цикла, тем выше показатели качества технологического процесса и орудий труда, т.е. их технико-экономически обоснованная производительность. При этом важную роль играет не только выбор технологических операций из числа известных и постоянно совершенствующихся, но и последовательности их осуществления, что в итоге сказывается на совершенстве большинства показателей качества не только технологического процесса, но и кузнечно-прессовой машины.

## 2.1. НОМЕНКЛАТУРА И КЛАССИФИКАЦИЯ ДЕТАЛЕЙ И СПОСОБОВ ОБРАБОТКИ ХОЛОДНЫМ ОБЪЕМНЫМ ДЕФОРМИРОВАНИЕМ

Высокие технико-экономические показатели ХОШ создали устойчивую тенденцию к ее широкому применению для изготовления точных заготовок и деталей с высокими значениями коэффициента использования материала и производительности в машиностроительных отраслях с крупносерийным, массовым и даже мелкосерийным производством. О масштабах применения холодной объемной штамповки можно судить, например, по таким данным: масса заготовок, обрабатываемых ХОШ на автоматах, возросла с 0,027 кг в 1939 г. до 15 кг в настоящее время; число наименований деталей, обрабатываемых ХОШ в автомобилестроении, около 40; общая масса деталей, получаемых ХОШ, достигает 15 % общего объема поковок.

Применение методов ХОШ взамен обработки резанием позволяет не только повысить прочность изделий, но и значительно (в 2 - 2,5 раза) снизить расход металла и повысить в 10 - 15 раз производительность, что иллюстрируется практическими данными по изготовлению крепежных деталей автомобиля (табл. 2.1).

В табл. 2.2 показаны некоторые относительно небольшие осесимметричные детали автомобилей, изготавливаемые на автоматах для холодной объемной штамповки.

2.1. Сравнительные показатели\* эффективности холодной высадки и механической обработки

| Изделие                       | Расход металла на 1 т изделий, кг | Трудоемкость изготовления 1 т изделий, станко-ч |
|-------------------------------|-----------------------------------|-------------------------------------------------|
| Шпилька ступицы колеса ГАЗ-51 | 2200/1073                         | 310/26,3                                        |
| Болт с шестигранной головкой  | 2260/1004                         | 376/77,6                                        |
| Гайка шестигранная            | 2351/1324                         | 702/117,6                                       |

\* В числителе - при механической обработке, в знаменателе - при холодной высадке.

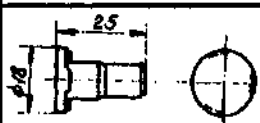
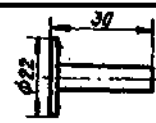
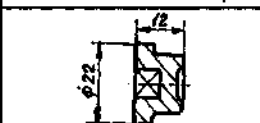
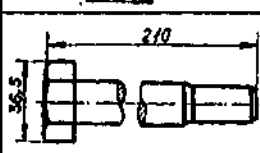
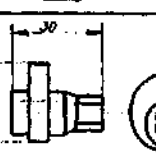
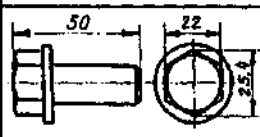
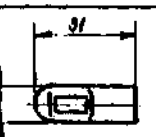
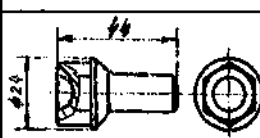
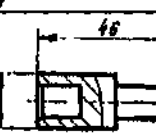
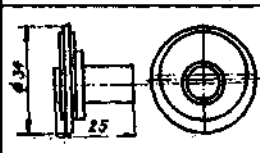
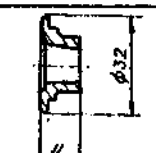
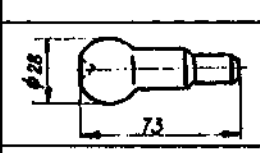
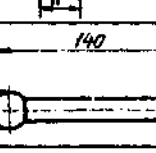
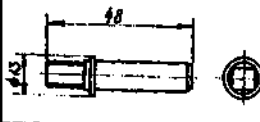
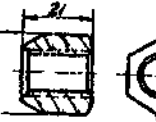
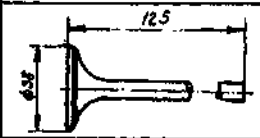
**2.2. Примеры деталей автомобилей,  
изготавливаемых на автоматах для холодной объемной штамповки**

| Деталь            | Эскиз | Деталь               | Эскиз |
|-------------------|-------|----------------------|-------|
| Ось               |       | Призма клапана       |       |
| Заклепка          |       | Гайка регулировочная |       |
| Болт              |       | Ось эксцентриковая   |       |
| Стержень          |       | Колпачок             |       |
| Гайка с буртиком  |       | Ключ                 |       |
| Колпачковая гайка |       | Болт                 |       |
| Поршень           |       | Патрон рукава        |       |
| Заклепка          |       | Болт специальный     |       |

Продолжение табл. 2.2

| Деталь            | Эскиз | Деталь           | Эскиз |
|-------------------|-------|------------------|-------|
| Болт шатуна       |       | Болт специальный |       |
| Болт специальный  |       | Винт специальный |       |
| Гайка специальная |       | Заглушка         |       |
| Винт специальный  |       | Ось приводная    |       |
| Тарелка вентиля   |       | Гайка            |       |
| Болт шатуна       |       | Ключ гаечный     |       |
| Болт специальный  |       | Эксцентрик       |       |
| Патрон рукава     |       | Ниппель          |       |

Продолжение табл. 2.2

| Деталь                       | Эскиз                                                                               | Деталь          | Эскиз                                                                               |
|------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|-----------------|-------------------------------------------------------------------------------------|
| Болт специальный             |    | Винт            |    |
| Пробка                       |    | Заклепка        |    |
| Болт                         |    | Эксцентрик      |    |
| Болт с подголовком           |    | Серьга          |    |
| Винт с углублением в головке |    | Патрон рукава   |    |
| Эксцентрик                   |    | Тарелка вентиля |    |
| Шаровой палец                |   | Болт            |   |
| Шпилька                      |  | Гайка           |  |
| Клапан                       |  |                 |                                                                                     |

Из рисунка видно, что холодная объемная штамповка на автоматах применяется главным образом для деталей, имеющих относительно простую осесимметричную форму стержневого типа со сплошным стержнем и утолщением различной конфигурации, и деталей осесимметричных полых. Эти два основных признака конструкции деталей и положены [10] в основу их классификации (табл. 2.3), обобщающей технологические возможности кузнечно-прессовых машин для холодной объемной штамповки и служащей базой для выбора необходимых технологических операций, последовательности их соединения в технологический процесс и разработки конструкции штамповочного инструмента.

Номера деталей в группе по вертикали и подгруппе по горизонтали приведены в порядке возрастания сложности формы детали и, соответственно, технологии изготовления и конструкции штамповочного инструмента.

Принципиальные схемы основных разделительных и формообразующих операций холодной объемной штамповки и область их применения индивидуально или в составе технологического процесса в различной последовательности приведены в табл. 2.4.

При штамповке на автоматах, когда в качестве исходного материала используются длинные ( $l \approx 6,5$  м) прутки или проволока в мотках, первой операцией технологического процесса является отрезка мерной заготовки заданных размеров  $d_0 \times l_0$ , от точности размеров которой и параллельности торцов зависит качество выполнения всех остальных формообразующих операций.

Открытая или закрытая осадка как технологическая операция для холодной объемной штамповки используется или в качестве основной технологической операции при образовании наружной формы детали, или в качестве вспомогательной операции для устранения дефектов процесса отрезки (получения параллельных торцов заготовки), или в качестве предварительной формообразующей операции - набора металла.

Свободная или закрытая высадка так же, как и осадка, используется в качестве основной технологической операции для получения относительно простых по форме утолщений на стержне, а также для предварительной формоизменяющей операции - набора металла перед выполнением основных формоизменяющих операций.

## 2.3. Классификация деталей, получаемых холодной объемной штамповкой

| Номер детали в группе | Детали стержневого типа  |    |                          |    |                         |                           |                          |                           |                            |                            |
|-----------------------|--------------------------|----|--------------------------|----|-------------------------|---------------------------|--------------------------|---------------------------|----------------------------|----------------------------|
|                       | с головкой простой формы |    | с головкой сложной формы |    | со ступенчатым стержнем | с фланцем в средней части | с коническими элементами | с несимметричной головкой | со сложным широким фланцем | с головкой на обоих концах |
|                       | 01                       | 02 | 03                       | 04 | 05                      | 06                        | 07                       | 08                        | 09                         | 10                         |
|                       |                          |    |                          |    |                         |                           |                          |                           |                            |                            |
| 06                    |                          |    |                          |    |                         |                           |                          |                           |                            |                            |
| 10                    |                          |    |                          |    |                         |                           |                          |                           |                            |                            |
| 11                    |                          |    |                          |    |                         |                           |                          |                           |                            |                            |
| 12                    |                          |    |                          |    |                         |                           |                          |                           |                            |                            |
| 13                    |                          |    |                          |    |                         |                           |                          |                           |                            |                            |

Продолжение табл. 2.3

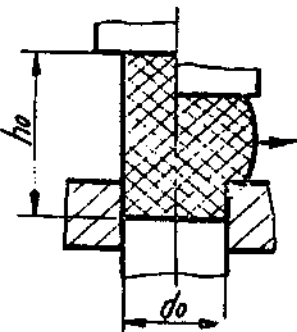
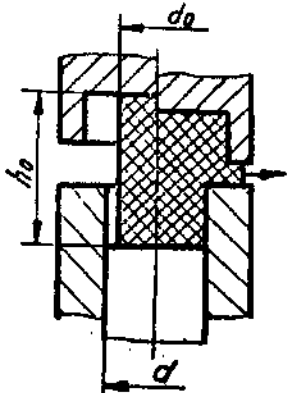
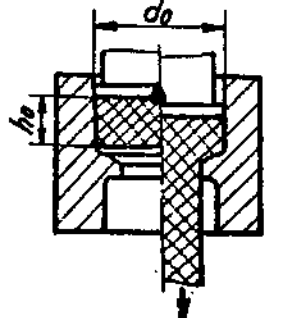
| Номер детали в группе | Детали несимметричные по длине |                         |                           |                          |                           |                    |                      |              |                       |                       |
|-----------------------|--------------------------------|-------------------------|---------------------------|--------------------------|---------------------------|--------------------|----------------------|--------------|-----------------------|-----------------------|
|                       | с головкой                     | со ступенчатым стержнем | с фланцем в средней части | с фланцем в нижней части | с фланцем в верхней части | с полным отростком | с наружным отростком | с перемычкой | с отверстием в толсти | с отверстием в центре |
|                       | 10                             | 02                      | 03                        | 04                       | 05                        | 06                 | 07                   | 08           | 09                    | 10                    |
|                       |                                |                         |                           |                          |                           |                    |                      |              |                       |                       |
| 14                    |                                |                         |                           |                          |                           |                    |                      |              |                       |                       |
| 15                    |                                |                         |                           |                          |                           |                    |                      |              |                       |                       |
| 16                    |                                |                         |                           |                          |                           |                    |                      |              |                       |                       |
| 20                    |                                |                         |                           |                          |                           |                    |                      |              |                       |                       |
| 21                    |                                |                         |                           |                          |                           |                    |                      |              |                       |                       |

| Детали осесимметричные после |                               |                           |                        |                                |                           |                                |                           |                                |                           |
|------------------------------|-------------------------------|---------------------------|------------------------|--------------------------------|---------------------------|--------------------------------|---------------------------|--------------------------------|---------------------------|
| с гладкой поверхностью       | с цилиндрической поверхностью | с конической поверхностью | с плоской поверхностью | с полусферической поверхностью | с конической поверхностью | с полусферической поверхностью | с конической поверхностью | с полусферической поверхностью | с конической поверхностью |
| 01                           | 02                            | 03                        | 04                     | 05                             | 06                        | 07                             | 08                        | 09                             | 10                        |
|                              |                               |                           |                        |                                |                           |                                |                           |                                |                           |
| 04                           | 05                            | 06                        | 07                     | 08                             | 09                        | 10                             | 11                        | 12                             | 13                        |
|                              |                               |                           |                        |                                |                           |                                |                           |                                |                           |
| 05                           | 06                            | 07                        | 08                     | 09                             | 10                        | 11                             | 12                        | 13                             | 14                        |
|                              |                               |                           |                        |                                |                           |                                |                           |                                |                           |
| 06                           | 07                            | 08                        | 09                     | 10                             | 11                        | 12                             | 13                        | 14                             | 15                        |
|                              |                               |                           |                        |                                |                           |                                |                           |                                |                           |
| 07                           | 08                            | 09                        | 10                     | 11                             | 12                        | 13                             | 14                        | 15                             | 16                        |
|                              |                               |                           |                        |                                |                           |                                |                           |                                |                           |
| 08                           | 09                            | 10                        | 11                     | 12                             | 13                        | 14                             | 15                        | 16                             | 17                        |
|                              |                               |                           |                        |                                |                           |                                |                           |                                |                           |

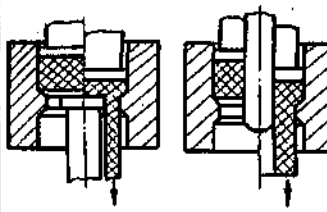
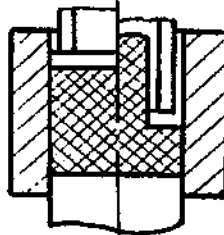
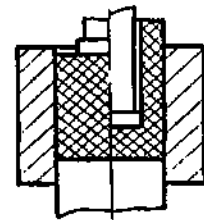
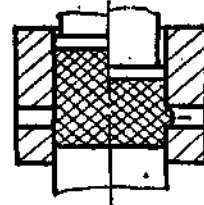
## 2.4. Схемы основных разделительных и формообразующих операций холодной объемной штамповки

| Наименование операции                         | Принципиальная схема | Область применения                                                                                                                                                               |
|-----------------------------------------------|----------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Отрезка                                       |                      | Получение мерных заготовок размером $d_0 \times l_0$ для последующей штамповки                                                                                                   |
| Пробивка                                      |                      | Получение сквозного отверстия в полых деталях                                                                                                                                    |
| Обрезка                                       |                      | Формообразование наружных поверхностей полуфабриката или изделия                                                                                                                 |
| Осадка сплошного стержня свободная (открытая) |                      | Получение параллельных торцов заготовки - калибровка по высоте при предельной степени деформации $\epsilon_{пред} \leq 18\%$ и размеров заготовок с соотношением $h_0 \leq 2d_0$ |
| Осадка сплошного стержня закрытая             |                      | Получение параллельных торцов заготовки - калибровка по высоте и диаметру при предельной степени деформации $\epsilon_{пред} \leq 20\%$ и размером заготовки $h_0 > 2d_0$        |

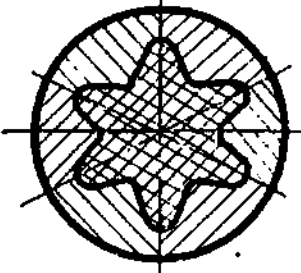
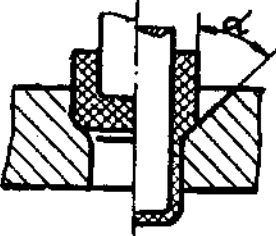
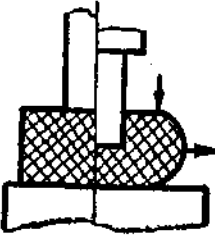
Продолжение табл. 2.4

| Наименование операции                                           | Принципиальная схема                                                                | Область применения                                                                                                                                                                                                                                                    |
|-----------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Высадка сплошного стержня свободная (открытая)                  |    | Образование местных утолщений, набор металла для последующей штамповки, калибровка заготовок при отношении $\frac{h_0}{d_0} \leq 2,5$                                                                                                                                 |
| Высадка сплошного стержня закрытая                              |    | Образование местных утолщений, фланцев, набор металла для последующей штамповки, калибровка заготовок при отношении: $\frac{h_0}{d_0} \leq 2,5$ - за один удар; $\frac{h_0}{d_0} \leq 2,5 - 4,5$ - за два удара; $\frac{h_0}{d_0} \leq 5 - 8$ - за три и более ударов |
| Прямое выдавливание стержня постоянного или переменного сечения |  | Изготовление ступенчатых сплошных деталей фасонного и простого сечения (болты, ступенчатые валы, оси, детали со шлицами и продольными канавками) при соотношении $h_0 \leq (2,5 \dots 3,0) d_0$                                                                       |

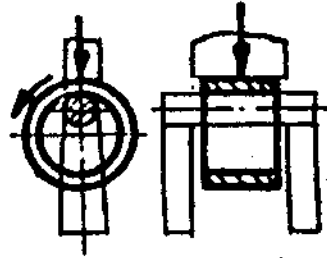
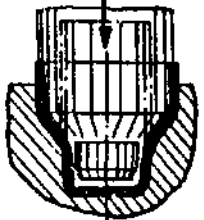
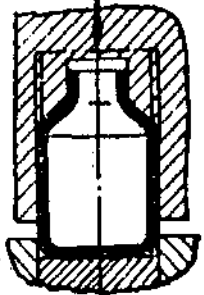
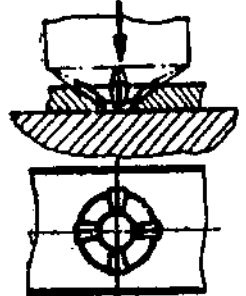
Продолжение табл. 2.4

| Наименование операции                                                          | Принципиальная схема                                                                  | Область применения                                                                                                                                                                                                                                                                       |
|--------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Прямое выдавливание полого стержня из сплошной или полой заготовки             |    | Производство колпачков, стаканов и других полых и трубчатых деталей с гладкой и ступенчатой внешней поверхностью, полых и трубчатых заготовок со сквозной и глухой полостью. При выдавливании из полой заготовки отношение высоты заготовки к толщине стенки не должно превышать 10 - 15 |
| Обратное выдавливание сплошного стержня постоянного сечения                    |    | Производство деталей простого и фасонного сечений с выдавленной частью относительно небольшой длины, простой по форме и малой по площади поперечного сечения                                                                                                                             |
| Обратное выдавливание полого стержня постоянного сечения из сплошной заготовки |   | Производство деталей простого и фасонного сечений с выдавленной частью относительно небольшой длины, простой по форме и малой по площади поперечного сечения                                                                                                                             |
| Поперечное выдавливание круговое (высадка выдавливанием)                       |  | Образование местных утолщений, фланцев внешних и внутренних относительно малой толщины и высоты сплошных и полых деталей. Набор металла для последующей штамповки                                                                                                                        |

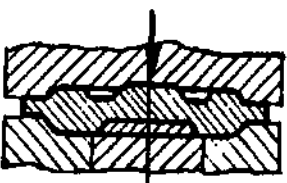
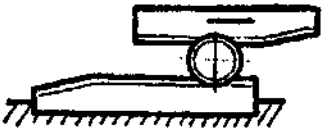
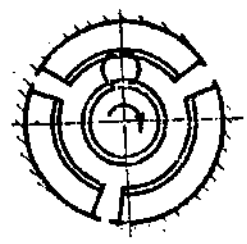
Продолжение табл. 2.4

| Наименование операции    | Принципиальная схема                                                                | Область применения                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                  |
|--------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Радиальное выдавливание  |    | Штамповка зубчатых колес, звездочек, зенкеров, разверток и других осесимметричных деталей сплошного сечения, когда движение деформирующих элементов штампа направлено по радиусам к центру окружности или касательным перпендикулярно главной оси заготовки. Направления истечения металла и движение деформирующих элементов штампа противоположны |
| Выдавливание с утонением |   | Прямое выдавливание полых деталей из полых заготовок со степенью деформации $\epsilon = 0,3 \dots 0,4$ , $\alpha = 10 \dots 12^\circ$                                                                                                                                                                                                               |
| Открытая прошивка        |  | Получение деталей с полостью (полостями) при неотчетливом оформлении торца со стороны полости и боковой поверхности. Производство матриц и прессформ вдавливанием мастер-пуансона в исходную заготовку                                                                                                                                              |

Продолжение табл. 2.4

| Наименование операции | Принципиальная схема                                                                  | Область применения                                               |
|-----------------------|---------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------|
| Раскатка              |    | Получение деталей типа колец подшипников качения, втулок, дисков |
| Раздача               |    | Получение полых деталей с увеличенным поперечным сечением        |
| Обжим                 |   | Получение полых деталей с уменьшенным поперечным сечением        |
| Рельефная чеканка     |  | Образование рельефных изображений на деформируемом материале     |

Продолжение табл. 2.4

| Наименование операции                                     | Принципиальная схема                                                                | Область применения                                                                           |
|-----------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------|
| Калибровка                                                |    | Повышение точности форм                                                                      |
| Накатывание плоским инструментом с тангенциальной подачей |    | Накатывание в холодном состоянии метрических и шурупных резьб диаметром от 1,5 до 33 мм      |
| Накатывание роликом-сегментом                             |    | Накатывание в холодном состоянии резьбовых деталей диаметром 2 - 16 мм                       |
| Накатывание двумя или тремя роликами                      |  | Накатывание в холодном состоянии резьб, мелких шлицев, шестерен, зубьев диаметром 2 - 200 мм |

При получении простых по форме утолщений на стержневых деталях высадка может осуществляться за один или несколько ходов рабочего звена (ползуна) главного исполнительного механизма кузнечно-прессовой машины.

Высадка утолщения за один ход ползуна возможна, исходя из обеспечения продольной устойчивости заготовки при соотношении высоты (длины) высаживаемой части стержня к ее диаметру  $h_0/d_0 \leq 2,5$ ; высадка в одной матрице возможна за два хода ползуна при  $h_0/d_0 \leq 4,5$  и при использовании специальных устройств (подпружиненного пуансона или поддерживающих планок)  $h_0/d_0 \leq 7$ . При этом можно получить соотношение диаметра высаживаемого утолщения  $D$  к диаметру стержня  $2,6 \leq D/d_0 \leq 7,5$ .

*Выдавливание* - одна из наиболее высокоэффективных технологических операций холодной объемной штамповки. Применяется как индивидуальная операция прямого, обратного или комбинированного выдавливания, а также в сочетании с другими операциями холодной объемной штамповки. Технологические возможности операций холодного выдавливания определяются двумя основными факторами: величиной удельных усилий, действующих на инструмент, и технологичностью конструкции получаемых изделий.

Среднее удельное усилие  $p$ , приходящееся на площадь поперечного сечения пуансона, который является наиболее нагруженной и плохо поддающейся конструктивному усилению деталью штампа, рассчитывают как частное от деления наибольшего усилия выдавливания  $P$  на площадь пуансона  $F$  (нормальную к направлению действия усилия проекцию контактной площади пуансона или наименьшую площадь его поперечного сечения):

$$p = P/F \leq [p].$$

Допустимое удельное усилие  $[p]$  не должно превышать предела текучести материала инструмента в закаленном состоянии, который для инструментальных сталей в закаленном состоянии не превышает 2500 ... 3500 МПа.

Конструкция выдавливаемого изделия (форма и размеры) влияет на величину удельных усилий и возможность осуществления процесса по одной из указанных в табл. 2.3 схем.

За одну операцию холодным выдавливанием можно получать изделия при относительных степенях деформации, не превышающих 0,75 для мягких сталей и 0,65 для твердых сталей.

Толщина дна полый детали или перемычки не должна быть меньше толщины стенки; длина незакрепленной части пуансона не должна превышать 2,5 - 3 ее диаметров. При превышении этих значений значительно возрастают удельные усилия, действующие на инструмент, и резко снижается его стойкость.

*Накатывание* - один из прогрессивных технологических процессов, который имеет широкие технологические возможности для получения резьб, профилей, рельефов на изделиях полых и сплошных сечений. Технологические возможности этого процесса зависят от применяемой схемы и режимов накатывания:

плоскими плашками (предел прочности материала заготовки не более 900 МПа, диаметр накатываемой резьбы 1,5 - 33 мм, максимальная скорость инструмента 25 - 100 м/мин);

роликом-сегментом (предел прочности материала заготовки 1200 - 1400 МПа, постоянная скорость перемещения инструмента в процессе накатывания 75 - 80 м/мин, диаметр накатываемых резьб 2 - 24 мм);

двумя роликами (диапазон накатываемых диаметров изделий 2 - 200 мм, постоянная скорость накатывания 5 - 20 м/мин, диаметр накатываемых резьб и профилей более 24 мм).

В последние годы все более широкое распространение находит способ накатывания резьб и профилей на сложных по форме изделиях между тремя роликами. Он обеспечивает точную установку изделия по центру между накатными роликами, создание больших усилий накатывания и равномерное их воздействие на изделие, что особенно эффективно при накатывании резьбы и профилей на полых деталях диаметром до 80 мм.

*Радиальное обжатие* по сравнению с поперечно-клиновой вальцовкой и редуцированием в цельных матрицах на прессах имеет более широкие технологические возможности, так как обеспечивает получение ступенчатых деталей типа валов с прямыми углами сопрягаемых поверхностей без промежуточной термообработки до степени деформации, равной 60 - 70 % для среднеуглеродистых и легированных сталей типа 40ХС, 40Х, ШХ15, 30ХГСА, Х17Н, Х17Н2.

*Сферодвижная штамповка* является прогрессивным и эффективным методом холодной объемной штамповки, но еще мало изученным процессом, который осуществляется с помощью качающегося пуансона или матрицы. В отличие от ставших уже

традиционными технологических процессов холодного выдавливания, при которых усилие штамповки действует на всей поверхности деформируемого металла, сферодвижная штамповка позволила сосредоточить усилие на части обрабатываемой поверхности. Перемещение сосредоточенного (локализованного) усилия осуществляется путем циклического отклонения пуансона от оси в соответствии с заданной программой. Это дало возможность при удлинении продолжительности процесса в несколько раз уменьшить усилие штамповки.

*Раскатка* в холодном состоянии отличается тем, что непрерывная объемная деформация материала производится в локальной зоне. При этом возникает возможность значительно уменьшить усилие деформации и связанные с этим затраты на инструменты и оборудование, одновременно значительно увеличиваются предельные деформации, допускаемые за один переход при холодной обработке.

Холодная раскатка применяется при изготовлении кольцевых деталей, цилиндрических, конических с наружными или внутренними выступами, с равномерным и неравномерным сечением по длине и радиусу.

Типовыми представителями осесимметричных деталей стержневого типа со сплошным сечением стержня и различной формой утолщения, расположенным между его торцами или на его консоли, являются крепежные детали типа винтов, болтов, заклепок, гвоздей, шпилек и им подобные, а также ступенчатые оси, пальцы, валы, широко применяемые при изготовлении и сборке большинства изделий машиностроения, приборостроения и бытовой техники.

Потребности в крепежных деталях всех типов, в том числе полых осесимметричных, составляет 1,2 - 1,5 % количества выплавляемой стали.

Только резьбовые крепежные детали в современных машинах составляют 60 % общего числа деталей и более. Номенклатура одного машинокомплекта крепежных изделий автомобиля "Жигули" насчитывает более 600 наименований при общем количестве 7000 шт., в тракторах насчитывается 5 - 6 тыс. крепежных деталей, в самолетах до 300 тыс. На долю крепежных изделий приходится 2 - 2,5 % массы легкового и 3 - 3,5 % массы грузового автомобиля.

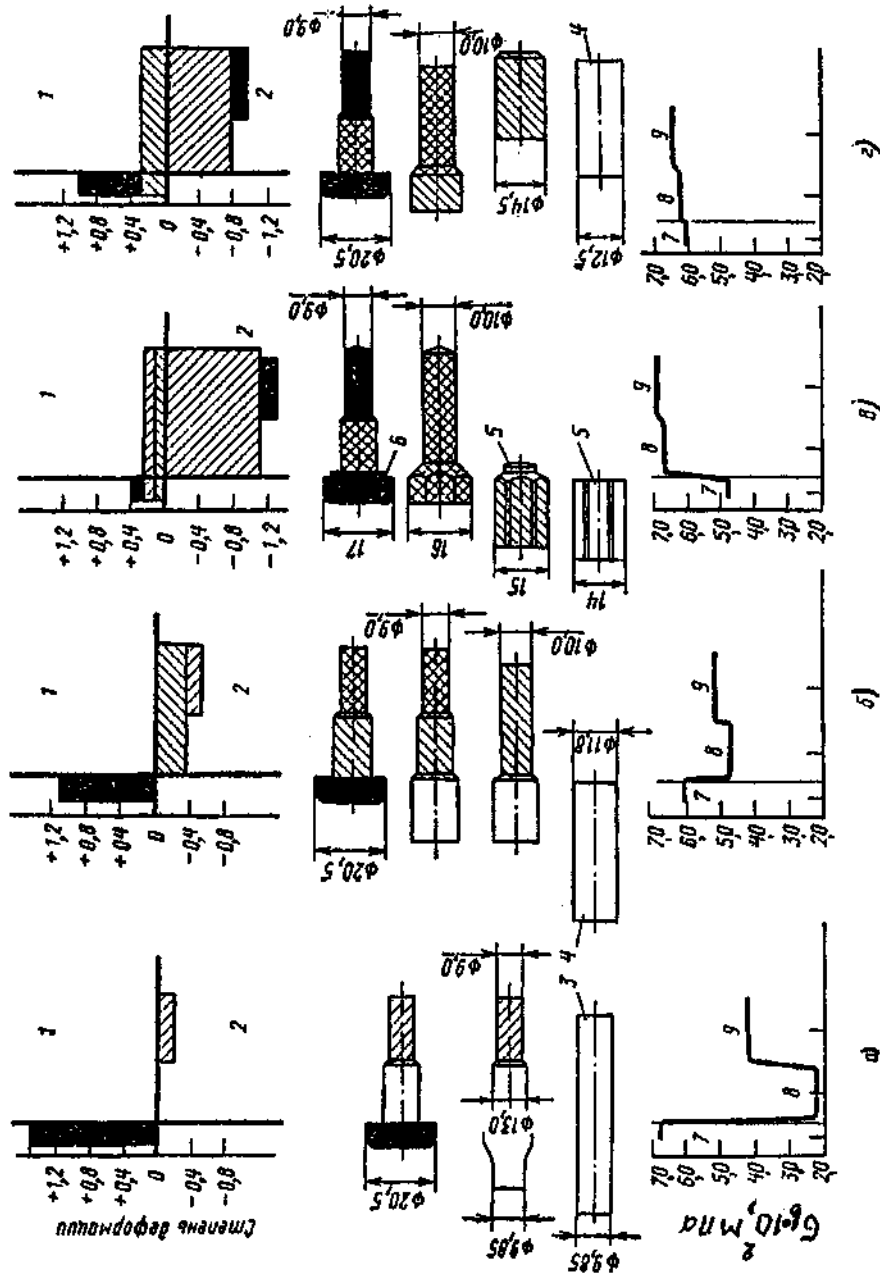


Рис. 2.1. Диаграммы, схемы штамповки и графики изменения временного сопротивления  $\sigma_b$  стержневых деталей при холодной объемной штамповке:

1 - изменение степени деформации при формообразовании головки;

2 - то же при формообразовании стержня;

схемы штамповки и диаграммы упрочнения головки 7, гладкой 8 и резьбовой 9 частей стержня;

3, 4 - цилиндрическая заготовка;

5 - заготовка шестигранного сечения;

6 - утолщение шестигранной формы;

а - последовательная штамповка в одной матрице однократным редуцированием стержня и двумя выдачными пуансонами;

б - параллельно-последовательная штамповка в двух матрицах двукратным редуцированием стержня и выдачкой цилиндрической головки;

в - параллельно-последовательная штамповка в трех матрицах выдавливанием и редуцированием стержня и выдачкой утолщения шестигранной формы с цилиндрическим подголовком;

г - то же из цилиндрической заготовки

Расширение масштабов производства изделий машиностроения, приборостроения и многих других отраслей промышленности, а также увеличивающееся разнообразие конструкций резьбовых соединений и их элементов, постоянно растущая потребность в крепежных деталях и требований к их механическим свойствам вызвало многообразие технологических процессов их изготовления. Производство крепежных деталей обработкой резанием малоэффективно из-за низких показателей качества, характеризующихся невысокими коэффициентом использования металла КИО (менее 0,4 - 0,5), производительностью (в десятки и сотни раз меньшей, чем при холодной объемной штамповке на автоматах), прочностью и надежностью деталей в эксплуатации. Поэтому холодная объемная штамповка на автоматах крепежных деталей крупносерийного и массового производства из материала диаметром до 30 - 40 мм стала единственным высокоэффективным способом их производства с большими перспективами дальнейшего совершенствования и развития.

В соответствии с исторически сложившимся возрастанием требований к качеству крепежных изделий, характеризующихся их классами прочности от 3,6 ( $\sigma_b \geq 330$  МПа) до 12,9 ( $\sigma_b \geq 1220$  МПа) согласно ГОСТ 1759.4-87, формой и допусками размеров согласно ГОСТ 1759.1-82 и ГОСТ 1759.0-87, а также шероховатостью поверхности согласно ГОСТ 1759.2-82, технологические процессы холодной объемной штамповки стержневых крепежных деталей развивались начиная со способов последовательного приложения внешнего усилия только к деформируемой части заготовки, идущей на формообразование утолщения объемом, равным объему утолщения, до способов параллельно-последовательного приложения внешнего усилия ко всей заготовке объемом, равным объему всего изделия (стержня и утолщения).

Выбор способа штамповки оказывает решающее влияние на выполнение указанных выше требований к качеству изделий и, в первую очередь, обеспечение заданного класса прочности. При этом независимо от выбранного способа штамповки решающее влияние на получение конечных механических свойств изделий в соответствии с нужным классом прочности оказывают механические свойства исходного материала, т.е. материала в состоянии поставки к обрабатываемому автомату.

На рис. 2.1 представлены диаграммы, схемы штамповки и графики изменения  $\sigma_b$  стержневых крепежных изделий.

При последовательной штамповке в одной матрице (рис. 2.1, а) из стальной ( $\sigma_T \approx 200$  МПа) проволоки диаметром 9,85 мм однократным редуцированием стержня под накатывание резьбы с относительной степенью деформации  $\psi = 1 -$

$$- \left( \frac{9}{9,85} \right)^2 = 0,165, \text{ осуществляемым при затапливании заготовки}$$

пуансоном в матрицу, и высадкой двумя последовательными ударами цилиндрического утолщения (головки) со степенью де-

$$\text{формации } \psi = 1 - \left( \frac{9,85}{20,5} \right)^2 = 0,78, \text{ головка получает значительное}$$

( $\sigma_b \leq 700$  МПа) упрочнение, резьбовая часть 9 - меньшее упрочнение ( $\sigma_b \approx 400$  МПа), а гладкая часть 8 стержня практически остается неупрочненной. Такое неравномерное распределение упрочнения головки 7 и гладкой части 8 стержня является причиной низкой надежности полученных таким образом изделий при высоких усилиях затяжки из-за удлинения стержня и преждевременного отрыва головки. Поэтому изделия, получаемые методом однократного редуцирования, относятся к низшему (3.6) классу прочности и применяются в малонагруженных резьбовых соединениях.

При параллельно-последовательной штамповке в нескольких матрицах (2 - 4 и более) соответствующим числом пуансонов из материала сечением больше необходимого для формообразования резьбы (рис. 2.1, б - г) методом двукратного (и более) редуцирования, осадки и высадки возможно различное сочетание операций и их последовательности, что обеспечивает более равномерное распределение упрочнения различных участков изделия и, соответственно, повышение его класса прочности при одновременном выполнении требований к форме, допускам на размеры и чистоте поверхности.

## 2.2. СХЕМЫ И СПОСОБЫ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЙ ШТАМПОВКИ

Последовательная штамповка осуществляется, как правило, в одной матрице 12 (рис. 2.2), установленной в неподвижно закрепленном в станине автомата матричном блоке 2, одним или несколькими (двумя, тремя) пуансонами 9, 10, закрепленными на перемещающемся возвратно-поступательно ползуне 7 и имею-

щими возможность последовательно поочередно меняться местами при каждом двойном ходе ползуна посредством пуансонной головки 8, поворачивающейся относительно оси ползуна. Штамповка выполняется на заготовке заданной длины, отрезаемой от прутка или проволоки 1 ножом 4 и отрезной втулкой-матрицей 3, также закрепленной в матричном блоке 2. Длина заготовки устанавливается с помощью регулируемого упора 5. Отрезной нож 4 переносит заготовку или непосредственно к формообразующей матрице 12 или на позицию переталкивания 6, а от нее - специальным переносным устройством (на эскизе не показано) к формообразующей матрице. Выталкивание изделия 11 из матрицы осуществляется выталкивающим стержнем 13.

Формообразование изделия при таком способе штамповки может осуществляться без предварительного редуцирования стержня и с предварительным редуцированием стержня под последующее накатывание на нем резьбы.

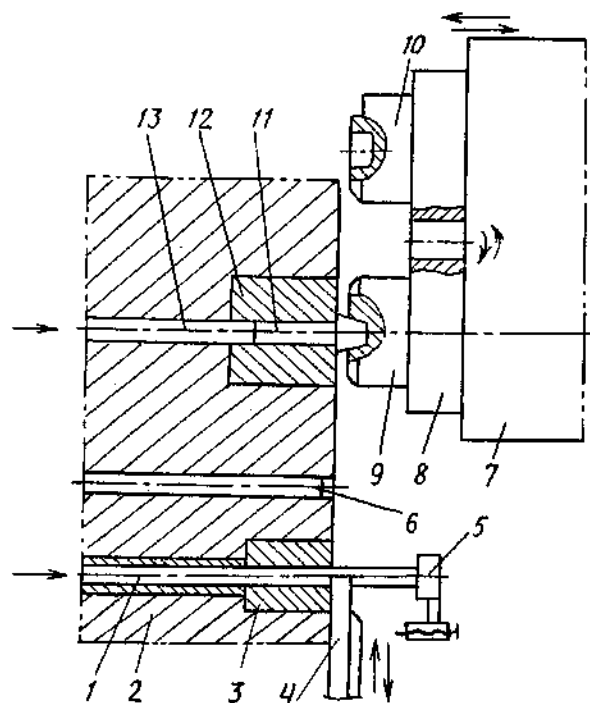


Рис. 2.2. Схема последовательной штамповки в одной матрице однопозиционного двухударного автомата

В первом случае деформируется только часть стержня объемом, равным объему утолщения (головки), одним (двумя, тремя) последовательными ударами пуансонов 9 и 10.

Во втором случае вначале производится редуцирование стержня при заталкивании заготовки в матрицу предварительным пуансоном 9, а затем уже при повторном ходе ползуна окончательным пуансоном 10 формообразуется утолщение. Таким образом, операции редуцирования стержня и предварительного формообразования утолщения выполняются последовательно и совмещены между собой при первом ходе ползуна 7.

Число ударов ползуна с закрепленными на нем пуансонами и число формообразующих матриц определяются сложностью формы штампуемого изделия, требованиями к прочности его элементов и соотношениями высоты  $h_0$  обрабатываемой давлением части заготовки к ее диаметру  $d_0$ :

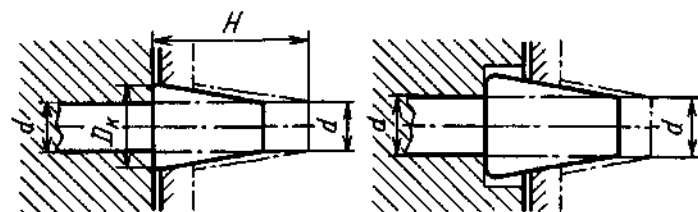
при  $h_0 / d_0 \leq 2,5$  и прочности стержня изделия, меньшей прочности утолщения, - одноударные однопозиционные (с одной матрицей и одним пуансоном) автоматы;

при  $2,5 \leq h_0 / d_0 \leq 4,5$  и прочности стержня изделия, меньшей прочности утолщения, - двухударные однопозиционные (с одной матрицей и двумя пуансонами) автоматы последовательного действия.

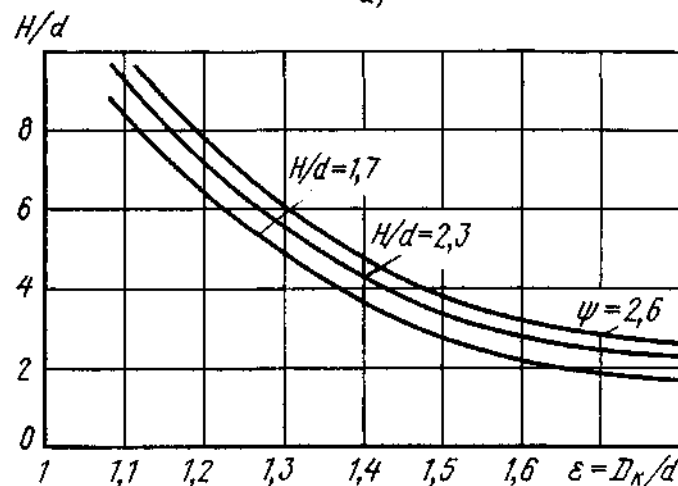
При разработке технологического процесса последовательной штамповки стержневых деталей с консольно расположенными на них утолщениями различной формы важное значение имеет выбор формы и размеров пуансона для предварительной штамповки, обеспечивающего уменьшение степени деформации и благоприятное заполнение металлом рабочих полостей матрицы и пуансона на завершающей стадии штамповки.

Мировым опытом установлено, что оптимальной формой рабочей части предварительного пуансона является усеченный конус (рис. 2.3, а), размеры которого удобно выбирать и рассчитывать по диаграмме, разработанной В. А. Поповым и представляющей собой зависимость относительных размеров  $H/d$  от  $D_k/d$  при различных значениях допустимого соотношения длины высаживаемой части заготовки  $h_0$  ее диаметру  $d$ :

$$h_0 / d = 1,7; 2,3; 2,6 \text{ (табл. 2.5 и табл. 2.6).}$$



а)



б)

Рис. 2.3. Эскиз набортного перехода однопозиционной последовательной штамповки (а) и графики (б) изменения относительных размеров усеченного конуса

## 2.5. Допустимые значения степеней деформации при осадке заготовок из сталей

| Сталь                                         | $\psi$ , % | $\varepsilon$ |
|-----------------------------------------------|------------|---------------|
| Сталь 10 с содержанием Si = (0,25 ... 0,36) % | 75         | 1,39          |
| Сталь 10 с содержанием Si $\leq 0,3$ %        | 90         | 2,30          |
| Сталь 35                                      | 73         | 1,31          |
| 40X                                           | 74         | 1,35          |
| 30XГСА                                        | 87         | 2,04          |
| ШХ15                                          | 55         | 0,80          |

## 2.6. Допустимые значения степеней осадки

| Диаметр заготовки $d$ , мм | $\psi_d$ |               |
|----------------------------|----------|---------------|
|                            | Сталь 10 | Стали 35, 40X |
| 3,0 ... 7,0                | 1,7      | 2,00          |
| 7,1 ... 10,5               | 2,3      | 2,45          |
| 10,6 ... 16,5              | 2,5      | 2,66          |

При штамповке без предварительного редуцирования стержня диаметр заготовки принимают равным среднему диаметру резьбы изделия. При штамповке с редуцированием стержня диаметр заготовки принимают равным наружному диаметру резьбы, что одновременно позволяет несколько снизить степень деформации, а, следовательно, и упрочнение высаживаемого утолщения.

В зависимости от формы утолщения и его размеров получают утолщение при последовательной штамповке по следующим схемам (рис. 2.4):

открытой осадкой между плоскими поверхностями матрицы и пуансона (рис. 2.4, а);

высадкой в пуансоне (рис. 2.4, б);

высадкой в матрице (рис. 2.4, в);

высадкой в полостях матрицы и пуансона (рис. 2.4, г);

выдавливанием обратным способом (прошивкой) (рис. 2.4, д).

Практикой установлено, что одной из основных причин появления бракованных изделий с трещинами на боковой поверхности утолщения является превышение при штамповке степени деформации сверх значений допустимых для конкретного материала заготовки (см. табл. 2.5).

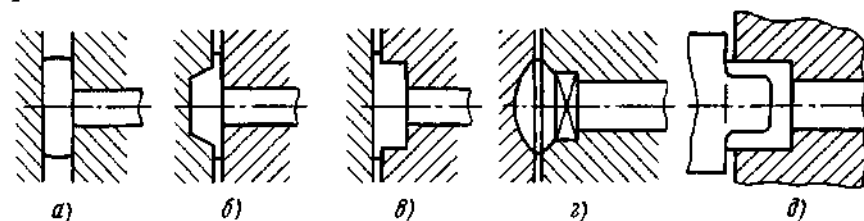


Рис. 2.4. Схемы формообразования утолщений на деталях при последовательной штамповке

Относительные степени деформации рассчитывают по формуле

$$\psi = 1 - \frac{d_0^2}{D_r^2}$$

Логарифмические (истинные) степени деформации рассчитывают по формуле

$$\varepsilon = \ln \frac{D_r^2}{d_0^2} = \ln \frac{1}{1 - \psi}$$

Кроме традиционной штамповки изделий с утолщением на торце последовательная штамповка применяется для изготовления деталей с фигурным набором в середине между торцами (рис. 2.5), деталей с полостью в стержне (рис. 2.6), а также заготовок шариков и роликов подшипников качения (рис. 2.7, а).

При штамповке заклепок с полостью в торце стержня используются не только прямой ход ползуна, но и движение выталкивающего стержня при возвратном ходе ползуна.

Формообразование полости в стержне заклепки и ее головки (см. рис. 2.6) осуществляется в одной матрице 6, установленной в матричном блоке 8 двумя последовательными ударами пуансонов 3 и 11, закрепленными в поворотной пуансонной головке 2 ползуна 1. При первом ударе подпружиненный стержень 4 первого пуансона 3 заталкивает отрезанную заготовку в матрицу 6, внутри которой размещен контрпуансон - выталкиватель 7. При этом осуществляется предварительное формообразование головки заклепки 5 в пуансоне 3, выдавливание контрпуансоном 7 полости в стержне заклепки и утолщения стержня в конической полости матрицы 6. После смены местами пуансонов 3 и 11 осуществляется второй ход (удар) ползуна 1 и пуансон 11 производит окончательное формообразование головки 10 заклепки. При возвратном ходе ползуна 1 контрпуансон - выталкиватель 7 проталкивает заклепку через полость матрицы 6, осуществляя окончательное формообразование полости и калибровку стержня заклепки. При возвратном ходе выталкивателя 7 осуществляется удаление готовой заклепки съемником 9.

Принципиальная схема последовательной штамповки изделий в одной матрице одним пуансоном и за один ход ползуна использована при изготовлении заготовок роликов и шариков (см. рис. 2.7, а) подшипников качения и строительных гвоздей (см. рис. 2.7, б).

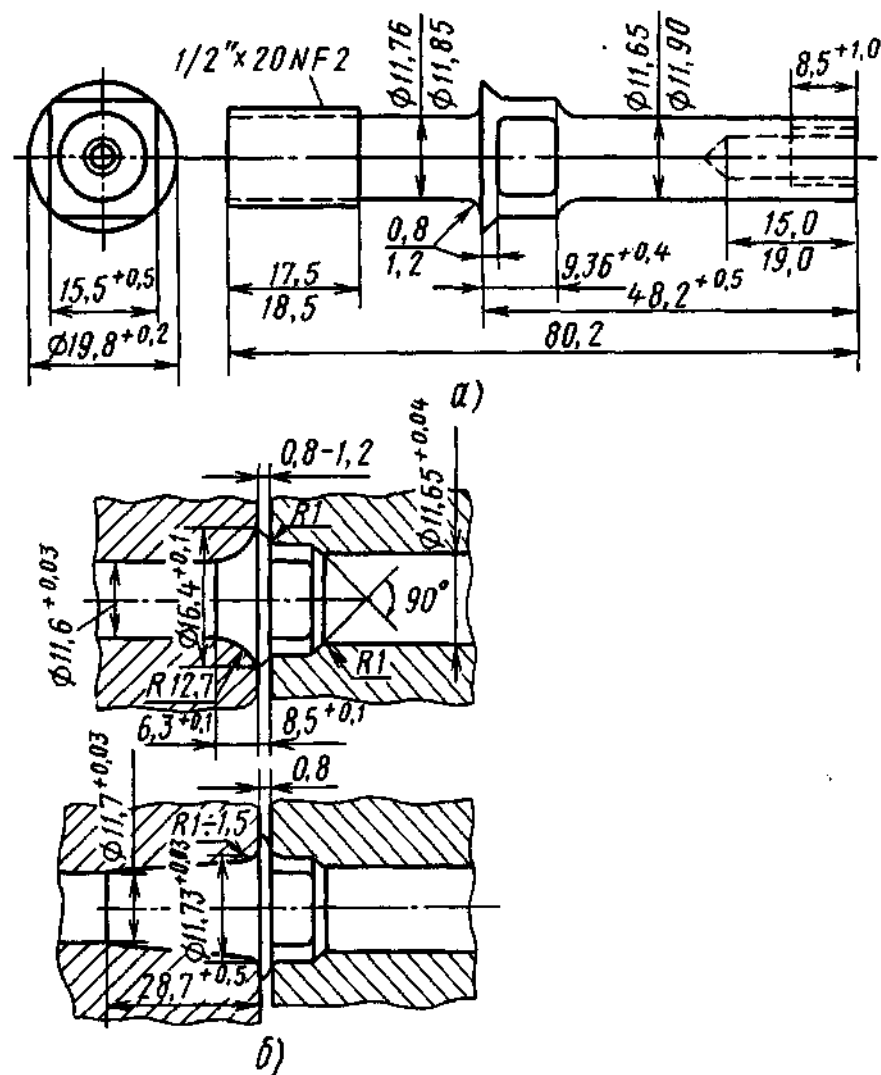


Рис. 2.5. Схемы последовательной штамповки шпильки кромштейна с фигурным набором в середине заготовки

В первом случае способ высадки аналогичен способу, представленному на рис. 2.4, и отличается тем, что формообразование изделия 9 (шарика, ролика) (см. рис. 2.7, а) производится в матрице 10 и пуансоне 7 за один ход ползуна 6.

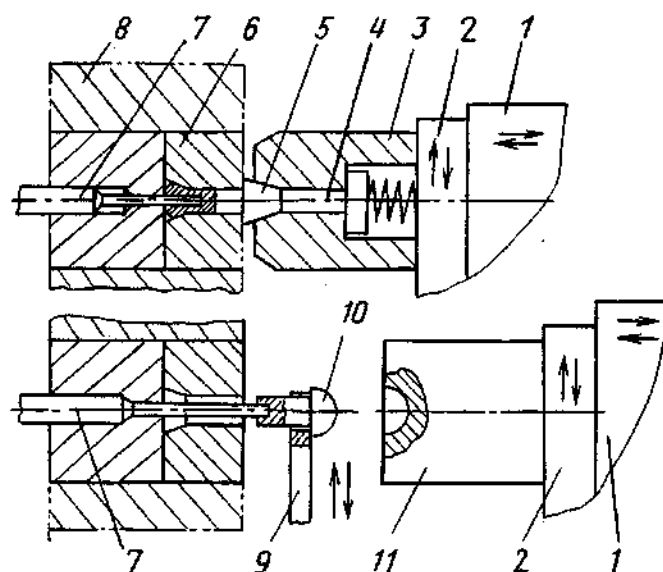
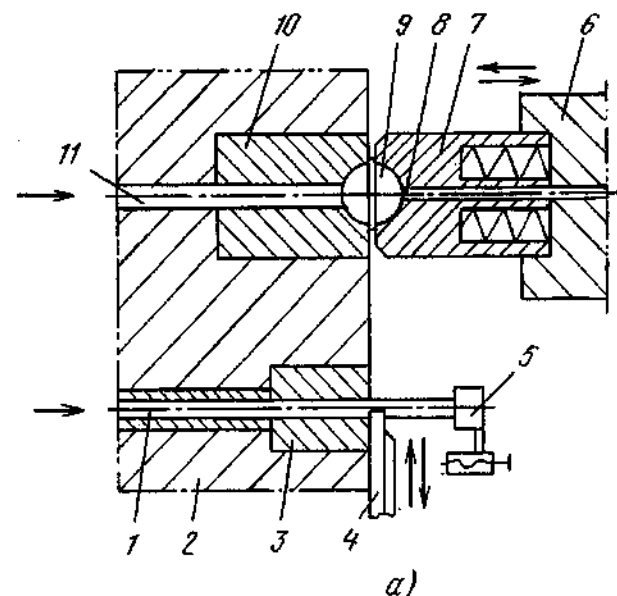
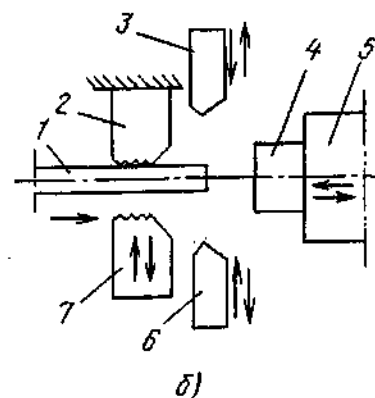


Рис. 2.6. Схема последовательной штамповки в одной матрице заклепки с полостью в стержне

При изготовлении гвоздей (см. рис. 2.7, б) с соотношениями диаметра головки  $D_r$ , ее высоты  $h_r$  и диаметра стержня  $d$ , соответственно равными  $D_r/d \leq 2,5$  и  $h_r/d \leq 0,6$  проволока 1 подается на заданную длину через раскрытое пространство между неподвижной 2 и подвижной 7 зажимными полуматрицами и отрезными подвижными ножами 3, 6. Подача материала осуществляется во время возвратного хода пуансона 4, закрепленного на ползуне 5. Одновременно с началом движения вперед ползуна 5 подвижная полуматрица 7 перемещается к проволоке 1 и зажимает ее между рифлеными поверхностями полуматриц 2 и 7, которые остаются неподвижными до момента окончания процесса формообразования головки пуансоном 4 в штамповочном ручье, образованном сжатыми полуматрицами. В зависимости от размеров головки гвоздей процесс ее формообразования может осуществляться за один или два рабочих хода (удара) ползуна. Затем осуществляется заострение стержня гвоздя и его отрезка двумя перемещающимися навстречу друг другу ножами 3 и 6.



а)



б)

Рис. 2.7. Схемы последовательной штамповки деталей в одной матрице заготовки шариков (а) и гвоздей (б)

Область применения штамповки последовательными одним или несколькими ударами пуансонов по заготовке, установленной в одной формообразующей матрице (однопозиционная штамповка), ограничена получением главным образом стержневых деталей с утолщением простейшей формы типа цилиндрических и конических осесимметричных тел вращения, классов прочности

3,6 - 5,6 в зависимости от предела текучести исходного материала без существенного упрочнения стержня и со значительным упрочнением утолщения при соотношении длины высаживаемой части стержня к диаметру заготовки не более 4,5 из материалов с пределом прочности на разрыв не более 500 МПа. Полученные таким способом детали во многих случаях требуют дополнительной обработки давлением, резанием и термической обработки.

Дополнительная обработка давлением выполняется, как правило, также последовательным способом и заключается в повторном редуцировании стержня под накатывание резьбы и заключительном формообразовании утолщения - прошивки в нем полости или обрезки по наружному контуру.

Полуфабрикат 2 (рис. 2.8) устанавливается напротив оси формообразующей (обрезной или редуцирующей) матрицы 1, и при ходе ползуна 4 закрепленный на нем пуансон 3 проталкивает заготовку через матрицу, осуществляя редуцирование стержня и обрезку утолщения по контуру. При обратном ходе ползуна стержень 5 посредством рычага 6, получающего привод от кулачка 7 и пружины 8, выталкивается готовое изделие через матрицу.

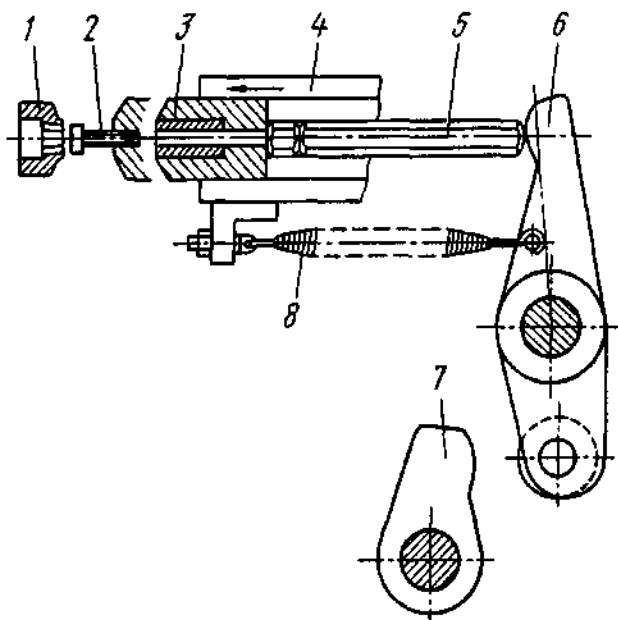


Рис. 2.8. Схема последовательной штамповки в одной матрице при обрезке утолщения или повторной высадке изделий стержневого типа

Однако применение такой дополнительной обработки не решает проблемы повышения прочности изделия и ее равномерного распределения по стержню и утолщению.

### 2.3. СХЕМЫ И СПОСОБЫ ПАРАЛЛЕЛЬНО-ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЙ ШТАМПОВКИ

Принципиальные отличительные особенности параллельно-последовательной штамповки и, соответственно, принципа действия автоматов от последовательной однопозиционной штамповки заключаются в том, что формообразование изделия осуществляется в нескольких матрицах соответствующим числом пуансонов одновременно за один ход ползуна. На начальной стадии штамповка осуществляется последовательно в каждой матрице. При этом число ударов пуансонов (число ходов ползуна) соответствует числу формообразующих матриц (числу позиций штамповки). Затем штамповка осуществляется параллельно (одновременно) во всех матрицах за каждый ход ползуна.

Это позволяет не только нужным образом распределять степени деформации по различным участкам изделия на основе постоянства объема заготовки и изделия, но и соответствующим образом управлять его упрочнением и, соответственно, распределением нагрузок на рабочие звенья главного исполнительного механизма, и соответствующим образом влиять на улучшение механических свойств изготавливаемого изделия, работоспособность и надежность автоматов.

Развитие способов параллельно-последовательной штамповки началось на основе расширения технологических возможностей последовательной штамповки путем увеличения числа формообразующих матриц сначала до двух, затем до трех, четырех, пяти и более.

Для изготовления относительно коротких стержневых деталей с утолщением большого объема при соотношениях размеров  $D_r/l_c = 3 \dots 3,5$ ;  $D_r/l_c = 1,0 \dots 1,2$ ;  $h_c/l_c \leq 0,5$  ( $D_r$  - диаметр утолщения,  $d_c$  и  $l_c$  - соответственно диаметр и длина стержня;  $h_c$  - высота утолщения) применяется параллельно-последовательная штамповка и, соответственно, - двухпозиционные автоматы, оснащенные одной отрезной 5 (рис. 2.9), двумя формообразующими 10, 16 матрицами, установленными в блоке 15, и двумя формообразующими 11, 13 пуансонами, установленными в пуансонной головке 12.

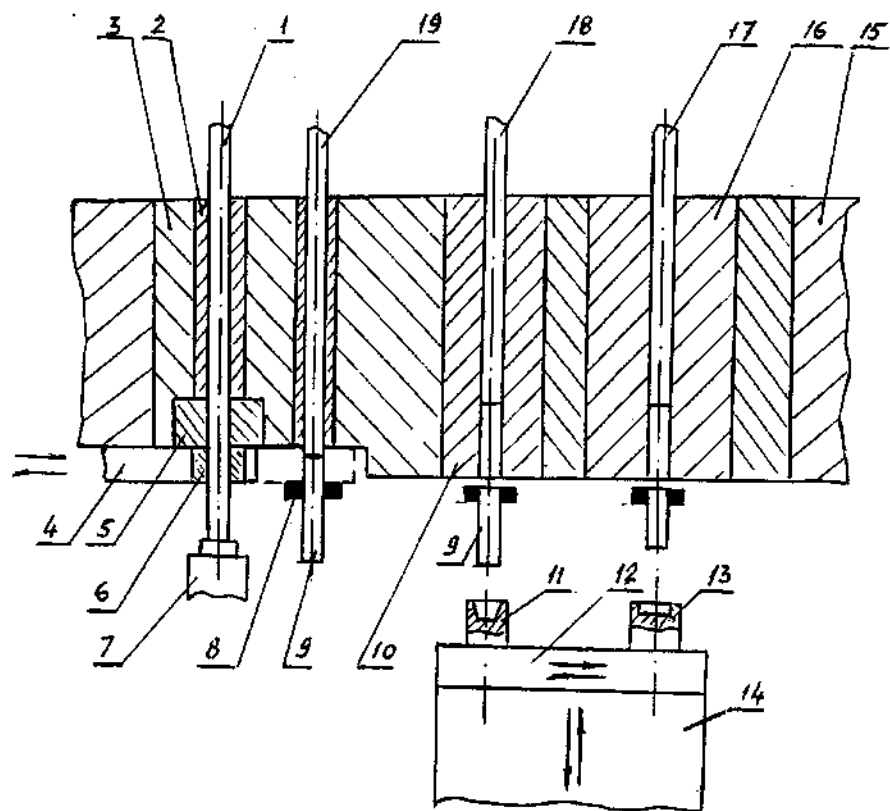


Рис. 2.9. Схема параллельно-последовательной штамповки стержневых деталей в двух матрицах

Проволока 1 подается через направляющую втулку 2, закрепленную в матричном блоке 3, отрезную матрицу 5, неподвижно установленную в этом блоке, и отрезную втулку 6, закрепленную в ноже 4, до жесткого упора 7. Между отрезной 5 и формообразующей 10 матрицами расположен переталкиватель 19 для подачи отрезанной и перенесенной на позицию переталкивания заготовки 9 в захват 8 механизма переноса. При ходе отрезного ножа 4 вперед выполняется отрезка заготовки нужной длины между отрезной матрицей 5 и отрезной втулкой 6 (закрытый рез) и перенос отрезанной заготовки, остающейся после отрезки во втулке 6, на позицию переталкивания. Переталкивание осуществляется стержнем 19, установленным в матричном блоке 3.

Далее захваты механизма переноса транспортируют отрезанную заготовку на первую позицию штамповки. При первом ходе ползуна 14 вперед происходит заталкивание заготовки в матрицу 10 пуансоном 11 и прямое выдавливание стержня на заготовке. При отходе ползуна назад выдавленный полуфабрикат выталкивается из матрицы 10 выталкивателем 18 в клещи захвата 8, которые транспортируют его на вторую позицию штамповки.

При втором ходе ползуна вперед происходит заталкивание полуфабриката в матрицу 16 пуансоном 13 и высадка на полуфабрикате утолщения заданной формы и размеров. При отходе ползуна 14 назад готовое изделие выталкивается из матрицы 16 выталкивателем 17. Таким образом, первое готовое изделие формообразуется за два хода ползуна в каждой из двух матриц 10 и 16, а далее уже за каждый один ход ползуна в обеих матрицах одновременно.

Пуансоны 11 и 13 меняются местами посредством поворота головки 12 относительно ползуна 14.

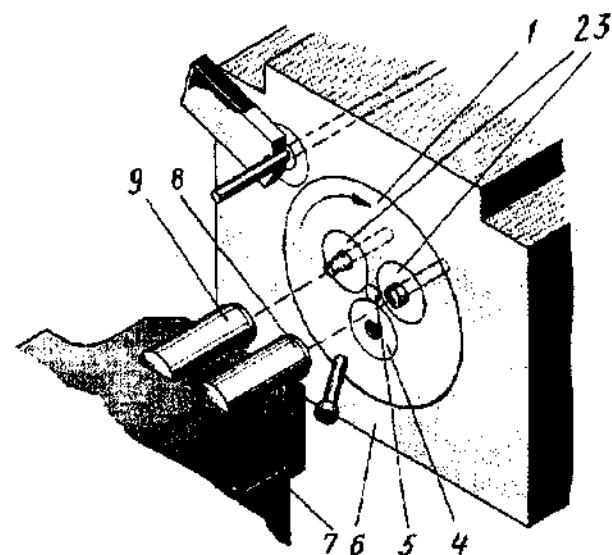


Рис. 2.10. Схема параллельно-последовательной штамповки стержневых деталей в трех матрицах

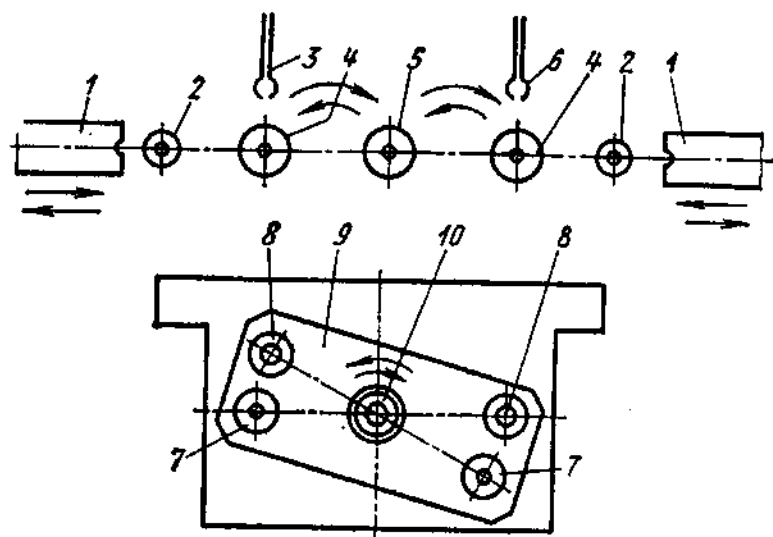


Рис. 2.11. Схемы параллельно-последовательной штамповки с двусторонней подачей заготовок и автомата

По такому же принципу осуществляется параллельно-последовательная штамповка в трех формообразующих матрицах 2 - 4 (рис. 2.10) двумя пуансонами 8, 9. Отличительная особенность этого способа и, соответственно, принципа действия автомата, заключается в том, что пуансоны 8, 9 имеют стабильное положение на ползуне 7, а последовательно меняются местами матрицы 2 - 4, закрепленные в плите 1, поворачивающейся относительно оси 5 в том же матричном блоке 6, в котором закреплена отрезная матрица.

На рис. 2.11 показаны схемы параллельно-последовательной штамповки двухударного автомата, оснащенного двумя отрезными ножи 1, двумя отрезными матрицами 2, двумя высадочными 4 и одной обрезной 5 (или для повторной высадки) матрицами. Отрезные ножи 1, перемещающиеся навстречу друг другу возвратно-поступательно, отрезают мерные заготовки и переносят их к высадочным матрицам 4. После штамповки полуфабрикаты выталкиваются из этих матриц и клещами 3, 6 последовательно переносятся к обрезной матрице 5. На ползуне автомата закреплена поворотная пуансонная головка 9 с установленными на ней двумя парами пуансонов 7 и 8, используемых для предва-

рительной и окончательной высадки изделия. Пуансон 10, расположенный на оси вращения пуансонной головки, применяется для обрезки по контуру высаженного утолщения на изделии или для его повторной штамповки (прошивки).

На рис. 2.12 показана конструкция инструментального блока специального многопозиционного автомата для холодного

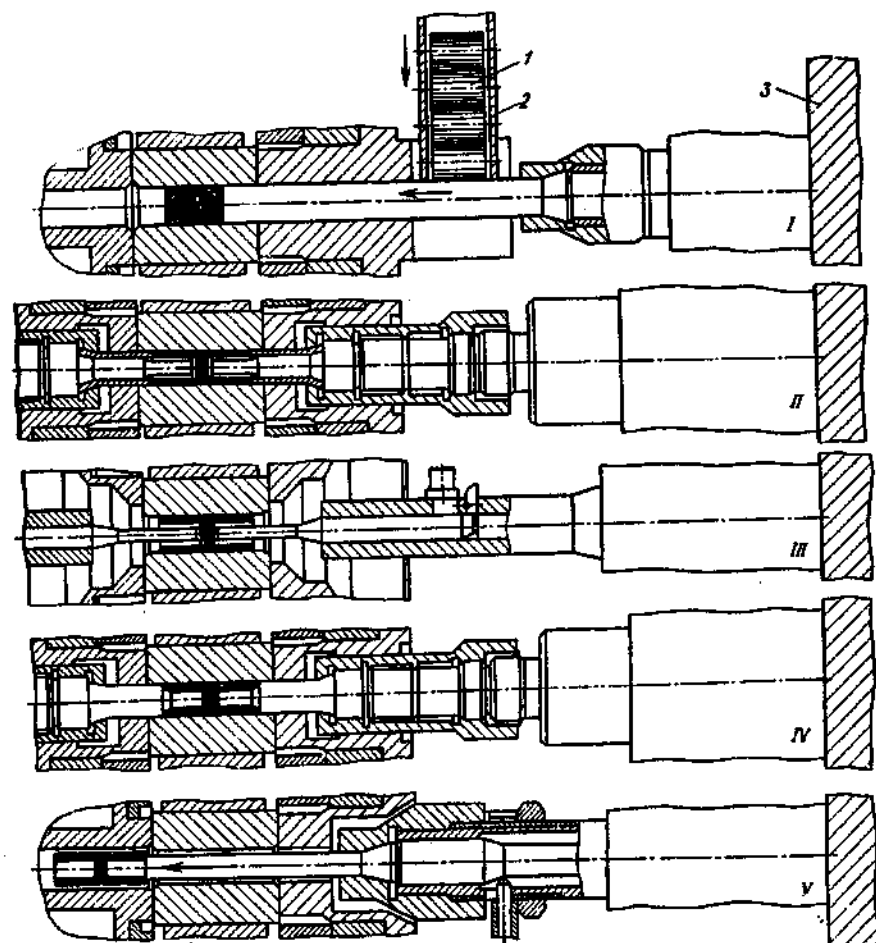


Рис. 2.12. Конструкция инструментального блока многопозиционного автомата для выдавливания заготовок поршневых пальцев

выдавливания заготовок поршневых пальцев, работающего со штучными заготовками 1, загружаемыми в бункерно-загрузочное устройство 2. Целые формообразующие матрицы установлены во вращающемся матричном блоке, расположенном между перемещающимися навстречу друг другу двумя ползунами 3, что позволило транспортировать полуфабрикаты между позициями штамповки вместе с матрицами. Штамповка заготовок поршневых пальцев в матрицах осуществляется путем двустороннего приложения усилий ползунов с закрепленными на них заталкивателями, пуансонами и выталкивателями. При рабочем ходе влево ползуна с заталкивателем заготовка проталкивается в матрицу. При обратном ходе ползунов матричный блок поворачивается и заготовка устанавливается напротив позиции, на которой в заготовке пуансонами осуществляется двустороннее выдавливание полостей. Затем при обратном ходе ползунов вновь происходит поворот матричного блока, установка заготовки напротив позиции контроля выдавленной полости и т.д. до завершения операции штамповки и выталкивания выдавленной заготовки.

Наибольшее распространение в мировой практике нашла параллельно-последовательная штамповка, осуществляемая за три - шесть формообразующих перехода между матрицами расположенными в одной плоскости на одной оси, и пуансонами на параллельной ей плоскости также на одной оси. При этом имеется возможность осуществления штамповки практически любым из указанных в табл. 2.4 способов, сочетающих в необходимой последовательности разделительные и формообразующие операции. Это и предопределило применение параллельно-последовательной штамповки при изготовлении не только заготовок под последующую механическую обработку, но и готовых деталей массой от нескольких граммов до 15 кг стержневого типа и коротких полых в соответствии с классификацией (см. табл. 2.3).

Характерным примером способа, конструкции инструмента и принципа действия автомата для параллельно-последовательной штамповки за две формообразующие позиции (две формообразующие матрицы и два пуансона) может служить деталь типа заклепки (см. рис. 2.13, а) с головкой в форме усеченного конуса объемом в 2,2 раза превышающем объем стержня (рис. 2.13, в).

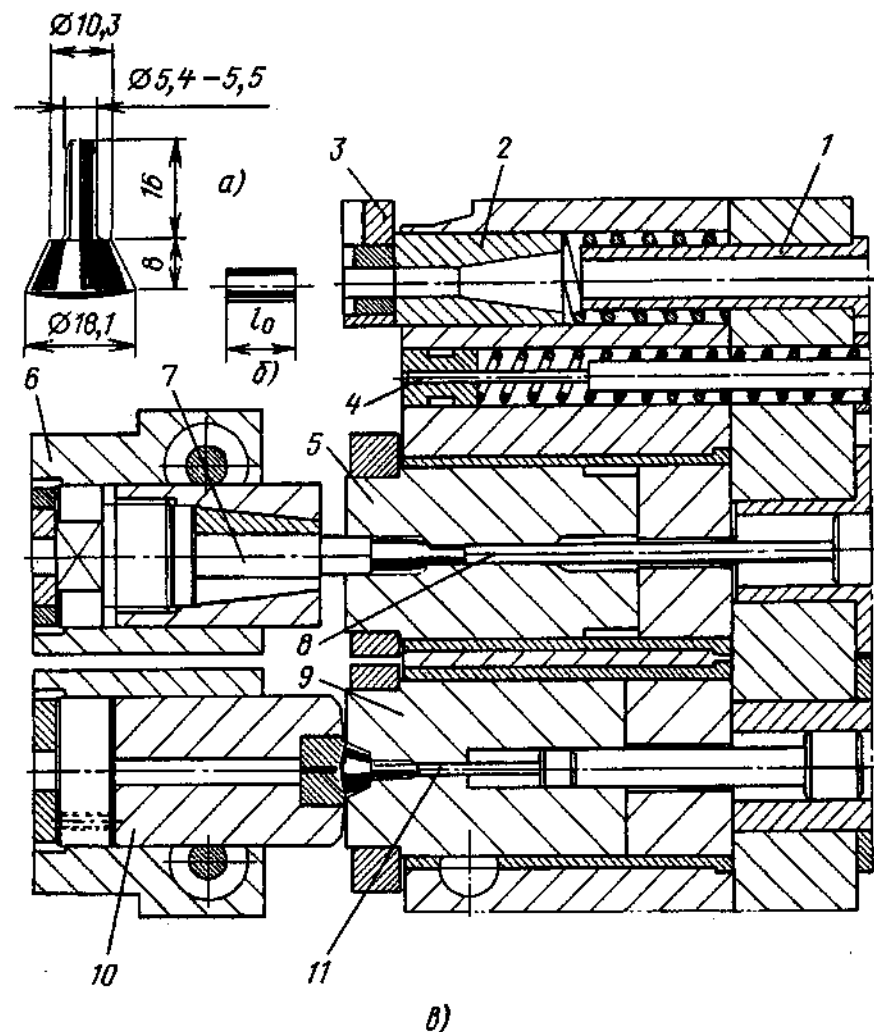


Рис. 2.13. Параллельно-последовательная штамповка заклепки с большим объемом головки:

а - заклепка; б - заготовка; в - конструкция инструмента

Проволока подается через направляющую втулку 1, закрепленную в подштамповой плите, отрезную матрицу 2, неподвижно закрепленную в матричном блоке, и отрезную втулку, закрепленную в ноже 3, до жесткого упора (на чертеже не показан).

Между отрезной матрицей 2 и подштамповой плитой расположена пружина, способствующая выталкиванию матрицы 2 из блока при ее замене. При ходе отрезного ножа вперед выполняется отрезка заготовки (рис. 2.13, б) нужной длины  $l_0$  между отрезной матрицей (см. рис. 2.13, а) и отрезной втулкой (закрытый рез) и перенос отрезанной заготовки, остающейся после отрезки во втулке, на позицию ее переталкивания в захваты механизма переноса (на рисунке не показаны). Переталкивание осуществляется стержнем, установленным в подштамповой плите и матричном блоке. Стержень подпружинен для облегчения его демонтажа при замене. Далее клещи механизма переноса транспортируют отрезанную заготовку на первую позицию штамповки. При первом ходе ползуна вперед происходит заталкивание заготовки в матрицу 5 сборным пуансоном 7 и прямое выдавливание стержня диаметром 5,4 ... 5,5 мм. При отходе ползуна назад выдавленный полуфабрикат выталкивается из матрицы 5 выталкивателем 8 в клещи механизма переноса, которые транспортируют его на вторую позицию штамповки.

При втором ходе ползуна вперед происходит заталкивание полуфабриката в матрицу 9 сборным пуансоном 10 и высадка на полуфабрикате конического утолщения размером 18,1 × 8 мм. При отходе ползуна назад готовое изделие выталкивается из пуансона 10 выталкивателем, а из матрицы 9 выталкивателем 11. Таким образом, первое готовое изделие формообразуется за два хода ползуна в каждой из двух матриц, а далее уже за каждый ход ползуна в обеих матрицах одновременно. Крепление пуансона 15 и 18 в пуансонодержателях 13 и 17 ползуна осуществляется винтами.

На рис. 2.14 показана схема технологического процесса (рис. 2.14, б) и конструкция инструмента для штамповки шарового пальца (рис. 2.14, а) с пустотелой головкой параллельно-последовательным способом за четыре формообразующих операции.

Заготовка 1 (см. рис. 2.14, б) объемом, равным объему готового изделия, переносится захватами механизма переноса (на рисунке не показаны) на первую формообразующую позицию, где осуществляется вначале ее заталкивание сборным пуансоном 2 в составную матрицу 3 и затем выдавливание прямым способом конца стержня. При отходе ползуна с пуансонами назад в

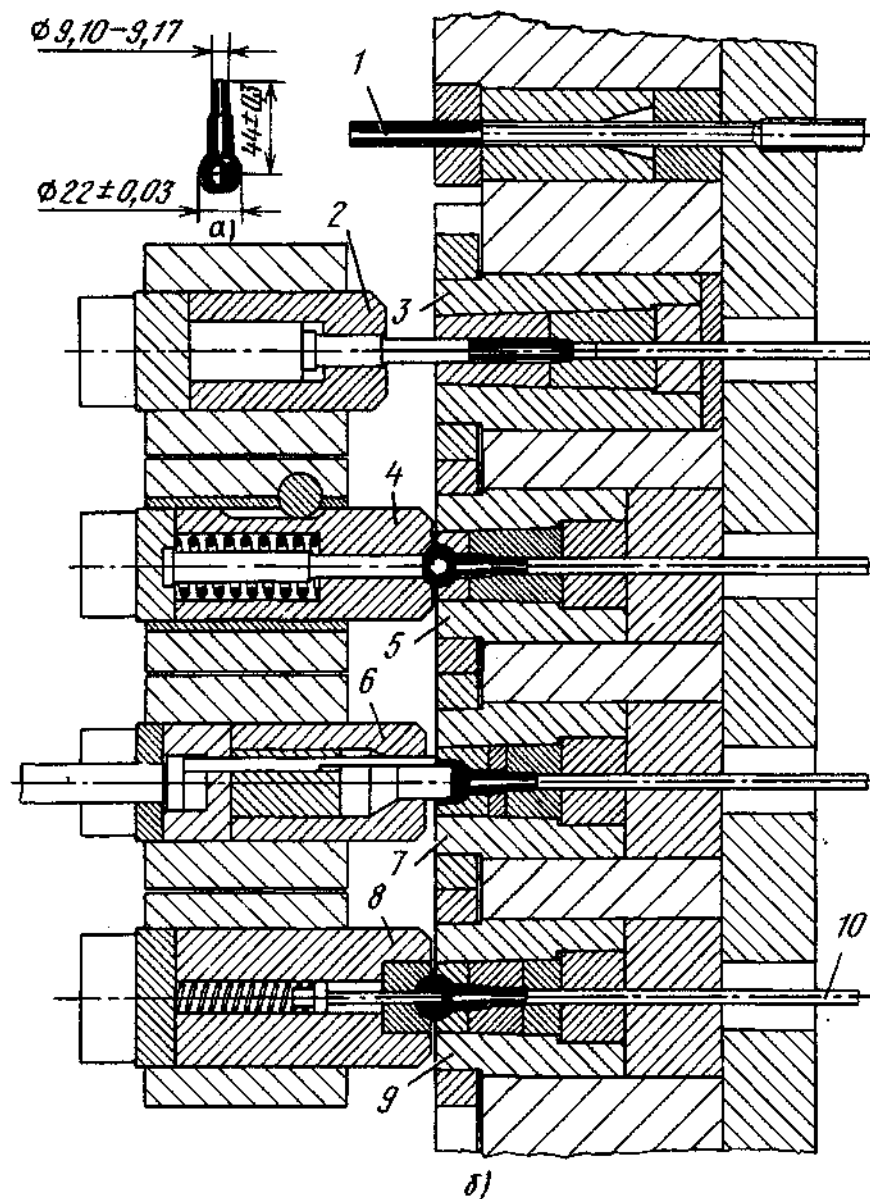


Рис. 2.14. Параллельно-последовательная штамповка шарового пальца с пустотелой головкой:  
а - заготовка; б - конструкция инструмента

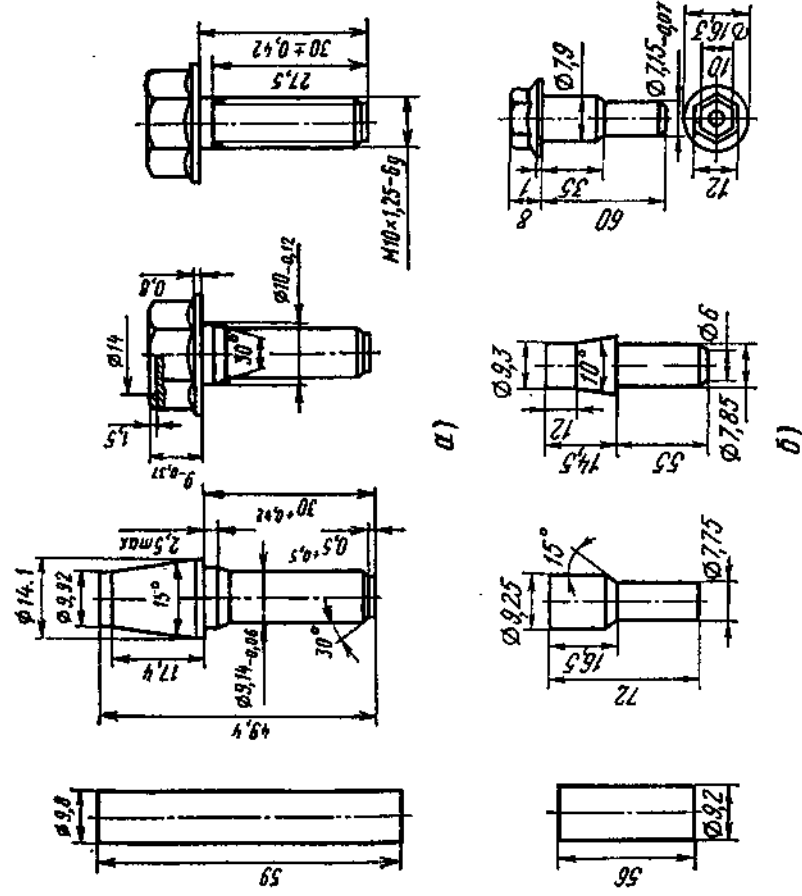


Рис. 2.15. Технологические переходы параллельно-последовательной штамповки стержневых крепежных деталей за три (а - в) и четыре (г) формообразующих перехода

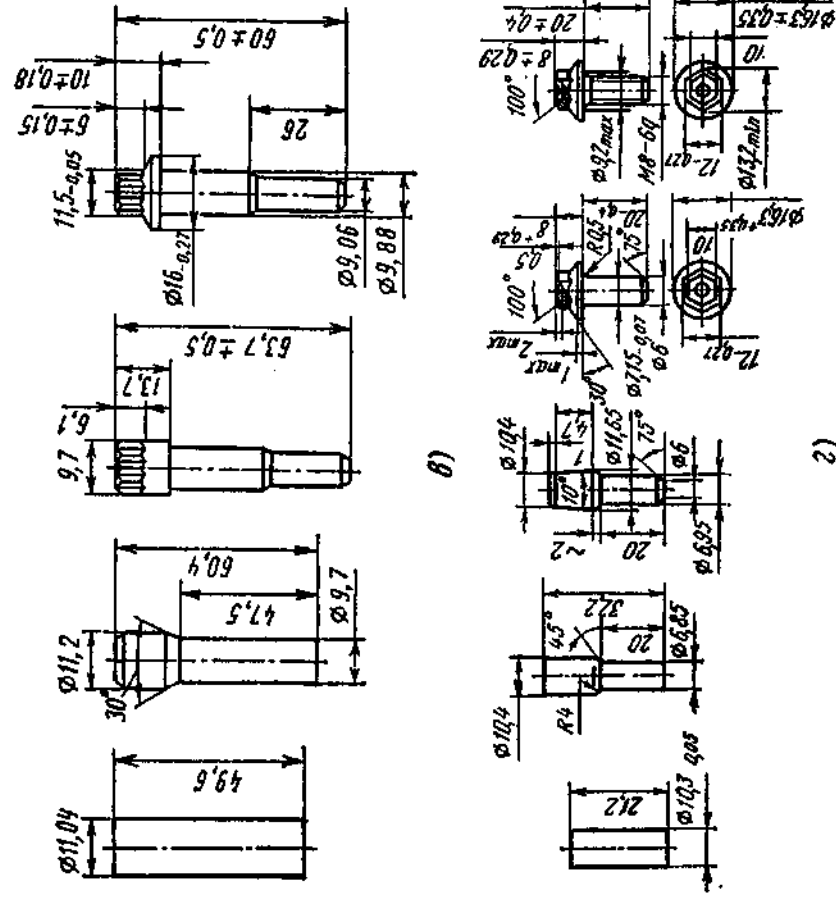


Рис. 2.15. Продолжение

исходное положение полуфабрикат выталкивается из матрицы в захваты механизма переноса и транспортируется ими на вторую формообразующую позицию напротив осей подпружиненного пуансона 4 и составной матрицы 5. На этой позиции в закрытых полостях пуансона и матрицы производится высадка стержня под головкой и самой шаровой головки. При отходе пуансона 4 назад полуфабрикат выталкивается из матрицы в клещи механизма переноса и транспортируется ими к третьей формообразующей позиции. На этой позиции сборным пуансоном 6 осуществляется формообразование цилиндрической полости в головке методом обратного выдавливания в закрытой полости (контейнере) матрицы 7. Далее по аналогии с предыдущим пуансон 6 отходит назад, полуфабрикат выталкивается из матрицы в клещи механизма переноса. Клещи механизма переноса транспортируют заготовку к последней четвертой формообразующей позиции, на которой в закрытой полости между пуансоном 8 и матрицей 9 формообразуется полая шаровая головка. При отходе пуансона 8 назад готовое изделие выталкивается из пуансона подпружиненным стрержнем, а из матрицы - выталкивателем 10 и под действием собственного веса падает в тару для готовых изделий.

При первых четырех ходах ползуна осуществляется последовательная штамповка в одной, двух, трех и четырех матрицах, а затем уже параллельно-последовательная штамповка одновременно всеми четырьмя матрицами и пуансонами.

На рис. 2.15 показаны технологические переходы изготовления заготовок (без резьбы) стержневых крепежных деталей за три (рис. 2.15, а - в) и четыре (рис. 2.15, г) формообразующих перехода, а также заготовки вал-шестерня (рис. 2.15, д). Очевидно, что способ параллельно-последовательной штамповки позволяет практически использовать все основные операции холодной объемной штамповки в различных сочетаниях и последовательности, определяемых формой и размерами изделий.

Характерными представителями невысоких полых деталей, определивших необходимость разработки и постоянного совершенствования способов параллельно-последовательной штамповки, являются шестигранные гайки с отверстием под резьбу от М3 до М27, штампуемые за три - пять формообразующих перехода.

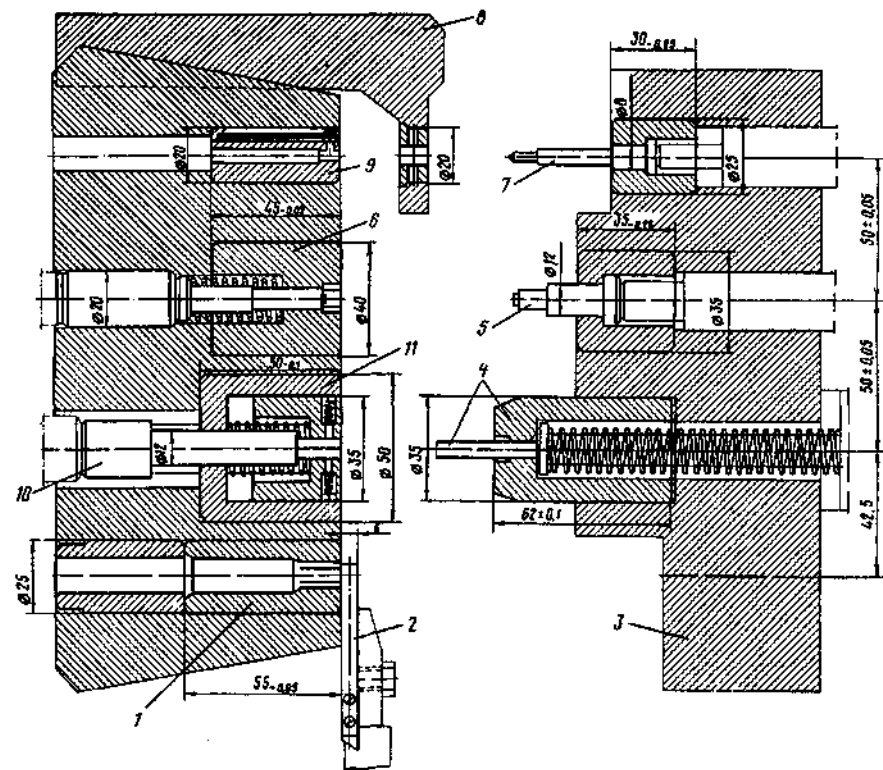


Рис. 2.16. Конструкция инструмента параллельно-последовательной штамповки заготовок гаек М3 - М5 с тремя формообразующими матрицами

Трехпереходный технологический процесс параллельно-последовательной штамповки применяют для изготовления заготовок шестигранных гаек с отверстием под резьбу М3 - М5 из проволоки или прутка шестигранного сечения с размером "под ключ", примерно равным этому размеру готовой гайки.

Технологический процесс, определяющий принцип действия автомата, осуществляется следующим образом.

Проволока (пруток) проталкивается через направляющую втулку и отрезную матрицу 1 (рис. 2.16) через отрезную втулку и отверстие в ноже 2 до упора (на рисунке не показан) и затем при движении ножа от проволоки отрезается заготовка нужной дли-

ны (рис. 2.17, а) и этим же ножом с подпружиненной планкой-захватом переносится на первую формообразующую позицию. На этой позиции осуществляется закрытая осадка заготовки (рис. 2.17, б) для получения параллельных торцов, устранения неровностей после отрезки и формообразования наружной фаски. Штамповка осуществляется в замкнутой полости, образованной подпружиненным пуансоном 4 (см. рис. 2.16), закрепленным в ползуне 3, составной матрицей 11 с подпружиненным контрпуансоном 10. При возвратном ходе ползуна 3 полуфабрикат выталкивается из пуансона и матрицы в захваты механизма переноса (на рисунке не показан) и транспортируется ими ко второй формообразующей позиции (рис. 2.17, в).

На этой позиции пуансоном 5 (см. рис. 2.16) и матрицей 6 осуществляется формообразование второй наружной фаски (см. рис. 2.17, в) и выдавливание обратным способом полостей в гайке с двух сторон. Затем при возвратном ходе ползуна полуфабрикат выталкивается в захваты механизма переноса и транспортируется ими к заключительной третьей позиции штамповки.

На третьей позиции штамповки в заготовке гайки производится (рис. 2.17, г) прошивка отверстия (удаление перемычки между полостями) посредством прошивного пуансона 7 (см. рис. 2.16). При этом перемычка проталкивается пуансоном в полость прошивной матрицы 9, а удаление готовой заготовки-гайки, оставшейся на прошивном пуансоне, осуществляется при обратном ходе ползуна посредством съемника 8.

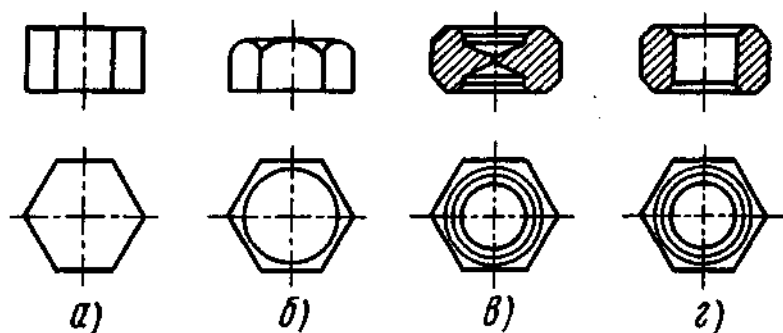


Рис. 2.17. Технологические переходы штамповки заготовок гаек МЗ - М5 из материала шестигранного сечения

Заготовка колпачковой гайки (рис. 2.18, б) с отверстием под резьбу штампуются на четырехпозиционном автомате параллельно-последовательного действия с помощью сборных пуансонов 1, 3, 5, 7 (рис. 2.18, а), закрепленных в пуансонодержателях 2, 4, 6, 8 ползуна, и сборных формообразующих матриц 15, 17, 19, 21, установленных в расточках матричного блока 24 соосно с пуансонами.

Сборные подпружиненные пуансоны на второй, третьей и четвертой позициях штамповки выполнены одинаково: кроме основных пуансонов 3 и 5, осуществляющих обратное выдавливание полуфабрикатов, и пуансона 7, осуществляющего прошивку отверстия, в комплект сборного пуансона входят подпружиненные направляющие ступенчатые втулки-съемники 9, опирающиеся на пуансонодержатели 10. Пуансонодержатели вместе с пуансонами опираются на проставки 11, воспринимающие усилие штамповки и передающие его ползуну. Съем изделий с пуансонов 3, 5 и 7 осуществляется при обратном ходе ползуна втулками-съемниками 9 под действием стержней 12, которые опираются на вставку 13, с помощью выталкивателей 14. Возвратный ход съемников выполняется пружинами.

Формообразующие сборные матрицы 15, 17, 19 и 21 имеют так же, как и пуансоны, одинаковое конструктивное исполнение с некоторыми отличительными особенностями в зависимости от выполняемых функций. Так, матрица 15 четвертого перехода штамповки, предназначенная для прошивки отверстия в заготовке гайки, вместе с выталкивателем 16 имеет паз А, через который удаляется отход металла после прошивки отверстия. Выталкиватели 16, 18, 20 и 23, выполняющие роль опорных пуансонов и выталкивателей полуфабрикатов из сборных матриц соответственно 15, 17, 19 и 21. Возвратный ход выталкивателей осуществляется пружинами.

Вставки формообразующих матриц выполнены составными с внутренней и наружной коническими поверхностями, запрессованными в бандажные кольца. Такая конструкция обеспечивает высокую прочность, следовательно и стойкость, закрытых полостей матриц.

На рис. 2.19, а показано изделие, а на рис. 2.19, б - конструкция инструмента автомата для холодной штамповки корпуса свечи зажигания, включающего четыре комплекта сборных пуансонов 1 - 4 и четыре комплекта формообразующих матриц 5 - 9, имеющих исполнение, подобное инструменту, представленному выше.

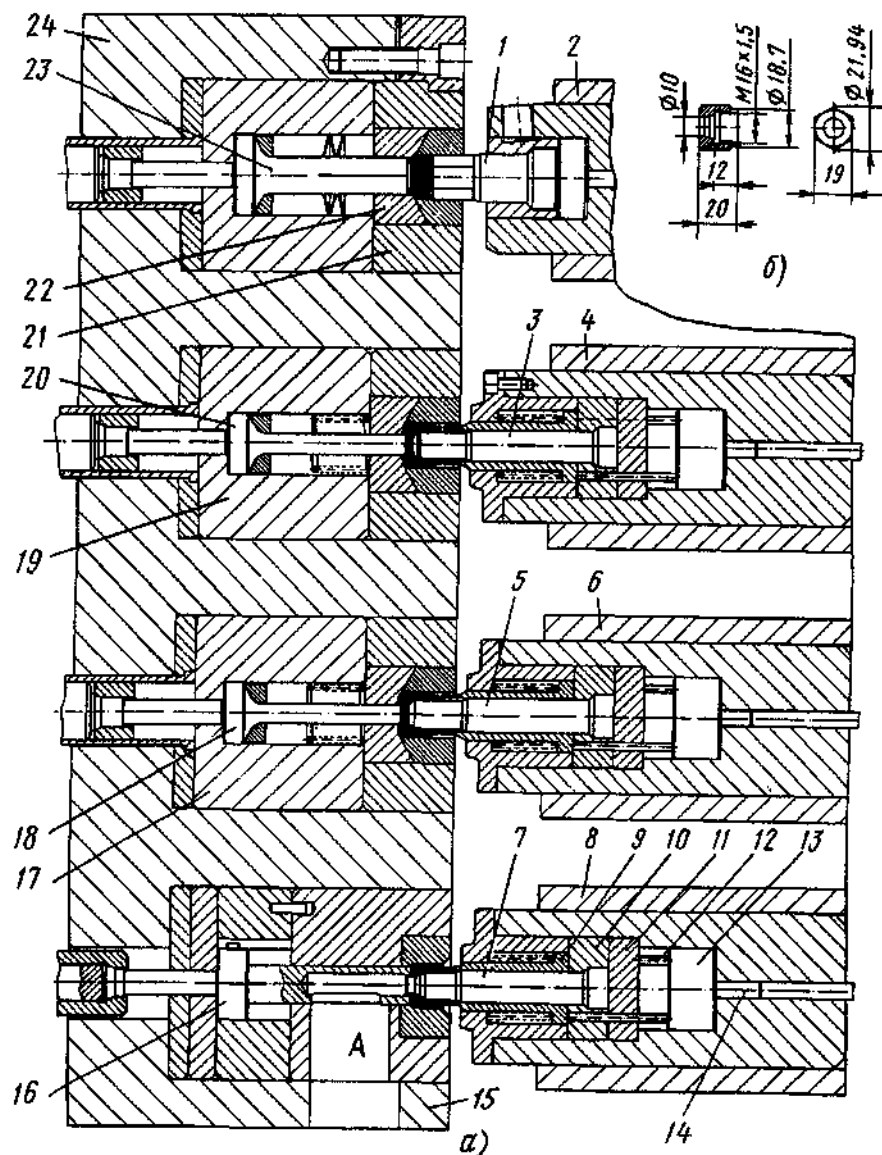


Рис. 2.18. Параллельно-последовательная штамповка заготовки колпачковой гайки:  
 а - конструкция инструмента;  
 б - гайка

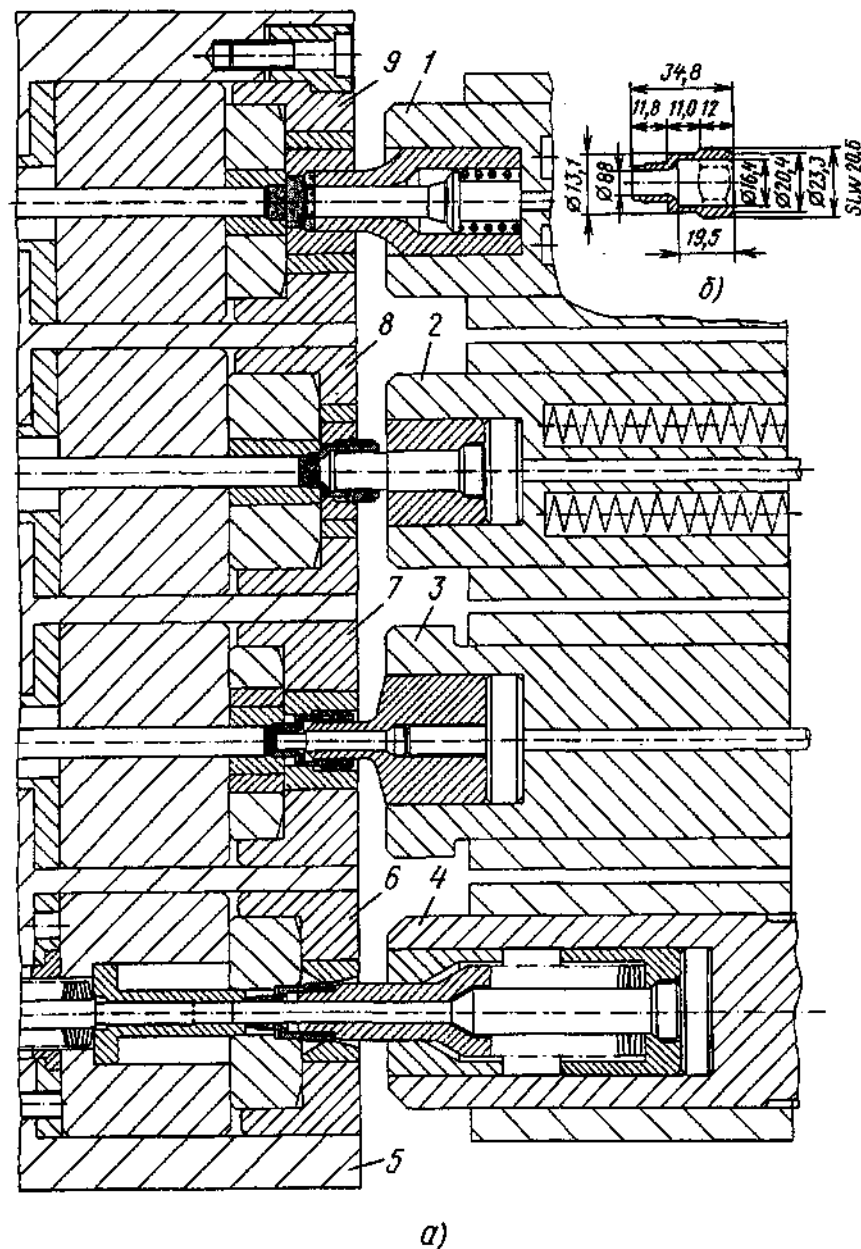


Рис. 2.19. Параллельно-последовательная штамповка колпачка:  
 а - конструкция; б - корпус свечи

Пуансоны на всех позициях штамповки оснащены подпружиненными выталкивателями, а на третьей позиции, где происходит обратное выдавливание, - еще и съемником. Матрицы на всех позициях штамповки выполнены с бандажированными вставками и оснащены выталкивателями.

Пуансоны 1 - 5 закреплены на ползуне, а сборные матрицы 6 - 10 установлены в матричном блоке (на рисунке не показаны). Особенность этого способа и конструкции штамповой оснастки заключается в том, что на завершающих четвертой и пятой позициях штамповки матрицы 6, 7 и стержни пуансонов 4, 5 выполнены подпружиненными, что обеспечивает плотный контакт торцевых поверхностей пуансонов и матриц и образование закрытых полостей в них, исключая возможность затекания материала изделия в заусенец.

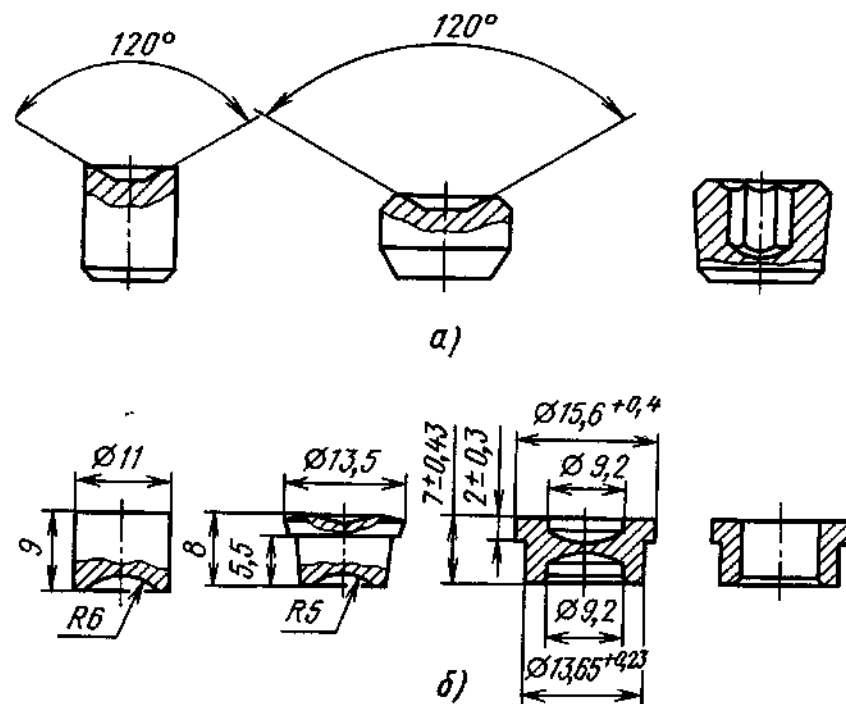


Рис. 2.20. Технологические переходы параллельно-последовательной штамповки:

а - пробки; б - кольца в трех формообразующих матрицах

Особенности многопереходной параллельно-последовательной штамповки заготовок гаек и соответствующих автоматов используют при изготовлении подобных деталей: пробки с внутренней шестигранной полостью за три формообразующих перехода (рис. 2.20, а), кольца подшипника качения за четыре перехода (рис. 2.20, б), ступенчатой втулки за четыре перехода (рис. 2.21). На рис. 2.22 и рис. 2.23 показаны технологические переходы штамповки за пять формообразующих операций для заготовок соответственно диаметром 12 и 38 мм.

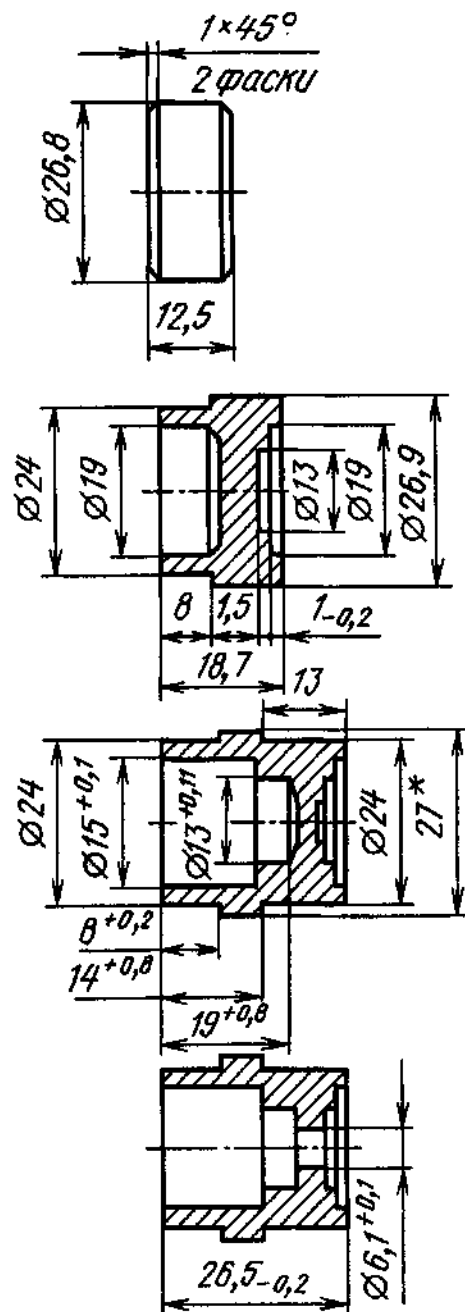


Рис. 2.21. Технологические переходы штамповки ступенчатой втулки в четырех формообразующих матрицах



## 2.4. РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА

При разработке технологического процесса холодной объемной штамповки деталей независимо от того необходима ли последующая механическая или термохимическая обработка, или отсутствует потребность в ней, главными этапами (рис. 2.24) являются подготовка исходного материала к штамповке, выбор и расчет технологических операций и конструкции штамповой оснастки.

Подготовка материала к штамповке выполняется, как правило, на металлургическом заводе-поставщике металла и включает механическую обработку для получения заданной точности размеров заготовки и необходимой чистоты поверхности путем удаления дефектов процесса металлургического производства (окалины, трещин, волосовин), и термохимическую обработку для придания исходному металлу заданных механических свойств и обеспечения минимально возможной величины коэффициента трения между контактными поверхностями материала заготовки и штамповкой оснастки в процессе деформирования детали.

Собственно технологический процесс, осуществляемый автоматом, начинается с получения заготовки заданных размеров и их точности, гарантирующих успешное проведение всего технологического цикла обработки и точное соответствие объему готового, в зависимости от функционального назначения автомата, изделия.

При расчете размеров заготовки  $d_0 \times h_0$  заданной величиной является обычно диаметр  $d_0$  заготовки, устанавливаемый в соответствии с возможностями выбранного способа штамповки (однопозиционная последовательная или многопозиционная параллельно-последовательная), меньше диаметра готового изделия. Высота  $h_0$  заготовки рассчитывается из условия равенства объемов готового изделия  $V_c$  и заготовки  $V_0$ :

$$h_0 = \frac{V_r}{0,785 d_0^2}.$$

Существенное влияние на точность длины и качество торцевой поверхности заготовки оказывают способ и условия отделения заготовки от проволоки (прутка), подаваемой в автомат.

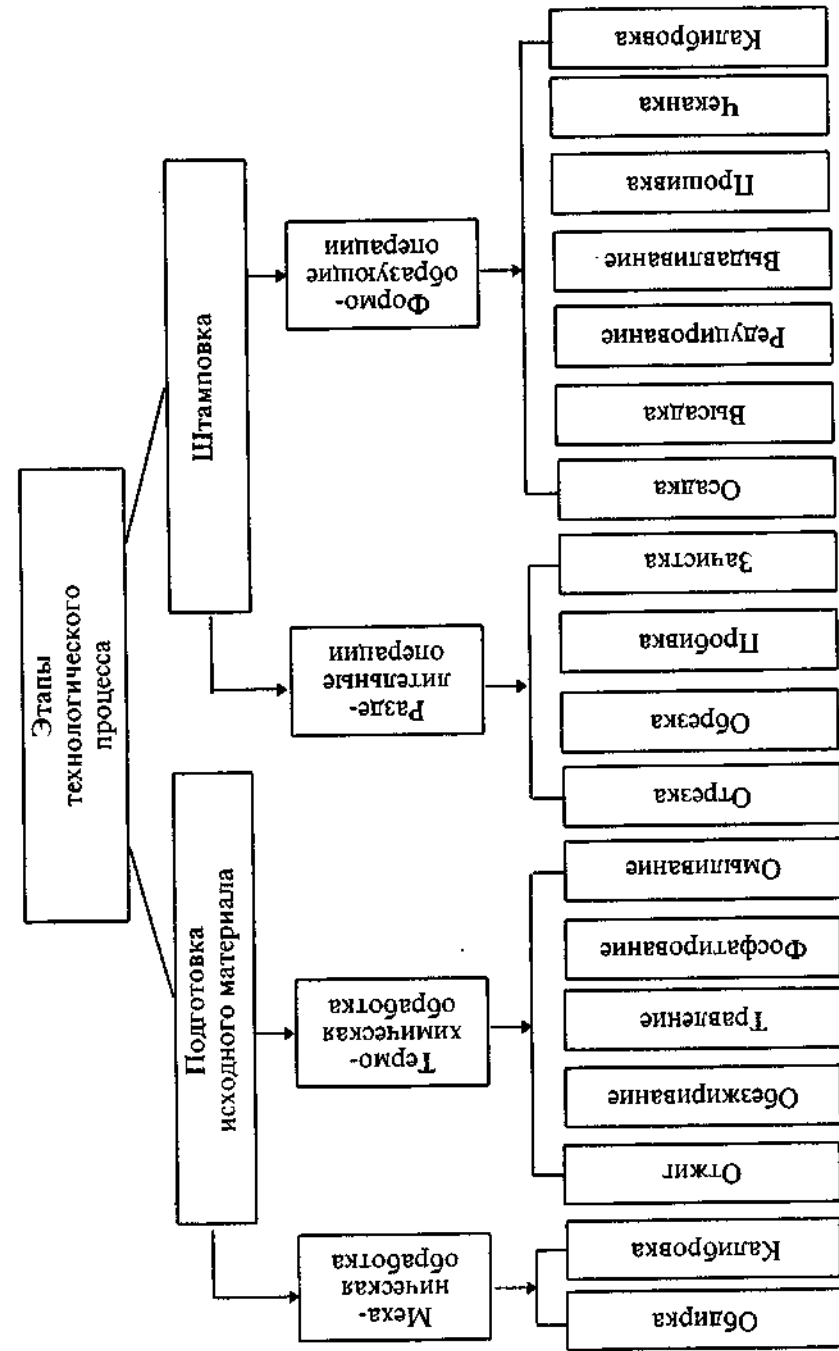


Рис. 2.24. Основные этапы технологического процесса холодной объемной штамповки

На основе мирового опыта создания и эксплуатации автоматов для холодной объемной штамповки и результатов исследований методов разрезки проката на заготовки [6, 20] установлено, что наилучшим способом получения заготовок заданных размеров с перпендикулярным к оси торцом и минимальными погрешностями является безотходный метод сдвига одной части заготовки относительно другой (табл. 2.7).

При последовательной штамповке в однопозиционных автоматах с одной отрезной и одной формообразующей матрицами длительное время применялся способ неполной открытой резки (см. табл. 2.7, 2-й способ), обеспечивающий уменьшение подвижной заготовки относительно инструмента, неподвижного и подвижного ножей (1-й способ), изменение схемы напряженного состояния в очаге деформации и механизма образования поверхности раздела.

В современных конструкциях автоматов для последовательной однопозиционной и параллельно-последовательной многопозиционной штамповки (одна отрезная позиция и две - шесть формообразующих) применяют неполную закрытую и закрытую резку сдвигом (3-й и 4-й способы) с пассивным и активным поперечными зажимами заготовки. Эти способы позволяют производить отрезку в условиях близких к напряженному состоянию всестороннего сжатия путем пластического сдвига без изгиба и без образования трещин скалывания с повышенной геометрической точностью заготовок.

Геометрическая точность заготовок (рис. 2.25) оценивается следующими параметрами:

отклонение объема  $\eta_0 = \Delta V / V \leq 0,02$ ;

утяжка  $f_0 = f / d \leq 0,02$ ;

смятие  $K_0 = K / d \leq 0,01$ ;

отклонение от плоскостности  $b_0 = b_0 / d = 0$ ;

сжатие  $S_0 = (d - d_1) d \leq 0,02$ ;

скос торца  $\varphi \leq 1^\circ$ .

При неполной закрытой и закрытой схемах резки заготовок благоприятное влияние на уменьшение погрешностей формы оказывает увеличение скорости перемещения подвижного ножа, когда смятие и угол скоса становятся равными нулю и значительно уменьшается волнистость торца.

2.7. Схемы отрезки мерных заготовок

| Способ отрезки       | Основная схема | Разновидности                  |                               |
|----------------------|----------------|--------------------------------|-------------------------------|
|                      |                | с пассивным поперечным зажимом | с активным поперечным зажимом |
| 1) открытая          |                |                                |                               |
| 2) неполная открытая |                |                                |                               |
| 3) неполная закрытая |                |                                |                               |
| 4) закрытая          |                |                                |                               |

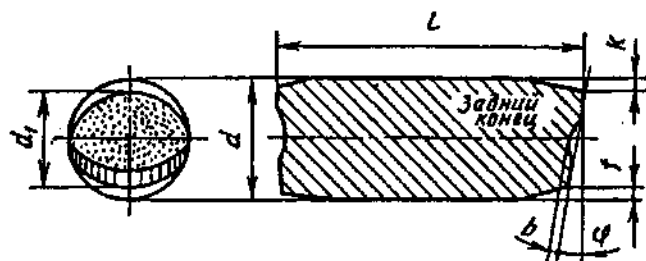


Рис. 2.25. Параметры геометрической точности заготовки

Приведенные механические схемы отрезки заготовок характеризуются осевым зазором  $z_{oc}$  между ножами, поперечным зазором  $z_n$  между прутком и отверстием ножа, и углом наклона оси отверстия.

Осевой зазор является важнейшим геометрическим параметром, существенно влияющим на качество отрезанных заготовок. Различают абсолютный  $z_{oc}$  и относительный  $z_0 = z_{oc} / d$  осевые зазоры. Одинаковые условия отрезки по всему поперечному сечению и отсутствие краевых заусенцев могут быть обеспечены только при постоянстве относительного осевого зазора. Поэтому при отрезке проката круглого профиля абсолютный осевой зазор должен быть переменным, что обеспечивается фасонной заточкой инструмента или наклонным расположением режущих граней.

Поскольку радиальный зазор ухудшает качество отрезаемых заготовок, его следует уменьшать до предела, допустимого условиями свободного введения заготовки в отверстие ножа. Для калиброванного материала этот предел составляет 0,05 мм.

Оптимальный угол  $\alpha$  при неполной закрытой резке зависит от природы металла и равен 2,5 - 9°.

Важное значение имеют силовые факторы резки - усилие поперечное  $Q$  и осевое  $N$  сжатия (см. табл. 2.7).

Пассивный поперечный зажим применяется при отрезке цельными ножами с очком и осуществляется реактивными силами  $R$ . При активном зажиме прутки зажимаются в разъемных ножах силой  $Q$ , которая может быть либо пропорциональной усилию отрезки (следящий зажим), либо постоянной в течение всего пластического этапа отрезки. Однако в любом случае усилие поперечного зажима должно сниматься в момент образования поверхности скола, чтобы обеспечить отрезаемой заготовке возможность перемещения в осевом направлении во избежание образования дефектов на торцах.

Применение формообразующих операций одним или несколькими способами, количество операций и последовательность их осуществления зависят от формы изготавливаемого изделия и требований, предъявляемых к его механическим свойствам (класса прочности).

В основу теоретических расчетов должны быть положены главные положения обработки материалов давлением - равенство объемов заготовки и изделия, несжимаемость материала и аддитивность деформаций, - согласно которым суммарная логарифмическая деформациях  $\epsilon_\Sigma$  равна сумме логарифмических деформаций  $\epsilon_i$  по переходам штамповки:

$$\epsilon_\Sigma = \epsilon_1 + \epsilon_2 + \epsilon_3 + \dots + \epsilon_n,$$

где  $\epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3, \dots, \epsilon_n$  - логарифмические степени деформации по переходам штамповки;  $n$  - число переходов штамповки.

Завершающими этапами разработки технологического процесса являются разработка чертежей штамповой оснастки и расчет усилий по переходам штамповки [10].

На основе полученных данных осуществляется выбор необходимого оборудования по значениям номинального усилия, хода ползуна, мощности электродвигателя и момента инерции маховика.

Номинальное усилие  $P_n$  принимается равным сумме усилий по формообразующим переходам штамповки в конце рабочего хода ползуна:

$$P_n \geq P_1 + P_2 + P_3 + \dots + P_n.$$

В качестве одного из примеров разработки технологического процесса ниже приведена разработка технологического процесса холодной объемной штамповки винта с внутренним шестигранником двумя способами: последовательной штамповкой в одной матрице и параллельно-последовательной штамповкой в четырех матрицах.

Согласно ГОСТ 1759.4-87 винты с внутренним шестигранником по прочности разделяются на 11 классов, обозначаемых от 3.6 до 12.9 (табл. 2.8), где первая цифра соответствует 1/100 номинального временного сопротивления  $\sigma_b$  разрыву в МПа, т.е. от 300 до 1200 МПа, а вторая - 1/10 отношения номинального значения предела текучести к временному сопротивлению в процентах.

## 2.8. Механические свойства винтов с внутренним шестигранником различных классов прочности (ГОСТ 1759.4-87)

| Механические свойства                 | Класс прочности |     |     |     |     |     |     |     |     |      |      |
|---------------------------------------|-----------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|------|
|                                       | 3.6             | 4.6 | 4.8 | 5.6 | 5.8 | 6.6 | 6.8 | 8.8 | 9.8 | 10.9 | 12.9 |
| Временное сопротивление разрыву, МПа: |                 |     |     |     |     |     |     |     |     |      |      |
|                                       | 300             | 400 | 400 | 500 | 500 | 600 | 600 | 800 | 900 | 1000 | 1200 |
| минимальное                           | 330             | 400 | 420 | 500 | 520 | 600 | 600 | 800 | 900 | 1040 | 1220 |
| Твердость по Бринеллю, НВ:            |                 |     |     |     |     |     |     |     |     |      |      |
| минимальная                           | 90              | 114 | 124 | 147 | 152 | 181 | 219 | 242 | 266 | 295  | 353  |
| максимальная                          | 209             | 209 | 209 | 209 | 209 | 238 | 285 | 319 | 342 | 363  | 412  |

### Главные требования, предъявляемые к готовым винтам:

1. Допуски размеров, формы и расположения поверхностей должны соответствовать ГОСТ 1759.1-82 и приложению 5 ГОСТ 1759.0-87.
2. Поверхность винтов должны быть чистой, без следов коррозии и механических повреждений в соответствии с ГОСТ 1759.2-82.
3. Механические свойства должны соответствовать требованиям табл. 2.8 (ГОСТ 1759.4-87).
4. При испытаниях готовых винтов с резьбой на стержне на разрыв временное сопротивление не должно быть меньше минимально допустимого для соответствующих классов прочности (см. табл. 2.8), а трещина или разрыв могут появляться в гладкой или резьбовой части стержня, но не в месте перехода от стержня к головке.

Обеспечение перечисленных требований к винтам при их среднесерийном, крупносерийном и массовом производстве возможно при использовании главным образом технологии холодной объемной штамповки из калиброванной и фосфатированной проволоки.

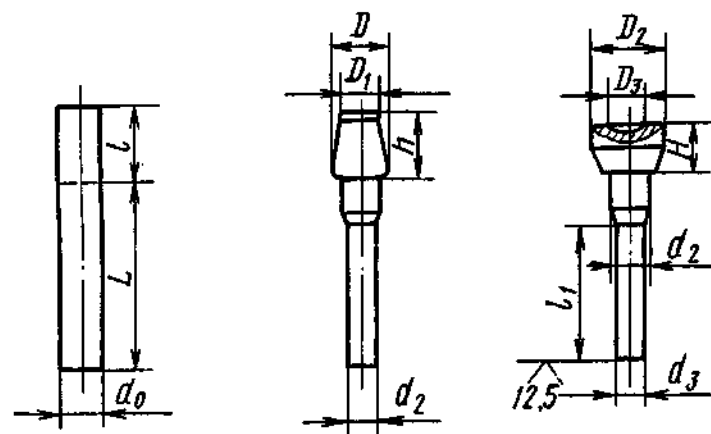


Рис. 2.26. Технологические переходы последовательной штамповки винта с внутренним шестигранником в одной матрице на однопозиционных автоматах

**Особенности технологии последовательной штамповки.** Винты с цилиндрической головкой и шестигранным углублением в ней с внутренним шестигранником с резьбой М6 - М20 классов прочности 5.6 - 6.8 изготавливают на трех видах кузнечно-штамповочных автоматов с промежуточным отжигом из стали 35 и последующей термообработкой для получения заданного класса прочности например для винта М12, в такой последовательности технологических операций (рис. 2.26, табл. 2.9):

1. Последовательное формообразование стержня и цилиндрической головки в одной матрице двумя ударами пуансона на двухударном холодновысадочном автомате из проволоки диаметром  $d_0 = 11,82$  мм: однократное редуцирование стержня на диаметр  $d_{pl} = 10,67$  мм с относительной степенью деформации

$$\psi_{pl} = 1 - \left( \frac{d_{pl}}{d_0} \right)^2 = 0,185$$

и формообразование вначале конической ( $D_1 = 11,6$  мм;  $D = 15,5$  мм), затем цилиндрической ( $D_2 = 17,6$  мм) головки с относительной степенью деформации

$$\psi_r = 1 - \left( \frac{d_0}{D} \right)^2 = 1 - \left( \frac{11,82}{17,6} \right)^2 = 0,55.$$

После штамповки на двухударном холодновысадочном автомате стержень винта имеет напряжение  $\sigma_{ст}^*$ , т.е. упрочняется по сравнению с исходным состоянием ( $\sigma_0 = 480$  МПа):

$$\sigma_{ст}^* = 0,9 \sigma_0 (1 + 2 \psi_{pl}) = 0,9 \cdot 480 (1 + 2 \cdot 0,185) = 592 \text{ МПа},$$

что соответствует классам прочности 5.6 - 6.8, а головка винта имеет напряжение  $\sigma_{ст}^*$ ,

$$\sigma_{ст}^* = 0,9 \cdot 480 (1 + 2 \cdot 0,55) = 907,2 \text{ МПа},$$

что соответствует классам прочности 8.8 - 9.8.

2.9. Размеры (мм) заготовки по переходам последовательной штамповки в одной матрице (см. рис. 2.26)

| Размер винта      | Диаметр заготовки металла, $d_0$ | Высшая живая длина заготовки, $l$ | Предварительная высадка |       |      |                       | Окончательная высадка |             |                       |                        |       |  |
|-------------------|----------------------------------|-----------------------------------|-------------------------|-------|------|-----------------------|-----------------------|-------------|-----------------------|------------------------|-------|--|
|                   |                                  |                                   | $D$                     | $D_1$ | $h$  | $D_2$                 | $D_3$                 | $H \pm 0,1$ | $d_2$                 | $d_3$                  | $h_1$ |  |
| M5 × (10 - 40)    | 4,8                              | 13,0                              | 6,3                     | 4,8   | 7,3  | 8,35 <sub>-0,15</sub> | 4,8                   | 4,7         | 4,87 <sub>-0,05</sub> | 4,37 <sub>-0,05</sub>  | 22    |  |
| M6 × (12 - 80)    | 5,8                              | 14,0                              | 7,7                     | 5,8   | 10,0 | 9,8 <sub>-0,2</sub>   | 6,1                   | 5,7         | 5,87 <sub>-0,05</sub> | 5,26 <sub>-0,09</sub>  | 24    |  |
| M8 × (12 - 80)    | 7,8                              | 16,0                              | 10,5                    | 7,8   | 12,0 | 12,8 <sub>-0,2</sub>  | 7,2                   | 7,6         | 7,87 <sub>-0,05</sub> | 7,09 <sub>-0,08</sub>  | 28    |  |
| M10 × (16 - 100)  | 9,8                              | 19,4                              | 13,0                    | 9,8   | 11,5 | 15,8                  | 9,7                   | 9,4         | 9,87 <sub>-0,05</sub> | 8,91 <sub>-0,09</sub>  | 32    |  |
| M12 × (20 - 120)  | 11,8                             | 22,0                              | 16,0                    | 11,8  | 14,0 | 17,7                  | 12,0                  | 11,0        | 11,9 <sub>-0,05</sub> | 10,71 <sub>-0,09</sub> | 36    |  |
| M16 × (25 - 120)  | 15,7                             | 28,0                              | 20,4                    | 15,7  | 19,5 | 23,7                  | 16,7                  | 14,2        | 15,85 <sub>-0,1</sub> | 14,51 <sub>-0,08</sub> | 44    |  |
| M16 × (130 - 160) | 14,5                             | 33,5                              | 20,4                    | 14,5  | 19,7 | 23,7                  | 16,7                  | 14,2        | 14,52                 | 14,51 <sub>-0,18</sub> | 44    |  |
| M20 × (35 - 120)  | 18,15                            | 44,0                              | 25,5                    | 18,1  | 26,0 | 29,7                  | 20,4                  | 18,3        | 18,18                 | 18,18 <sub>-0,08</sub> | 52    |  |

2. Рекристаллизационный отжиг и фосфатирование заготовки для снятия деформационного упрочнения из-за высоких удельных усилий на прошивном пуансоне, равных

$$p_n \approx 3,16 \sigma_{\text{ст}}^* = 2869,5 \text{ МПа} > [2500].$$

Рекристаллизационный отжиг позволяет снизить удельные усилия на пуансоне до значения

$$p_n = 3,16 \cdot 480 = 1516,8 \text{ МПа} \ll [2500],$$

что обеспечивает его экономически целесообразную стойкость.

3. Повторная высадка цилиндрической головки винта до диаметра  $D_r = 18$  мм и прошивка в ней углубления шестигранной формы (рис. 2.27, табл. 2.10) с диаметром описанной окружности  $D_{\text{ш}} = 11,9$  мм с относительной степенью деформации

$$\Psi_{\text{ш}} = \left( \frac{11,9}{18} \right)^2 = 0,437.$$

При этом напряжение в головке достигает

$$\sigma_{\text{ст}}^* = 0,9 \cdot 480(1 + 2 \cdot 0,437) = 809,6 \text{ МПа},$$

что соответствует классу прочности 8.8.

В результате винты получаются с разными значениями  $\sigma_{\text{г}}$  головки (809,6 МПа) и стержня (480 МПа) и в целом соответствуют классам прочности только 4.8 - 5.6. Поэтому на завершающей операции после накатывания резьбы, которая несколько упрочняет стержень, применяется дополнительная упрочняющая термообработка - закалка в масле для получения механических свойств соответствующих классам прочности 6.6 и 6.8.

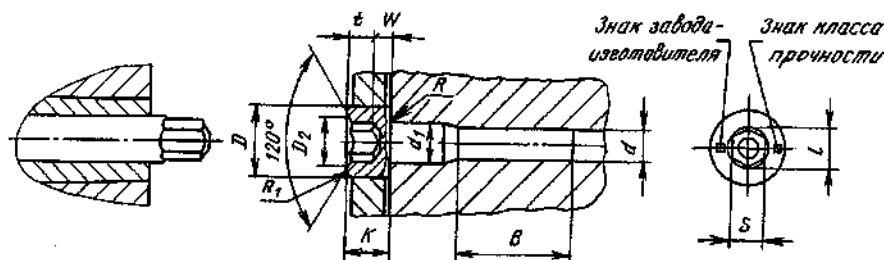


Рис. 2.27. Эскиз технологической операции прошивки в головке винта внутреннего шестигранника

2.10. Размеры заготовки винта при прошивке в головке внутреннего шестигранника (см. рис. 2.27)

| Размер винтов | Шаг резьбы, мм | $D_1$                | $K$                 | $l$  | $e$   | $D_2$     | $d$                    | $d_1$                  | $S$                                        | $R_1$ | $b$                | $R$  | $W$ |
|---------------|----------------|----------------------|---------------------|------|-------|-----------|------------------------|------------------------|--------------------------------------------|-------|--------------------|------|-----|
| M5×(10-40)    | 0,8            | 8,5 <sub>-0,15</sub> | 5 <sub>-0,18</sub>  | 2,5  | 4,59  | 4,9±0,6   | 4,45 <sub>-0,08</sub>  | 5 <sub>-0,18</sub>     | 4 <sub>+0,05</sub><br>4 <sub>+0,030</sub>  | 0,5   | 22 <sup>+1,6</sup> | 0,2  | 1,9 |
| M6×(12-80)    | 1              | 10 <sub>-0,15</sub>  | 6 <sub>-0,30</sub>  | 3,0  | 5,73  | 6,1±0,75  | 5,29 <sub>-0,11</sub>  | 6 <sub>-0,18</sub>     | 5 <sub>+0,05</sub><br>5 <sub>+0,030</sub>  | 0,6   | 24 <sup>+2</sup>   | 0,25 | 2,3 |
| M8×(12-80)    | 1,25           | 13 <sub>-0,18</sub>  | 8 <sub>-0,36</sub>  | 4,0  | 6,87  | 7,2±0,75  | 7,12 <sub>-0,11</sub>  | 8 <sub>-0,22</sub>     | 6 <sub>+0,05</sub><br>6 <sub>+0,030</sub>  | 0,8   | 28 <sup>+2,5</sup> | 0,4  | 3,0 |
| M10×(16-100)  | 1,5            | 16 <sub>-0,18</sub>  | 10 <sub>-0,36</sub> | 5,0  | 9,77  | 9,7±0,75  | 8,96 <sub>-0,12</sub>  | 10 <sub>-0,22</sub>    | 8 <sub>+0,13</sub><br>8 <sub>+0,04</sub>   | 1,0   | 32 <sup>+3</sup>   | 0,4  | 4,0 |
| M12×(20-120)  | 1,75           | 18 <sub>-0,18</sub>  | 12 <sub>-0,43</sub> | 6,0  | 11,45 | 12±0,9    | 10,78 <sub>-0,13</sub> | 12 <sub>-0,27</sub>    | 10 <sub>+0,13</sub><br>10 <sub>+0,04</sub> | 1,2   | 36 <sup>+3,5</sup> | 0,6  | 4,8 |
| M16×(25-120)  | 2              | 24 <sub>-0,21</sub>  | 16 <sub>-0,43</sub> | 8,0  | 16,02 | 16,7±0,9  | 14,58 <sub>-0,14</sub> | 16 <sub>-0,27</sub>    | 14 <sub>+0,16</sub><br>14 <sub>+0,05</sub> | 1,6   | 40                 | 0,6  | 6,8 |
| M16×(130-160) | 2              | 24 <sub>-0,21</sub>  | 16 <sub>-0,43</sub> | 8,0  | 16,02 | 16,7±0,9  | 14,58 <sub>-0,14</sub> | 16 <sub>-0,27</sub>    | 14 <sub>+0,16</sub><br>14 <sub>+0,05</sub> | 1,6   | 44 <sup>+4</sup>   | 0,6  | 6,8 |
| M20×(35-120)  | 2              | 24 <sub>-0,21</sub>  | 16 <sub>-0,43</sub> | 8,0  | 16,02 | 16,7±0,9  | 14,58 <sub>-0,14</sub> | средний диаметр резьбы | 14 <sub>+0,16</sub><br>14 <sub>+0,05</sub> | 1,6   | 44 <sup>+4</sup>   | 0,6  | 6,8 |
| M20×(35-120)  | 2,5            | 30 <sub>-0,21</sub>  | 20 <sub>-0,52</sub> | 10,0 | 19,44 | 20,4±1,05 | 18,25 <sub>-0,14</sub> | средний диаметр резьбы | 17 <sub>+0,16</sub><br>17 <sub>+0,05</sub> | 2,0   | 52 <sup>+5</sup>   | 0,8  | 8,6 |

**Особенности технологии параллельно-последовательной штамповки.** Параллельно-последовательная штамповка винта с резьбой М12 и длиной стержня 30 - 70 мм с внутренним шести-гранником в четырех формообразующих матрицах и, соответственно, - четырьмя пуансонами осуществляется, в такой последовательности технологических операций с расчетными значениями  $\psi$  относительной и  $\epsilon$  логарифмической степенями деформации:

- 1) отрезка заготовки;
- 2) выдавливание стержня ( $\psi = 0,31$ ;  $\epsilon = 0,38$ ) и осадка головки ( $\psi = 0,03$ ;  $\epsilon = 0,03$ );
- 3) первое редуцирование стержня ( $\psi = 0,1$ ;  $\epsilon = 0,21$ ) и осадка головки ( $\psi = \epsilon = 0,01$ );
- 4) второе редуцирование стержня ( $\psi = 0,16$ ;  $\epsilon = 0,18$ ) под накатку резьбы, осадка стержня под головкой ( $\psi = \epsilon = 0,01$ ) и высадка головки со сферическим углублением ( $\psi = 0,08$ ;  $\epsilon = 0,09$ );
- 5) осадка стержня ( $\psi = \epsilon = 0,04$ ), выдавливание в головке внутреннего шестигранника ( $\psi = 0,41$ ;  $\epsilon = 0,52$ ) и калибровка осадкой цилиндрической головки ( $\psi = 0,08$ ;  $\epsilon = 0,09$ ).

Суммарная степень деформации головки  $\psi = 0,57$ ;  $\epsilon = 0,85$ .

Суммарная степень деформации стержня  $\psi = 0,54$ ;  $\epsilon = 0,78$ .

Расчетное значение истинного напряжения при суммарной степени относительной деформации головки  $\psi = 0,57$

$$\sigma_r = \sigma_s (1 + 1,6 \psi) = 48 (1 + 1,6 \cdot 0,57) \approx 920 \text{ МПа},$$

у стержня при  $\psi = 0,54$   $\sigma_{cr} = 48 (1 + 1,6 \cdot 0,54) \approx 900 \text{ МПа}$ .

Следовательно, параллельно-последовательная штамповка за четыре формообразующих перехода позволяет упрочнить стержень в 1,88 раза и головку в 1,92 раза, и практически равномерно распределить прочность по всей длине винта. Значения временного сопротивления изготовленного таким способом винта и испытания его на разрыв ( $\sigma_s = 829 \dots 927 \text{ МПа}$ ) показали, что параллельно-последовательная штамповка винтов из исходного материала с  $\sigma_s = 480 \text{ МПа}$  обеспечивает получение изделий класса прочности 8.8 без проведения закалки ( $\sigma_s = 800 \text{ МПа}$ ).

## 2.5. ВЫБОР СТАЛЕЙ И ИХ ПОДГОТОВКА К ХОЛОДНОЙ ОБЪЕМНОЙ ШТАМПОВКЕ

Холодной объемной штамповкой в основном изготавливают детали из сталей широкого ассортимента по химическому составу и механическим свойствам.

При холодной объемной штамповке стальных деталей наибольшее значение относительных деформаций в большинстве случаев достигает  $\psi = 60 \dots 70 \%$ , а в отдельных случаях  $\psi = 80 \dots 85 \%$ , что соответствует истинным (логарифмическим) деформациям

$$\epsilon = \ln \frac{1}{1 - \psi} = 0,9 \dots 1,9.$$

Главные требования к сталям, применяемым для холодной объемной штамповки, следующие: минимальное количество неметаллических включений при высокой степени их дисперсности, отсутствие дефектов на поверхности металла, наличие не менее 80 % зернистого перлита в структуре металла.

ГОСТ 1759-70 предусматривает применение заготовок углеродистых и легированных сталей диаметром до 48 мм 12 групп прочности, из коррозионно-стойких, жаропрочных, жаростойких сталей шести групп также шести групп прочности. Классы прочности охватывают диапазон предела прочности изделий 300 - 1600 МПа и в отдельных случаях - до 2000 МПа.

Согласно этому ГОСТу изделия классов прочности 3.6, 4.6 и 5.6 могут быть получены холодной объемной штамповкой без дополнительной термической обработки, а более высоких классов прочности - с обязательным применением закалки и отпуска.

Опыт показал, что современные возможности металлургической промышленности и технологии холодной объемной штамповки позволяют этот диапазон классов прочности расширить и уменьшить потребность в термообработке.

Для холодной объемной штамповки согласно ГОСТ 10702-78 применяют широкий ассортимент заготовок из сталей калиброванных круглого и шестигранного сечения со специальной отделкой поверхности в термически обработанном состоянии методами отпуска, обычного или сфероидизирующего отжига диаметром до 50 мм в мотках массой 0,03 - 2,1 т и прутках следующих марок: 08кп, 08пс, 08, 10кп, 10пс, 10, 15кп, 15пс, 15, 20кп, 20пс, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 15Х, 20Х, 30Х, 35Х, 38ХА, 40Х,



Качество изделий, получаемых холодной объемной штамповкой, надежность и долговечность их в работе, снижение процента бракованных деталей по трещинам зависит, главным образом от наличия поверхностных дефектов на используемых для штамповки проволоке или прутках.

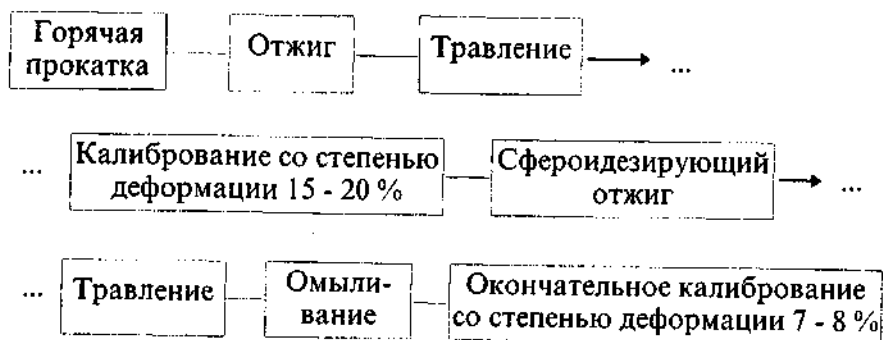
Полное устранение поверхностных дефектов зачастую бывает невозможным или экономически невыгодным.

Поэтому должны быть выявлены и неуклонно соблюдаться безопасные размеры поверхностных дефектов.

Подавляющее большинство поверхностных дефектов представляет собой в поперечном сечении "надрез" небольшой глубины и малого радиуса закругления в вершине.

Наибольшую часть поверхностных дефектов и наибольшую опасность при холодной объемной штамповке составляют продольные дефекты (риски, закаты, волосовины, царапины, следы протяжки и т.п.), имеющие склонность к ускоренному раскрытию и выполняющие роль концентраторов напряжений. Пятнистые или точечные дефекты (раковины, черновины, рябизна и т.д.) дискретные поверхностные и по своему влиянию аналогичны продольным. Поперечные дефекты (следы проточки, кольцевые риски и т.п.) менее опасны.

Требуемое качество изделий полученных холодной объемной штамповкой (прочность, шероховатость поверхности и отсутствие брака из-за поверхностных дефектов) при обеспечении высоких технико-экономических показателей штамповки и кузнечно-прессовых машин (производительность, стойкость инструмента, коэффициент использования металла) обеспечивается соблюдением требований к материалу изделий и его подготовке к штамповке по следующей схеме:



Перспективы получения экономно-легированных сталей, эксплуатационные свойства которых во многих случаях не только не уступают, но и превосходят уровень свойств сталей, полученных с применением традиционной системы легирования, открывают возможности использования бора наряду с ванадием, титаном, ниобием и др.

Химический состав сталей повышенной прокаливаемости борсодержащих легированных конструкционных и их механические свойства приведены соответственно в табл. 2.12 и табл. 2.13.

**2.12. Химический состав борсодержащих легированных сталей повышенной прокаливаемости**

| Сталь   | Массовая доля, % |             |             |             |
|---------|------------------|-------------|-------------|-------------|
|         | C                | Mn          | Cr          | Ni          |
| 30ХРА   | 0,27 - 0,33      | 0,50 - 0,80 | 1,00 - 1,30 | —           |
| 20ХГР   | 0,18 - 0,24      | 0,70 - 1,00 | 0,75 - 1,05 | —           |
| 27ХГР   | 0,25 - 0,31      | 0,70 - 1,00 | 0,70 - 1,00 | —           |
| 40ХГТР  | 0,38 - 0,45      | 0,70 - 1,00 | 0,80 - 1,10 | —           |
| 20ХНР   | 0,16 - 0,23      | 0,60 - 0,90 | 0,70 - 1,10 | 0,80 - 1,10 |
| 20ХГНР  | 0,16 - 0,23      | 0,70 - 1,00 | 0,70 - 1,10 | 0,80 - 1,10 |
| 20ХГНТР | 0,18 - 0,24      | 0,80 - 1,10 | 0,40 - 0,70 | 0,40 - 0,70 |

**2.13. Механические свойства (не более) борсодержащих легированных сталей повышенной прокаливаемости**

| Сталь   | $\sigma_s$ , МПа | $\sigma_t$ , МПа |
|---------|------------------|------------------|
| 30ХРА   | 1600             | 1300             |
| 20ХГР   | 1000             | 800              |
| 27ХГР   | 1400             | 1200             |
| 40ХГТР  | 1000             | 800              |
| 20ХНР   | 1200             | 1000             |
| 20ХГНР  | 1300             | 1100             |
| 20ХГНТР | 1200             | 1000             |

Кроме приведенных в табл. 2.11 элементов, стали всех марок содержат 0,17 - 0,37 % Si, стали 40ХГТР и 20ХГНТР - 0,03 - 0,09 % Ti, в остальных допускается технологическая добавка титана по расчету (без учета угара) 0,06 %. Такая добавка необходима для повышения эффективности микролегирования стали бором. Бор вводят в сталь по расчету в количестве 0,005 %, при этом остаточное содержание его в стали должно быть 0,001 %. Содержание никеля (а также меди) в хромистых и хромомарганцевых сталях не должно превышать 0,3 %. Содержание серы и фосфора в стали 30ХРА должно быть 0,025 % (каждого), в остальных марках 0,035 %.

Термическая обработка борсодержащих конструкционных сталей проводится в соответствии с табл. 2.14, для всех сталей закалка проводится в масле, температура отпуска для стали 40ХГТР 550 °С, для остальных сталей - 200 °С.

Стали марок 20ХГР, 27ХГР и 30ХРА поставляют с нормированной прокаливаемостью в пределах полной марочной или суженной полосы (в соответствии с заказом).

**2.14. Режимы термической обработки борсодержащих сталей**

| Сталь   | Температура, °С                 |                | Среда<br>охлаждения<br>после отпуска |
|---------|---------------------------------|----------------|--------------------------------------|
|         | 1-й закалки или<br>нормализации | 2-й<br>закалки |                                      |
| 30ХРА   | 900, воздух                     | 860            | Воздух                               |
| 20ХГР   | 880                             | -              | Воздух или масло                     |
| 27ХГР   | 870                             | -              | Воздух                               |
| 40ХГТР  | 840                             | -              | Вода или масло                       |
| 20ХГНР  | 930 - 950, воздух               | 780 - 830      | Воздух или масло                     |
| 20ХГНР  | 930 - 950                       | 780 - 830      | То же                                |
| 20ХГНТР | -                               | 850            | Масло                                |

Преимуществом стали 20ХГР, используемой вместо молибденсодержащей стали 20ХГМ, является ее мелкозернистость и устойчивость к росту зерна при нагревании, а также лучшая обрабатываемость, чем у сталей 20ХНМ, 15ХНМ и др. Введение в сталь 20ХГНР 0,7 - 1,1 % Ni оказывает существенное влияние на свойства металла и прежде всего на качество цементованного слоя, пластичность, ударную вязкость, а также прокаливаемость.

Характерными практическими примерами является применение ферритно-мартенситной стали 06ХГР, легированной бором, взамен сталей типа 35 "селект" и 38ХА и сталей 20Г2Р и 30Г2Р взамен стали 40Х.

Опыт показал, что замена стали 38ХА на сталь 06ХГР позволяет получать холодной объемной штамповкой высокопрочные (класс прочности 8.8) крепежные детали и при этом исключить из технологического процесса сфероидизирующий отжиг, многократную калибровку для предварительной нагартовки, уменьшить внутренние дефекты, возникающие в процессе нагартовки, и трудовые затраты.

Аналогичные результаты получены при замене стали 40Х сталями 20Г2Р и 30Г2Р, имеющими примерно одинаковые механические свойства в исходном отожженном состоянии.

Испытания на осадку цилиндрических образцов диаметром 12 мм и высотой 24 мм из этих сталей в горячекатаном и отожженном состоянии на испытательной машине ГРМ-2 усилием 1000 кН со скоростью перемещения ползуна 0,06 - 0,08 мм/с показали, что уровень напряжений течения стали 20Г2Р в любом состоянии ниже, чем сталей 30Г2Р и 40Х, у стали 30Г2Р ниже, чем у стали 40Х. Это способствует снижению расхода энергии и износа инструмента.

Испытания на прокаливаемость методом торцевой закалки показали, что наибольшей прокаливаемостью обладает сталь 30Г2Р. Сталь 40Х обладает несколько большей (на 1 - 2 HRC<sub>2</sub>) твердостью закаленного торца, что объясняется большим содержанием углерода, чем у стали 30Г2Р. Большая прокаливаемость стали 30Г2Р обеспечивает равномерные механические свойства в деталях с большим диаметром сечения и стабильность при термической обработке.

Низкая чувствительность к трещинам сталей 20Г2Р и 30Г2Р позволяет получить при закалке в воду и последующем отпуске более высокие прочностные свойства, чем при закалке в масле стали 40Х, при этом пластические и вязкие свойства борсодержащих сталей сохраняются на высоком уровне.

Исследование микроструктуры сталей 30Г2Р и 40Х после отжига показало, что в стали 30Г2Р практически 70 % перлита сфероидизировано, у стали 40Х сохраняется большое количество пластинчатого перлита.

Процесс подготовки металла для холодной объемной штамповки состоит из следующих операций: отжиг → травление → → фосфатирование → волочение (калибровка) до достижения нужного диаметра.

Испытаниями на осадку после отжига до 1/3 и 1/4 первоначальной высоты (относительные степени деформации соответственно 67 и 75 %) установлено отсутствие трещин.

Травление после отжига проводили в водном растворе серной кислоты в течение 1,5 ч. Затем металл промывали сначала 3-х кратным погружением в горячую воду, затем в холодную воду в душирующей ванне в течение 1,5 - 2 мин. Фосфатирование проводили в растворе на основе концентратов КФЭ-1, КФЭ-2. Фосфатированный металл промывали в душирующей ванне, после чего осуществляли его известкование.

После холодной объемной штамповки на автоматах готовые изделия из стали 30Г2Р подвергают термообработке по двум режимам:

1) нагрев под закалку до температуры 880 - 890 °С, выдержка 50 - 60 мин и охлаждение в воде, отпуск при температуре 450 °С в течение 50 - 60 мин и охлаждение в воде;

2) нагрев под закалку до температуры 880 - 890 °С, выдержка 50 - 60 мин и охлаждение в воде, отпуск при температуре 250 °С в течение 50 - 60 мин и охлаждение в воде.

Основываясь на результатах испытаний на растяжение образцов, определили класс прочности изделий из сталей марок 30Г2Р и 40Х: по механическим свойствам болты из стали 30Г2Р соответствуют классу прочности 12.9, а из стали 40Х - 11.9.

## Глава 3

### ОСОБЕННОСТИ СИЛОВОГО НАГРУЖЕНИЯ ЗАГОТОВКИ ПРИ ХОЛОДНОМ ОБЪЕМНОМ ДЕФОРМИРОВАНИИ

При разработке типовых графиков нагружения заготовки в зависимости от схем ее предполагаемого напряженно-деформированного состояния и технологических операций определение исходных механических свойств материала заготовки, соответствующих началу пластического деформирования и затем на промежуточных и конечной стадиях обработки, традиционно выполняют методами статических испытаний на растяжение, сжатие, кручение, изгиб и т.п. Результаты этих испытаний ввиду неполного соответствия режимов реально действующим режимам нагружения основных энерготипов кузнечно-прессовых машин и упрощениям, принятым на начальных стадиях развития теории обработки материалов давлением, привели к применению в расчетах традиционных технологических процессов следующих допущений: статическое состояние обрабатываемого тела и пренебрежимо малые упругие деформации обрабатываемой заготовки. Такие допущения вызвали завышение значений энергосиловых параметров кузнечно-прессовых машин и несоответствие показателей их качества по критериям энергоемкости, материалоемкости и надежности современному техническому уровню и конкурентоспособности.

#### 3.1. АНАЛИЗ НАГРУЗОЧНЫХ ГРАФИКОВ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ НА РАСТЯЖЕНИЕ

Следуя закону о наличии упругой деформации при пластическом деформировании в холодном состоянии и сущности понятия предела текучести, как "нормального напряжения при линейном растяжении или сжатии, соответствующего включению в пластическую деформацию преобладающего большинства зерен металла" [28], можно прийти к выводу о том, что каждому металлу свойственен свой запас потенциальной энергии упругих деформаций и, соответственно, - ее минимальный уровень, при достижении которого начинается пластическая деформация.

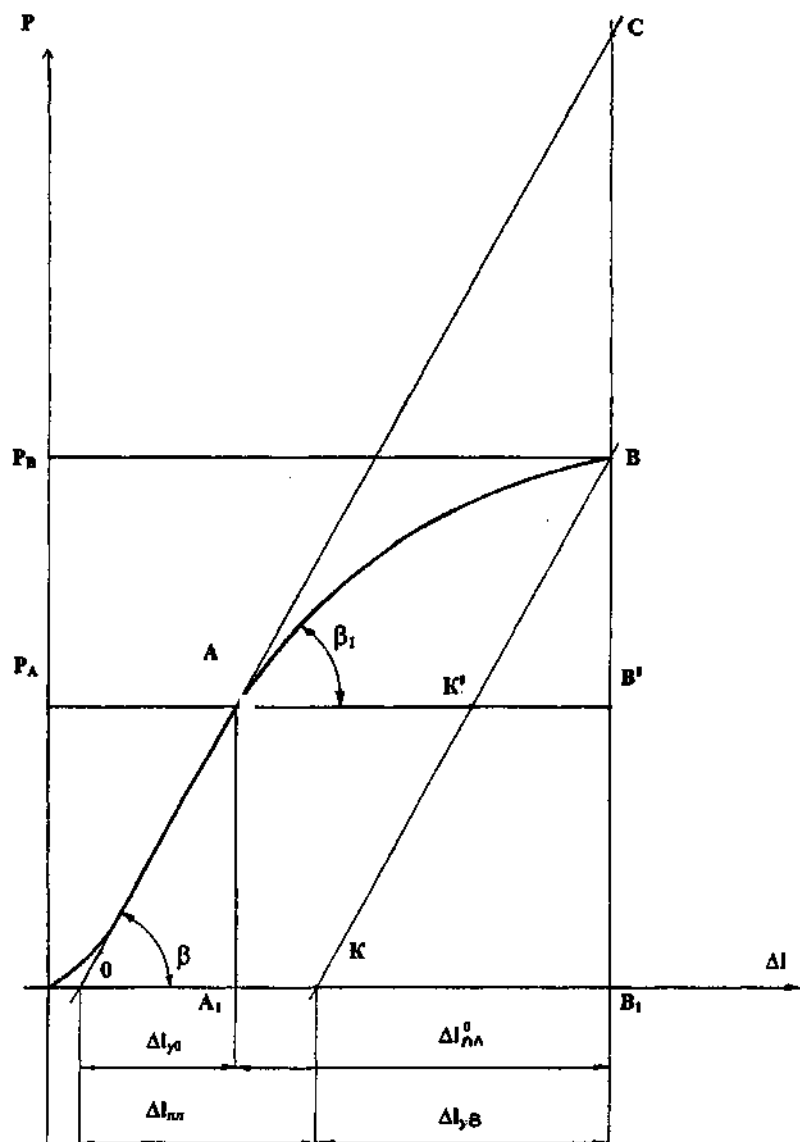


Рис. 3.1. Графики зависимости удлинения образца от усилия при растяжении

Этот минимальный уровень можно установить по площади графика (рис. 3.1), полученного при статическом растяжении

испытываемого образца; эта площадь ограничена с одной стороны, линейно нарастающим усилием от 0 до  $P_A$ , и, с другой, - удлинением образца от 0 до  $\Delta l_{y0}$  под действием этого усилия:

$$A_{y0} = \frac{P_A \Delta l_{y0}}{2} = \frac{P_A^2}{2C_{з.р.}}$$

Здесь  $A_{y0}$ ,  $P_A$  - соответственно работа и нагрузка, соответствующие началу пластической деформации образца,  $P_A = \sigma_{ст} F_0$ ;  $\Delta l_{y0}$  - упругое удлинение образца при нагружении усилием  $P_A$ ;  $\sigma_{ст}$  - предел текучести материала образца при его статическом нагружении;  $F_0 = 0,785 d_0^2$  - площадь поперечного сечения образца диаметром  $d_0$  перед нагружением;  $C_{з.р.} = \frac{EF_0}{l_0}$  - коэффициент жесткости заготовки при растяжении образца длиной  $l_0$ , где  $E$  - модуль упругости материала образца.

Необходимыми условиями получения при исследованиях на испытательных машинах достоверного графика изменения деформации  $\Delta l_i$  в зависимости от прилагаемого усилия  $P_i$ , т.е.  $\Delta l_i = f(P_i)$  и затем получения точных значений механических характеристик материала образца (пределов упругости, пропорциональности, текучести, прочности и т.п.) являются: во-первых, значительное превышение (в 3 - 5 раз и более) коэффициента жесткости испытательной машины  $C_m$  по сравнению с коэффициентом жесткости образца  $C_{з.р.}$ , т.е.  $\frac{C_m}{C_{з.р.}} \geq 3 \dots 5$ , во-вторых, малая

и незначительно изменяющаяся в течение нагружения скорость  $v_n$  перемещения рабочих органов средств нагружения (зажимов машины для испытаний на растяжение), соответствующая условиям статического нагружения.

Эти условия обеспечиваются при выборе рабочей длины испытываемого на растяжение образца в диапазоне  $5d_0 \leq l_0 \leq 10d_0$  и начальной скорости перемещения рабочих органов испытательной машины (скорость холостого хода)  $v_0 \leq 1,5 \dots 2$  мм/с.

При таких условиях тангенс угла наклона линейно изменяющегося усилия на начальной стадии нагружения (прямая  $OA$ ) к оси удлинений  $\Delta l$  характеризует нормальный модуль упругости материала образца:  $E = \operatorname{tg} \beta = \frac{AA_1}{OA_1} = \frac{P_A}{\Delta l_{y0}}$ .

Переход в область пластических деформаций обнаруживается не только по прямому признаку - появлению остаточных деформаций, но и по уменьшению угла наклона кривой графика нагружения на участке  $AB$  с увеличением удлинения  $\Delta l$ . По координатам точки  $A$  перегиба, т.е. перехода из области только упругих деформаций заготовки в область пластических деформаций судят о пределах упругости, пропорциональности и условном пределе текучести.

Тангенс угла наклона кривой  $AB$  характеризует модуль пластичности  $D$  и, соответственно, деформационное упрочнение:

$$D = \operatorname{tg} \beta_1 = \frac{\sigma_i}{\varepsilon_i} = \frac{P_i}{\Delta l_{пл,i}^0},$$

где  $\sigma_i$  - интенсивность истинных напряжений течения, пропорциональных усилию  $P_i$ ,  $P_A \leq P_i \leq P_B$ ;  $\varepsilon_i$  - интенсивность истинных (логарифмических) степеней деформации, пропорциональных удлинению  $\Delta l_{пл}^0$ .

В начальный момент пластического деформирования образца (т.  $A$ ) модули упругости и пластичности равны, т.е.  $E = D$ , и  $\beta = \beta_1$ . В конечный момент (т.  $B$ ) деформирования  $D < E$ ,  $\beta_1 < \beta$ . Угол

$$\beta_1 = \arctg \frac{BB'}{B'A} = \arctg \frac{P_B - P_A}{\Delta l_{пл}^0}.$$

Согласно условию аддитивности деформаций полное удлинение заготовки

$$\Delta l = \Delta l_{y0} + \Delta l_{пл}^0,$$

где  $\Delta l_{y0}$  - начальное упругое удлинение образца при усилии

$P = P_A$ ,  $\Delta l_{y0} = \frac{P_A}{\operatorname{tg} \beta}$ ;  $\Delta l_{пл}^0$  - пластическое удлинение образца при

усилии  $P = P_B$ ,  $\Delta l_{пл}^0 = \Delta l - \Delta l_{y0}$ ,  $\Delta l_{пл}^0 = B'A$ .

С увеличением усилия от  $P_A$  до  $P_B$  возрастает доля упругих деформаций и уменьшается доля пластических деформаций, т.е.  $\Delta l_{yB} > \Delta l_{y0}$  и  $\Delta l_{пл}^0 < \Delta l_{пл}$ .

Из условия  $\operatorname{tg} \beta = \frac{P_B}{\Delta l_{yB}} = \frac{P_A}{\Delta l_{y0}}$  находим

$$\Delta l_{yB} = \frac{P_B}{P_A} \Delta l_{y0}.$$

В конце пластического деформирования, когда усилие достигает максимального значения  $P_{\max} = P_B$ , накопленная энергия упругих деформаций будет равна площади треугольника  $KBB_1$ :

$$A_{у.к} = \frac{P_B \Delta l_{yB}}{2} = \frac{P_B^2}{2C_{з.р}}.$$

При неизменном коэффициенте жесткости заготовки в начале и конце пластического деформирования, поскольку  $BK \parallel AO$ ,  $BB_1 \parallel AA_1$  и  $\operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \angle BKB_1$ , накопленная потенциальная энергия упругих деформаций возрастает пропорционально отношению квадратов усилий:  $\frac{A_{у.к}}{A_{y0}} = \frac{P_B^2}{P_A^2}$ .

Следовательно роль упругих деформаций в общем балансе деформирования также возрастает. Соотношение конечной и начальной упругих деформаций при этом увеличивается, что приводит к уменьшению доли пластических деформаций.

Таким образом, на основе статических испытаний на растяжение можно судить не только об изменении статических свойств упругости и пластичности материала образцов, но и о доле упругих деформаций и создаваемой ими потенциальной энергии в общем балансе накопленной энергии к моменту окончания пластической деформации. Поскольку упругие деформации и потенциальная энергия, создаваемая ими, значительно возрастают к концу деформирования соответственно пропор-

ционально отношениям  $\frac{P_B}{P_A}$  и  $\left(\frac{P_B}{P_A}\right)^2$ , то очевидно, что при рас-

чете энергосиловых параметров технологического процесса холодной объемной штамповки и кузнечно-прессовых машин ими пренебрегать нельзя.

Следует заметить, что статистические испытания на растяжение не позволяют определить влияние реальных значений скоростей деформирования, которые во всех основных энерготипах КПМ имеют значения, намного (в 100 раз и более) превышающие статические значения, на изменение механических свойств материалов и процессы, сопутствующие холодному деформированию: разупрочнение, релаксация, нагрев.

### 3.2. АНАЛИЗ НАГРУЗОЧНЫХ ГРАФИКОВ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ НА СЖАТИЕ

*Сжатие* - основная технологическая операция, применяемая отдельно в виде открытой и закрытой осадки и высадки заготовок, в совокупности с другими технологическими операциями, предваряя их (выдавливание прямым, обратным и комбинированным способами) или завершая многопереходный цикл обработки.

В результате осевого сжатия образец укорачивается и увеличивается площадь его поперечного сечения. Начальные значения пределов упругости, пропорциональности и текучести такие же, как и полученные при растяжении.

График нагружения при сжатии подобен графику растяжения образца с различием величин деформаций, когда записывается укорочение образца  $\Delta h = h_0 - h_k$  (где  $h_0$  - исходная высота заготовки,  $h_k$  - конечная высота заготовки) вместо удлинения при растяжении ( $\Delta l = l_k - l_0$ ).

Главное отличие испытаний на сжатие от испытаний на растяжение заключается в том, что испытуемый образец во избежание потери устойчивости имеет отношение высоты  $h_0$  к диаметру  $d_0$  не более 1 - 2, т.е.  $h_0/d_0 \leq 2$ , в то время как при растяжении это соотношение  $l_0/d_0 \geq 5 \dots 10$ . Следовательно, жесткость образцов на сжатие в 3 - 7 раз превышает жесткость образцов на

растяжение и становится равной или превышает жесткость средств нагружения (испытательной машины).

Это означает, что нагрузочный график сжатия включает не только деформации образца, но и главным образом деформации испытательной машины и наиболее нагруженных элементов штампа (пуансона, матрицы, выталкивателя из матрицы).

Эта особенность графиков нагружения, получаемых при испытаниях на сжатие образцов, не была отмечена исследователями, а потому не учитывалась при расчете и построении кривых упрочнений и определении затрат на упругие деформации системы пресс-штамп-заготовка, что внесло существенную погрешность в определение значений потребной мощности электродвигателя и момента инерции маховика.

Поскольку между упругими деформациями системы пресс-штамп-заготовка и усилием нагружения существует линейная зависимость, соответствующая закону пропорциональности Гука, график нагружения при испытаниях на сжатие по форме соответствует графику нагружения при растяжении (см. рис. 3.1), но имеет иной физический смысл.

**Расчет деформаций системы пресс-штамп-заготовка при испытаниях на сжатие.** Одним из важнейших параметров кузнечно-прессовых машин, влияющих на надежность, энергоемкость и материалоемкость машины, и точность ее работы, является коэффициент жесткости (жесткость) системы пресс-штамп-заготовка и, соответственно, каждого из элементов, входящих в эту систему.

Следуя законам об аддитивности деформаций и наличии упругой деформации при пластическом деформировании образца в холодном состоянии, суммарная деформация системы пресс-штамп-заготовка, фиксируемая при сжатии образца,

$$\Delta h_{\Sigma} = \Delta h_{\Sigma y} + \Delta h_{\text{пл}},$$

$\Delta h_{\Sigma y}$  - суммарная упругая деформация системы пресс-штамп-заготовка;

$$\Delta h_{\Sigma y} = \Delta h_{y, \text{пр}} + \Delta h_{y, \text{шт}} + \Delta h_{y, \text{з}},$$

где  $\Delta h_{y, \text{пр}}$ ,  $\Delta h_{y, \text{шт}}$ ,  $\Delta h_{y, \text{з}}$  - абсолютные упругие деформации соответственно прессы, штампа и заготовки, мм;  $\Delta h_{\text{пл}}$  - пластическая деформация заготовки, мм.

Переходя от понятий абсолютных упругих деформаций к понятиям "податливости" и "жесткости", можно получить как традиционно применяемое, так и точное уравнение баланса податливости и на его основе формулу для расчета жесткости системы пресс-штамп-заготовка.

Баланс податливости:

$$\frac{\Delta h_{\Sigma y}}{P} = \frac{\Delta h_{y.pr}}{P} + \frac{\Delta h_{y.шт}}{P} + \frac{\Delta h_{y.з}}{P},$$

$$\frac{1}{C_c} = \frac{1}{C_{pr}} + \frac{1}{C_{шт}} + \frac{1}{C_3},$$

$$C_c = \frac{C_{pr} C_{шт} C_3}{C_{pr} C_{шт} + C_{шт} C_3 + C_{pr} C_3},$$

где  $C_c$ ,  $C_{pr}$ ,  $C_{шт}$ ,  $C_3$  - коэффициенты жесткости соответственно системы в целом, прессы, штампа и заготовки.

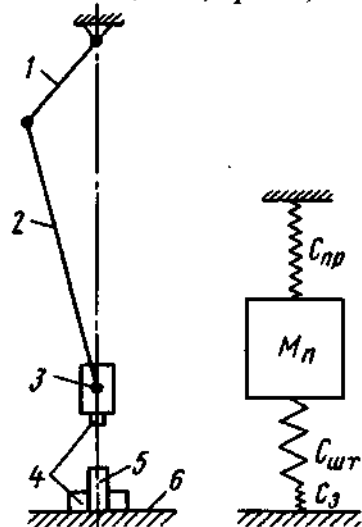


Рис. 3.2. Кинематическая схема (а) и расчетная динамическая модель (б) кривошипного прессы:

1 - кривошип; 2 - шатун;  
3 - ползун; 4 - штамп;  
5 - заготовка; 6 - станина

Однако такое решение баланса жесткостей, обычно используемое как традиционное, является ориентировочным и, как показывает анализ, вносит существенную погрешность в расчеты. Для нахождения правильного решения, рассмотрим расчетную динамическую модель системы пресс-штамп-заготовка, соответствующую реальной конструкции кузнечно-прессовой машины, в том числе и автоматов для холодной объемной штамповки (рис. 3.2).

Под действием усилия  $P$  со стороны ползуна упругая связь  $C_{pr}$  растягивается, а  $C_{шт}$  и  $C_3$  сжимаются. Коэффициент жесткости  $C_c$  такой системы [28]:

$$C_c = C_{pr} + C_{шт.з} = C_{pr} + \frac{C_{шт} C_3}{C_{шт} + C_3}.$$

Очевидно, что формулы не тождественны:

$$\frac{C_{pr} C_{шт} C_3}{C_{pr} C_{шт} + C_{шт} C_3 + C_{pr} C_3} \neq \frac{C_{pr} (C_{шт} + C_3) + C_{шт} C_3}{C_{шт} + C_3}.$$

Поскольку испытания на сжатие проводятся, как правило, без штампов, когда  $1/C_{шт} = 0$ , то

$$C_c = \frac{C_{pr} C_3}{C_{pr} + C_3} \neq C_{pr} + C_3.$$

Вопросы нормирования коэффициентов жесткости кривошипных прессов и автоматов различного назначения широко освещены в технической литературе и базируются на исследованиях, выполненных главным образом Е. Н. Ланским [13] и Ю. А. Миропольским [16].

Нормировать коэффициенты жесткости гидравлических машин и прессов практически невозможно из-за широкого диапазона изменения модулей упругости применяемых в их приводе жидкостей (эмульсии и масла)  $E_{ж} = (1,3 \dots 2) 10^3$  МПа, т.е. более чем в 100 раз меньше модуля упругости стали  $E_{ст} = (1,9 \dots 2,1) 10^5$  МПа.

В гидравлических прессах наибольшее количество энергии, накапливаемое гидроприводом, идет на сжатие рабочей жидкости в цилиндре и намного меньшая часть - на деформирование металлических частей (станина, цилиндр, трубопроводы и т.п.).

Ход плунжера рабочего цилиндра, необходимый для компенсации изменения объема, вызванного деформацией жидкости и металлических частей под нагрузкой (ход деформации), определяется формулой [2]

$$\Delta h_y = \frac{\Delta V}{F_n}.$$

Здесь  $\Delta V$  - объем, компенсирующий сжатие жидкости в цилиндре и трубопроводе

$$\Delta V = \frac{P}{E_{\text{ж}}} = (V_{\text{т}} + V_0 + V_{\text{х}} + V_{\text{р}}),$$

где  $P$  - давление жидкости в цилиндре при нагружении усилием  $P$ ,  $p = P/F_{\text{п}}$ ;  $V_{\text{т}}$  - внутренний объем трубопровода от источника жидкости (насоса) до цилиндра;  $V_0$  - "вредный" объем цилиндра, т.е. объем рабочей жидкости в цилиндре при крайнем верхнем (нижнем) положении подвижной поперечины пресса;  $V_{\text{х}}$ ,  $V_{\text{р}}$  - объемы, обусловленные соответственно холостым и рабочим ходом плунжера;  $F_{\text{п}}$  - площадь поперечного сечения плунжера.

Учитывая, что гидравлические испытательные машины, используемые для испытаний на растяжение и сжатие, имеют трубопроводы, максимально приближенные к рабочему цилиндру, и пренебрежимо малую величину "вредного" объема, можно принять  $V_{\text{т}} = 0$  и  $V_0 = 0$ . Холостой ход  $S_{\text{х}}$  задан паспортной характеристикой, а рабочий  $S_{\text{р}}$  соответствует заданной условной степени деформации  $\psi = h_0 - h_{\text{к}}/h_0$ . Поэтому при  $V_{\text{х}} = S_{\text{х}} F_{\text{п}}$  и  $V_{\text{р}} = S_{\text{р}} F_{\text{п}}$  получаем:

$$\Delta V = \frac{p F_{\text{п}}}{E_{\text{ж}}} (S_{\text{х}} + S_{\text{р}}) = \frac{P}{E_{\text{ж}}} (S_{\text{х}} + S_{\text{р}}),$$

$$\Delta h_{\text{у}} = \frac{p}{E_{\text{ж}}} (S_{\text{х}} + S_{\text{р}}) = \frac{P}{E_{\text{ж}} F_{\text{п}}} (S_{\text{х}} + S_{\text{р}}).$$

Тогда потенциальная энергия, затраченная на упругое деформирование жидкости в начале ( $P = P_{\text{А}}$ ) и конце ( $P = P_{\text{В}}$ ) деформации, будет равна соответственно

$$\Pi_{\text{уА}} = \frac{P_{\text{А}} \Delta h_{\text{уА}}}{2} = \frac{P_{\text{А}}^2}{2 C_{\text{г}}} = \frac{P_{\text{А}}^2 (S_{\text{х}} + S_{\text{р}})}{2 E_{\text{ж}} F_{\text{п}}},$$

$$\Pi_{\text{уВ}} = \frac{P_{\text{В}}^2 (S_{\text{х}} + S_{\text{р}})}{2 E_{\text{ж}} F_{\text{п}}},$$

где  $C_{\text{г}}$  - коэффициент жесткости жидкости.

Суммарная упругая деформация системы, фиксируемая при испытаниях на сжатие, к моменту начала пластических деформаций заготовки под действием усилия  $P_{\text{А}}$  равна

$$\Delta h_{\text{уА}} = \Delta h_{\text{у.з}} + \Delta h_{\text{у.шт}} + \Delta h_{\text{у.ж}}.$$

Здесь  $\Delta h_{\text{у.з}}$  - упругая деформация заготовки,

$$\Delta h_{\text{у.з}} = \frac{P_{\text{А}} h_0}{E_{\text{ст}} F_0},$$

$h_0$ ,  $F_0$  - соответственно высота и площадь сечения заготовки перед испытанием;  $E_{\text{ст}}$  - модуль упругости материала (сталь) заготовки,  $E_{\text{ст}} = (1,9 \dots 2,1) 10^5$  МПа,  $\Delta h_{\text{у.шт}}$  - упругая деформация наиболее нагруженных элементов штампа, зависит от конструкции штампа;  $\Delta h_{\text{у.ж}} = \Delta h_{\text{пр}}$  - упругая деформация машины.

Наиболее податливым элементом штампа является, как правило, пуансон диаметром  $d_{\text{п}}$  и длиной  $l_{\text{п}}$ , причем оптимальным решением является соотношение  $l_{\text{п}}/d_{\text{п}} \leq 2,5$ . В этом случае можно принять

$$C_{\text{шт}} = \frac{0,785 E_{\text{ст}} d_{\text{п}}^2}{l_{\text{п}}}.$$

Коэффициент жесткости испытательной машины как системы пресс-штамп-заготовка

$$C_{\text{и.м}} = C_{\text{пр}} + \frac{C_{\text{шт}} C_3}{C_{\text{шт}} + C_3}.$$

При отсутствии штампа, когда  $\frac{1}{C_{\text{шт}}} = 0$  и  $C_3 = \frac{E_{\text{ст}} F_0}{h_0}$ ,

$$C_{\text{и.м}} = C_{\text{пр}} + C_3 = \frac{E_{\text{ж}} F_{\text{п}}}{S_{\text{х}} + S_{\text{р}}} + \frac{E_{\text{ст}} F_0}{h_0} = \frac{(E_{\text{ж}} F_{\text{п}}) h_0 + E_{\text{ст}} F_0 (S_{\text{х}} + S_{\text{р}})}{h_0 (S_{\text{х}} + S_{\text{р}})}.$$

Таким образом, традиционно сложившееся мнение о том, что испытания механических свойств материалов на растяжение и сжатие идентичны, ограничивается только получением одина-

ковых значений предела текучести материала, остальные свойства - начальный предел упругости, пропорциональности, прочности, абсолютные, условные и логарифмические деформации - можно получить только при испытаниях на растяжение.

Поскольку нагрузочные графики при испытаниях на сжатие включают деформации не только исследуемых образцов, но и средств нагружения (машины и штампа), то они непригодны для определения модуля упругости материала образца и связанных с ним параметров (деформаций и напряжений), являющихся основными при определении энергосиловых параметров технологического процесса и, соответственно, кузнечно-прессовых машин.

Статические испытания образцов на растяжение и сжатие и получаемые при этом графики нагружения имеют общий недостаток: они не позволяют определить влияние изменения скорости деформирования на изменение механических свойств материалов и процессы упрочнения и разупрочнения, а также влияние на изменение механических свойств температуры деформационного нагрева.

Очевидно, что полная картина процессов, происходящих с обрабатываемой заготовкой холодной объемной штамповкой может быть получена только при динамических испытаниях в режимах, максимально приближенных к реальным условиям производства.

### 3.3. РАСЧЕТ СКОРОСТЕЙ ДЕФОРМИРОВАНИЯ И ДЕФОРМАЦИИ ПРИ ХОЛОДНОЙ ОБЪЕМНОЙ ШТАМПОВКЕ

Скорость деформирования, под которой понимают скорость перемещения рабочего звена главного исполнительного механизма КПМ (подвижной поперечины или ползуна), и прямопропорционально зависящую от нее скорость изменения относительных или логарифмических деформаций во времени (скорость деформации), является одним из важнейших параметров технологического процесса ХОШ и КПМ - параметров, определяющих динамическое воздействие средств нагружения на деформируемую заготовку.

Независимо от абсолютного значения наличие дискретного значения скорости в начальный момент деформирования заготовки в той или иной мере влияет на изменение сопротивления деформированию и показателя качества, характеризующих критерием энергоемкости как технологического процесса, так и КПМ.

В гидравлических испытательных машинах и гидравлических прессах, частота двойных ходов подвижной траверсы которых редко превышает 30 - 40 мин<sup>-1</sup>, а рабочая скорость  $v \leq 20$  мм/с, т.е. при значениях, намного меньших чем в кривошипных прессах и автоматах (500 - 1000 мин<sup>-1</sup> и  $v \leq 1000$  мм/с), предельная скорость деформирования ограничена динамическими процессами, происходящими в жидкости, являющейся источником энергии этих машин, и системе управления.

В кривошипных КПМ и автоматах скорость деформирования является одним из основных параметров, определяющих надежность (безотказность) работы машин, стойкость инструмента, энергоемкость (мощность электродвигателя и момента инерции маховика), уровень вибраций и шума.

В современном гидропрессостроении при анализе динамики жидкости пользуются [2] следующими уравнениями неустановившегося (переменного) движения жидкости:

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} + \partial W \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial x} + \gamma \frac{\partial h}{\partial x} + \gamma \frac{\partial z}{\partial x} = 0, \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} + v \frac{\partial p}{\partial x} = -\rho a^2 \left( \frac{\partial v}{\partial x} \right),$$

где  $\rho$  - плотность жидкости;  $W$  - площадь живого сечения потока в направлении перпендикулярном направлению скорости перемещения жидкости;  $v$  - средняя скорость потока жидкости;  $p$  - давление в потоке;  $\gamma$  - удельный вес жидкости;  $h$  - относительное изменение давления в зависимости от гидравлических сопротивлений трубопровода;  $z$  - координата центра тяжести поперечного сечения трубы (высотный напор);  $a$  - скорость распространения упругих деформаций однородной жидкости (скорость звука) с объемным модулем  $E_x$  и плотностью  $\rho$ ,

$$a = \left( \frac{E_g}{\rho} \right)^{1/2}.$$

Применительно к испытательной машине с гидроприводом можно принять, что потери напора в потоке жидкости на преодоление вредных сопротивлений отсутствуют ( $\partial h / \partial x = 0$ ), тру-

бопровод имеет постоянное по длине сечение ( $\partial W/\partial x=0$ ), а изменение давления и скорости по длине трубопровода малы по сравнению с изменением их во времени ( $\partial p/\partial x \ll \partial p/\partial t$  и  $\partial v/\partial x \ll \partial v/\partial t$ ). Тогда система уравнения (3.1) запишется в таком виде при  $\rho = \text{const}$

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\rho \frac{\partial v}{\partial t},$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} = -\rho a^2 \frac{\partial v}{\partial x}.$$

Используем для решения этих уравнений функции, полученные Н. Е. Жуковским для решения задач гидроудара:

$$p - p_0 = F\left(t - \frac{x}{a}\right) + f\left(t + \frac{x}{a}\right), \quad (3.2)$$

$$v - v_0 = \frac{1}{\rho a} \left[ F\left(t - \frac{x}{a}\right) - f\left(t + \frac{x}{a}\right) \right].$$

Здесь функция  $F$  представляет собой волну давления, перемещающуюся в направлении отрицательных значений перемещений  $x$  со скоростью  $a$ , а функция  $f$  - волну, перемещающуюся в противоположном направлении.

Полагая что гидравлический удар отсутствует когда функция, представляющая отраженную волну равна нулю, т.е.  $f(t + x/a) = 0$ , и суммируя почленно правые и левые части уравнений (3.2) получим формулу, характеризующую зависимость между скоростью перемещения подвижной траверсы и давлением в рабочем цилиндре  $p$ :

$$v = v_0 - \left(\frac{g}{E\rho}\right)^{1/2} (p - p_0),$$

где  $v$ ,  $v_0$  - соответственно текущая и начальная скорости перемещения плунжера (подвижной поперечины) при давлениях жидкости в цилиндре  $p$  и  $p_0$ ;  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  - ускорение свободного падения.

Начальная скорость перемещения подвижной поперечины, соответствующая началу упругого деформирования системы пресс-штамп-заготовка, является паспортной характеристикой испытательной машины (гидропресса) и равна скорости ее холостого перемещения в фазе приближения траверсы к заготовке.

Начальные, промежуточные и конечные значения давлений жидкости в гидроцилиндре пропорциональны усилиям сопротивления на этих стадиях перемещения, т.е. соответственно в т. 0, А и В нагрузочного графика (см. рис. 3.1):

$$p_0 = \frac{P_0}{F_n},$$

$$p_A = \frac{P_A}{F_n},$$

$$p_B = \frac{P_B}{F_n},$$

где  $F_n$  - площадь поперечного сечения плунжера рабочего цилиндра пресса.

В начальный момент деформирования образца усилие, затрачиваемое на перемещение подвижной поперечины, равно сумме силы тяжести поперечины  $G_n$  силы трения  $R$  в манжетных уплотнениях плунжера:

$$P_0 = G_n + R.$$

Согласно опытным данным

$$R = k \frac{P}{d_n} = k \frac{G_n}{d_n},$$

где  $k = 0,35 \dots 0,4 \text{ см}$  - коэффициент, определяемый опытным путем, большие значения его соответствуют меньшим значениям диаметра плунжера; для испытательной машины  $k = 0,4 \text{ см}$ ;  $d_n$  - диаметр плунжера,

$$d_n = \left( \frac{P_n}{0,785 p_n} \right)^{1/2},$$

$P_n$  - номинальное усилие испытательной машины;  $p_n$  - номинальное давление жидкости.

Одной из основных отличительных особенностей нагрузочных графиков, полученных при статических испытаниях на растяжение и сжатие, является падение усилия в момент снятия нагрузки с наибольшего значения  $P_B$  (см. рис. 3.1) до нуля по прямой, наклоненной к оси под углом  $\beta$ . При этом традиционно принято считать, что скорость поперечины в момент окончания пластического деформирования равна нулю.

На самом деле скорость деформирования в момент окончания пластического деформирования имеет дискретное значение

$$v_B = v_0 - \left( \frac{g}{E_{ж}\rho} \right)^{1/2} \frac{P_B - P_0}{F_n}. \quad (3.3)$$

Здесь  $v_x = v_0 = \text{const}$  - скорость холостого хода подвижной поперечины.

Для определения скорости ползуна кривошипных прессов и автоматов в начале пластического деформирования и по их окончании формула (3.3) не может быть использована, поскольку отсутствуют данные о продолжительности действия усилий в различных фазах нагружения, а известное значение начальной скорости деформирования может служить только мерой исходных параметров динамического воздействия.

Для решения поставленной задачи целесообразно получать и анализировать действительный график нагружения, представив его зависимостью усилие - время нагружения, т.е.  $P = f(t)$ .

При этом очевидно, что до усилия  $P = P_B$  график может быть представлен подобным графику на рис. 3.1, а затем на стадии снятия нагрузки график примет иной вид, характеризующий явления релаксации напряжений, разупрочнения заготовки и упругую разгрузку системы.

Такой график в общем виде представлен на рис. 3.3. На графике выделяются четыре характерных участка.

На первом участке  $OA$  усилие изменяется линейно, возрастая от нуля (т.  $O$ ) до  $P = P_A$ , что соответствует началу пластического деформирования:

$$P_1 = P_A \frac{t}{t_1}.$$

На втором участке  $AB$ , характеризующем пластическое деформирование заготовки и упругие деформации системы пресс-штамп-заготовка, усилие возрастает от  $P = P_A$  до  $P = P_B$ . Тангенс угла наклона кривой  $AB$  характеризует собой модуль пластичности:

$$D = \text{tg} \beta_1 = \frac{dP}{dt} < E = \text{tg} \beta.$$

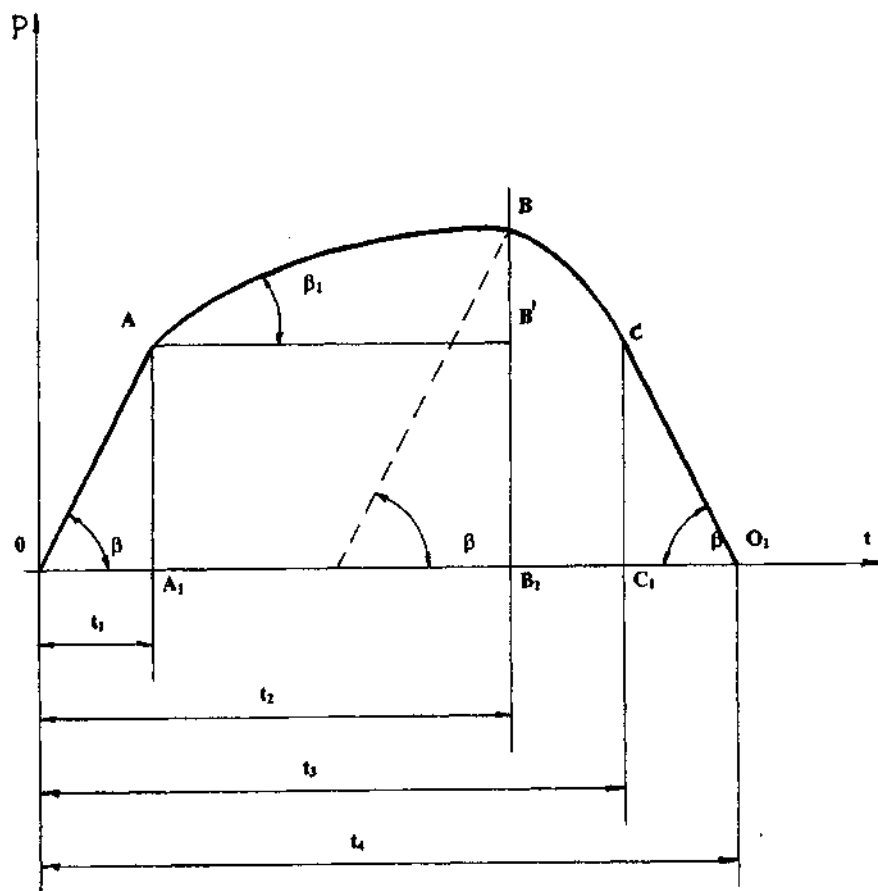


Рис. 3.3. График зависимости усилия нагружения системы пресс-штамп-заготовка от времени нагружения

На третьем участке  $BC$ , характеризующем процессы рекристаллизации и релаксации напряжений (усилий), усилие медленно падает с максимального значения  $P_B$  до значения  $P_C$  по кривой траектории. При этом, поскольку сопротивление деформированию уменьшается, скорость деформирования должна несколько возрасти.

Четвертый участок  $CO_1$  характеризует упругую разгрузку системы, в конце которой усилие становится равным нулю, а угол наклона прямой  $CO_1$  становится равным углу наклона прямой  $OA$ .

На первом участке  $OA$  в т.  $O$  скорость деформирования  $v_0 \neq 0$ , она равна начальной скорости соприкосновения ползуна с заготовкой и может быть рассчитана, например, для главного исполнительного механизма, выполненного по схеме центрального кривошипно-ползунного механизма, по известной формуле:

$$v_0 = \omega R \left( \sin \alpha_0 + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha_0 \right).$$

Здесь  $\omega = \text{const}$  - угловая скорость кривошипного вала на холостых ходах ползуна;  $R$  - радиус кривошина;  $\lambda = R/L$ , где  $L$  - длина шатуна;  $\alpha_0$  - угол поворота кривошипного вала, соответствующий моменту соприкосновения ползуна с заготовкой высотой  $h_0$ ,

$$\alpha_0 = \arccos \frac{2(1 - h_0/R)(1 + 1/\lambda) + (h_0/R)^2}{2(1 - h_0/R + 1/\lambda)},$$

По полученному значению скорости  $v_0$  при известной массе ползуна  $m_n$  в сборе с инструментом и отнесенной к ней части массы шатуна ( $\approx 40\%$ ), и заданному коэффициенту жесткости системы пресс-штамп-заготовка можно рассчитать параметры динамичности всей системы - частоту собственных колебаний  $p_c$ , усилие удара  $P_{y0}$ , время нарастания нагрузки  $t_1$  и импульс силы  $J_y$ , воспользовавшись основными уравнениями динамики твердого тела, теории колебаний и удара:

$$p_c = \left( \frac{C_c g}{m_n} \right)^{1/2},$$

$$P_{y0} = P_A \frac{t}{t_1} = v_0 \left( \frac{C_c m_n}{g} \right)^{1/2},$$

$$t_1 = \frac{\pi}{2 p_c},$$

$$J_y = \int_0^{t_1} \frac{P_{y0} t dt}{t_1} = P_{y0} \frac{t_1}{2}.$$

Представив систему пресс-штамп-заготовка в виде одно-массной расчетной динамической модели (см. рис. 3.2, б), уравнение движения массы  $m_n$  запишем в виде неоднородного уравнения вынужденных колебаний системы, вызываемых заданной возмущающей силой  $P$ :

$$P - C_c x = m_n \ddot{x},$$

или

$$\ddot{x} + p_c^2 x = \frac{P(t)}{m_n}.$$

Решение таких неоднородных дифференциальных уравнений известно [22] и представляется обычно в виде суммы решения соответствующего уравнения без правой части (т.е. уравнения свободных колебаний) и какого-либо частного решения заданного уравнения. Чаще всего используют метод вариации произвольных постоянных, что исключает необходимость подбора частных решений, соответствующих заданному виду правой части.

Измерения изменения упругих деформаций системы пресс-штамп-заготовка при определении ее коэффициента жесткости в статическом состоянии путем ступенчатого нагружения и разгрузки системы строго фиксируемой нагрузкой показывают, что связь между усилиями (напряжениями) и деформациями описывается не строго линейной зависимостью, а двумя криволинейными ветвями: выпуклой при нагружении и вогнутой при разгрузке (рис. 3.4).

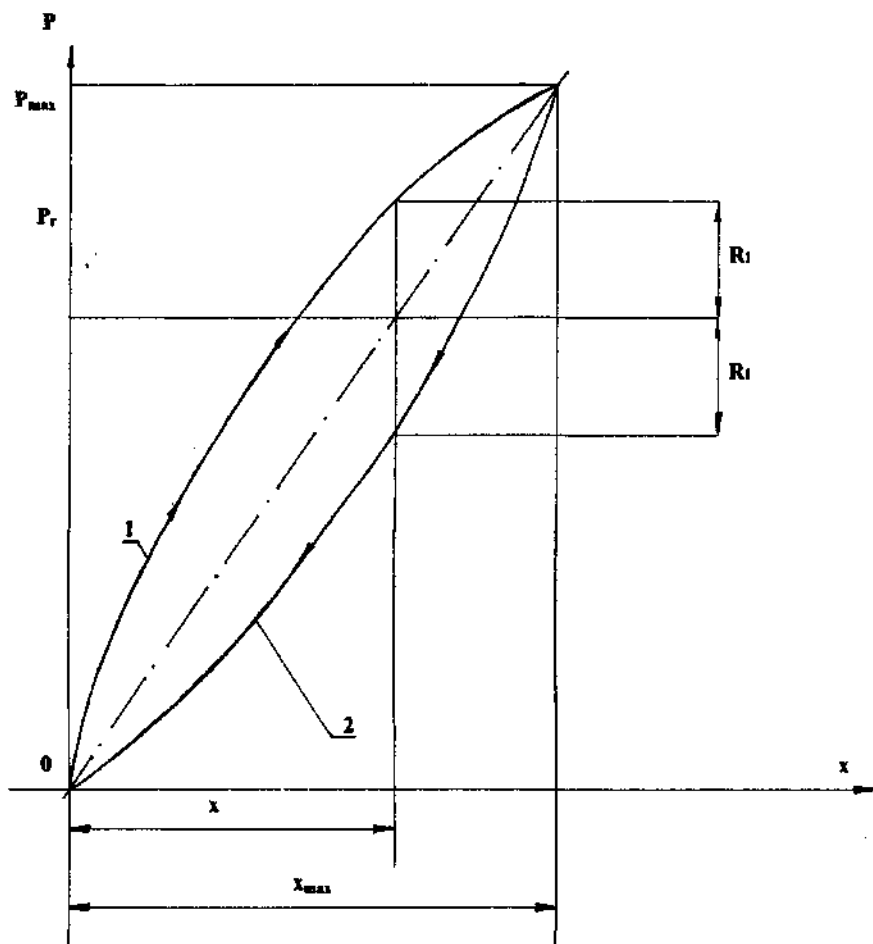


Рис. 3.4. График зависимости деформаций от усилия нагружения при нагрузке (1) и разгрузке (2) системы пресс-штамп-заготовка

Криволинейные ветви, пересекаясь в начале ( $P=0$ ,  $x=0$ ) и конце ( $P=P_{\max}$ ,  $x=x_{\max}$ ), образуют петлю гистерезиса, появление которой объясняют в большинстве случаев наличием внутреннего трения в материалах элементов системы. В реальных системах, к которым относятся главные исполнительные механизмы кривошипных прессов и автоматов, наличие петли гистерезиса объясняется не только внутренним трением в материалах,

но и внешним трением в конструкции элементов системы: опорах и формально неподвижных соединениях (резьбовых, прессовых и т.п.).

Следовательно, полная сила сопротивления  $P$  состоит из линейной составляющей, точно соответствующей закону Гука, т.е.  $P = P_r$  и неупругой составляющей  $R_1$ , знак которой зависит от схемы нагружения: "+" - при нагружении и "-" - при разгрузке, т.е.  $P = P_r \pm R_1$ .

Экспериментально установлено, что скорость деформирования практически или пренебрежимо мало влияет на очертания ветвей петли гистерезиса, поэтому площадь петли, служащая мерой рассеяния энергии при колебаниях за один цикл нагружения, для любого данного материала определяется только амплитудой перемещения, поэтому на практике широко используют зависимость, предложенную Н. Н. Давиденковым [22]:

$$F_r = kA^{n+1},$$

где  $F_r$  - площадь петли гистерезиса;  $k, n$  - постоянные, зависящие от материала и типа конструкции;  $A$  - амплитуда перемещения.

Пренебрежение наличием петли гистерезиса позволяет принять зависимость между упругими деформациями и усилием линейной и при анализе динамических процессов использовать линейные дифференциальные уравнения движения системы.

В случае существенного влияния внешнего трения на изменение упругой деформации системы, когда зависимость упругой деформации от действующей силы имеет явно нелинейный характер (рис. 3.5), можно нелинейную систему привести к линейной, воспользовавшись методикой, предложенной Ю. И. Иоришем [22] для расчета равночастотных виброизоляторов с конической пружиной.

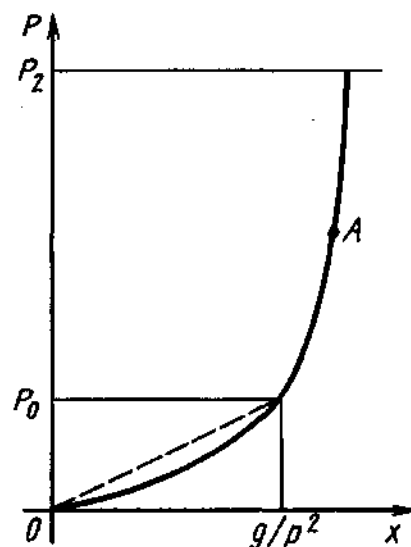


Рис. 3.5. Реальная упругая характеристика системы пресс-штамп-заготовка

Эта методика пригодна для упругих систем, у которых при весьма больших нагрузках и малых амплитудах свободных колебаний упругая характеристика имеет нелинейный характер. Кривошипные КПМ и автоматы являются типичными представителями именно таких систем ибо нагрузка, создаваемая ими достигает и превышает значения 20 МН и более, а амплитуда колебаний не превышает, как правило, 1 мм.

Суть метода приведения нелинейной характеристики к линейной заключается в следующем.

Выберем на нелинейной части характеристики жесткости системы т. А, как положение равновесия, вокруг которого система совершает колебания с малой амплитудой.

При таком условии колебания можно считать линейными, принимая за коэффициент жесткости системы тангенс угла наклона касательной к нелинейной характеристике в т. А:

$$C_c = \left( \frac{dP}{dx} \right)_{x=A} = P'(A).$$

Тогда для частоты свободных колебаний получится

$$p = \left( \frac{P'(A)}{m_n} \right)^{1/2}.$$

Приняв  $m_n = \frac{P}{g}$ , находим

$$\frac{dP}{dx} = \frac{p^2}{g} P.$$

Это соотношение представляет собой дифференциальное уравнение нелинейной характеристики пружины, решение которого имеет вид

$$\ln P = \frac{p^2}{g} x + C. \quad (3.4)$$

При определении постоянной интегрирования  $C$  стремятся обеспечить плавный переход от линейного участка к нелинейному, что возможно при условии  $\frac{dP}{dx} = \frac{P}{x}$ .

Тогда начальным условием для решения уравнения (3.4) будет  $P = P_0$  при  $x = g/p^2$ . Следовательно,  $P = P_0 e^{p^2 x/g}$ .

Из точки с координатами  $x = g/p^2$  и  $P = P_0$  проводим прямую, уравнение которой принимает вид  $P = P_0 \frac{p^2 x}{g}$ .

Для установления зависимости между начальной скоростью  $v_0$  ползуна в момент соударения с заготовкой и его скоростью в начале, течение и по окончании пластического деформирования воспользуемся уравнением сближения центров тяжести тел (ползуна и заготовки) в процессе их соударения:

$$x = x_1 - x_2,$$

$$\frac{dx}{dt} = \frac{dx_1}{dt} + \frac{dx_2}{dt}.$$

Дифференциальное уравнение свободных колебаний системы с одной степенью свободы при нелинейной характеристике упругой силы составляем аналогично общеизвестному уравнению

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + C_c x = 0,$$

где  $C_c$  - коэффициент жесткости системы, но вместо линейной восстанавливающей силы  $C_c x$  в него вводим нелинейную силу  $P$ , зависящую от  $x$ , конкретное выражение которой определяется упругой характеристикой системы  $P$ , т.е.

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + P = 0,$$

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{P}{m} = 0.$$

Выразив ускорение в виде

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{dv}{dt},$$

получим  $v \frac{dv}{dt} + \frac{P}{m} = 0$ , т.е.  $v dv = -\frac{P}{m} dt$ .

Уравнения движения ползуна массой  $m_1$  и заготовки массой  $m_2$  процессе соударения можно представить в виде

$$\frac{d^2 x_n}{dt^2} = \frac{-P}{m_n},$$

$$\frac{d^2 x_3}{dt^2} = \frac{P}{m_3}.$$

Тогда уравнение движения центра тяжести системы примет вид

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{-P}{m}, \quad (3.5)$$

где  $m$  - приведенная масса системы  $m = \frac{m_n m_3}{m_n + m_3}$ .

Поскольку  $m_3 \ll m_n$  можно принять  $m = m_n$ .

Проинтегрировав уравнение (3.5), получим

$$\frac{1}{2} v^2 = -\frac{1}{m_n} \int_0^t P dt + C.$$

При начальных условиях  $t = 0$  и  $v = v_0$   $C = \frac{1}{2} v_0^2$ .

Окончательно находим

$$v - v_0^2 = -\frac{1}{m_n} \int_0^t P dt,$$

$$v = \left[ v_0^2 - \frac{1}{m_n} \int_0^t P dt \right]^{1/2}.$$

Интеграл  $\int_0^t P dt$  представляет собой импульс силы и равен площади треугольника  $OAA_1$  (см. рис. 3.1), предшествующей на-

чалу пластического деформирования, и площадь треугольника  $BB'K'$ , соответствующей импульсу упругих сил при пластическом деформировании заготовки.

В начальный момент пластического деформирования, когда

$$P = P_A \frac{t}{t_1},$$

$$v_A = \left( v_0^2 - \frac{1}{m_n} P_A \frac{t_1}{2} \right)^{1/2},$$

при  $t_1 = \frac{\pi}{2 p_c}$

$$v_A = \left( v_0^2 - \frac{\pi P_A}{4 p_c m_n} \right)^{1/2}.$$

В момент окончания пластического деформирования импульс силы равен площади треугольника  $ABB' = \frac{1}{2} BB' \cdot AB'$  (см. рис. 3.3).

Из условия  $\operatorname{tg} \beta = \frac{P_A}{t_1} = \frac{P_B - P_A}{A'B'}$  получим

$$J_B = \frac{1}{2} (P_B - P_A) \frac{(P_B - P_A) t_1}{P_A} = \frac{1}{2} \frac{(P_B - P_A)^2}{P_A} t_1.$$

Тогда скорость деформирования в момент окончания пластического деформирования

$$v_B = \left[ v_A - \frac{1}{2} \frac{(P_B - P_A)^2}{P_A} \frac{t_1}{m_n} \right]^{1/2}.$$

Продолжительность  $t_1$  линейно возрастающей нагрузки определим, решив уравнение движения одномассовой колебательной системы:

$$x = \frac{P_A}{C_c} \frac{t}{t_1} \pm \frac{P_A}{C_c t_1 p_c} \sin p_c t.$$

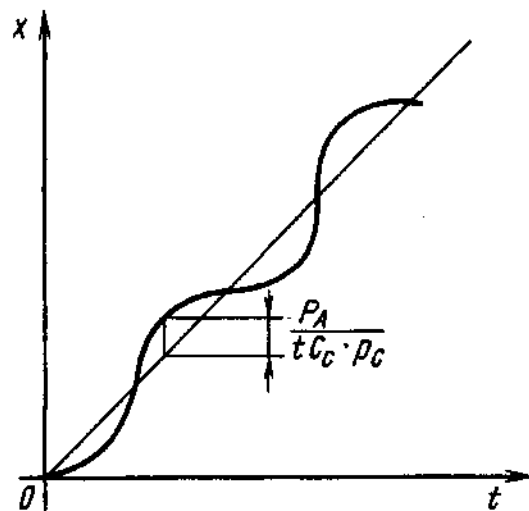


Рис. 3.6. График изменения абсолютных упругих деформаций системы пресс-штамп-заготовка во времени

Из этого уравнения видно, что деформации возрастают по сложному закону, представляющему собой линейную и синусоидальную функцию (рис. 3.6), причем второе слагаемое является динамической поправкой к статическому решению.

Динамическая поправка достигает наибольшего значения при  $p_c t_1 = \frac{\pi}{2}$ .

Следовательно,  $t_1 = \frac{\pi}{2 p_c}$ .

Поскольку скорость деформирования при  $P = P_B$  меньше, чем при  $P = P_A$ , так как  $P_B > P_A$ , то уравнение принимает такой вид:

$$v_B = \left[ \frac{1}{2} \frac{(P_B - P_A)^2}{P_A} \frac{t_1}{m_n} - v_A \right]^{1/2} =$$

$$= \left[ \frac{\pi}{4 p_c m_n} \frac{(P_B - P_A)^2}{P_A} - v_A \right]^{1/2}.$$

#### 4.1. КЛАССИФИКАЦИЯ И СТРУКТУРНАЯ СХЕМА АВТОМАТОВ

Основные классификационные признаки автоматов для холодной объемной штамповки (рис. 4.1) последовательного и параллельно-последовательного действия, принцип действия которых рассмотрен в предыдущем разделе, следующие: форма и размеры заготовок и изделий, число формообразующих технологических операций и двойных ходов рабочего звена (ползуна) главного исполнительного механизма (ГИМ), необходимых для формообразования изделия и определяющих продолжительность кинематического цикла работы автомата.

Время кинематического цикла работы автомата

$$T_k = t_p + t_x = 2\pi \frac{k}{\omega} = \text{const},$$

где  $T_k$  - время кинематического цикла работы автомата, с;  $t_p, t_x$  - время соответственно технологической операции и вспомогательных (холостых) транспортных перемещений, с;  $k = 1 \dots 3$  - число ударов ползуна автомата, необходимое для обработки изделия;  $\omega$  - угловая скорость кривошипного вала автомата, с<sup>-1</sup>.

Резьбо- и профиленакатные автоматы, являющиеся элементами многокомпозиционных автоматов-комбайнов, служат для получения резьбы на стержневых деталях путем прокатывания заготовки круглого сплошного или полого сечения между инструментом с соответствующим профилем, образующим накатываемый профиль. Гребни профиля накатного инструмента внедряются в поверхность заготовки и образуют на ней впадины. Вытесненный металл перемещается наружу в радиальном направлении, образуя на заготовке гребни заданного профиля. Основным классификационным признаком накатных автоматов является конструкция накатного инструмента.

По технологическому назначению, номенклатуре, форме и размерам изготавливаемых изделий автоматы разделяют на универсальные, специализированные и специальные.

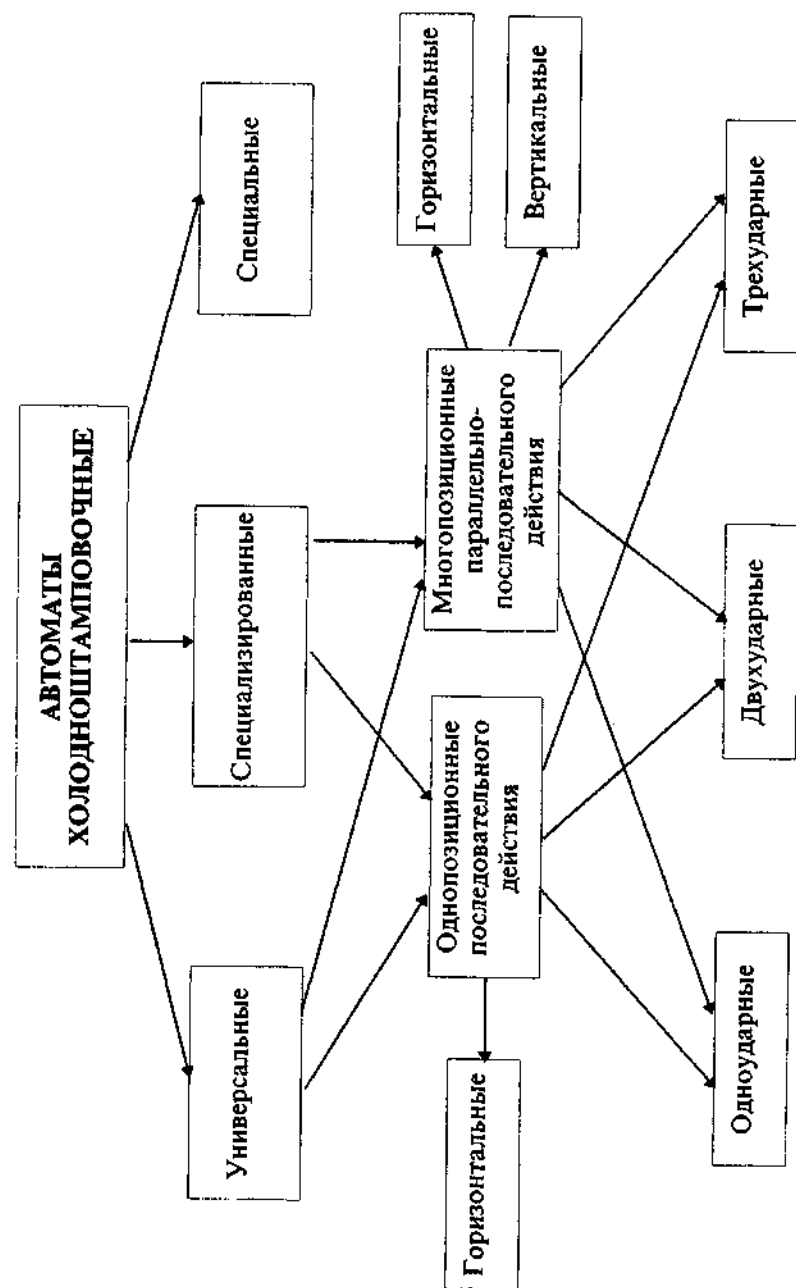


Рис. 4.1. Классификация автоматов для холодной штамповки

Универсальные автоматы предназначены для штамповки деталей или полуфабрикатов различных формы и размеров, например, болтов и гаек; специализированные - для штамповки деталей одного наименования, но разных размеров, например, болтов М10×60 и М10×100; специальные - для штамповки деталей одного наименования и размера, например, поршневых пальцев автомобильных и тракторных двигателей.

Сложность формы штампуемых изделий, их размеры и требования к прочности различных участков определили разделение универсальных и специализированных автоматов по принципу действия на однопозиционные последовательного действия и многопозиционные параллельно-последовательного действия.

В однопозиционных автоматах имеется одна формообразующая позиция и пластическое деформирование выполняется в одной матрице последовательно одним, двумя или тремя пуансонами.

В многопозиционных автоматах имеется несколько формообразующих позиций (от двух до шести, более шести - при специальном исполнении) с матрицами, в которых пластическое деформирование изделия выполняется одновременно на всех позициях последовательно соответствующим числом пуансонов.

При оснащении многопозиционных автоматов устройствами для подрезки торца изделий и накатывания резьбы на стержнях эти автоматы называют автоматами-комбайнами.

В качестве исходного материала в большинстве случаев используется калиброванная проволока в бунтах, обеспечивающая в течение длительного времени непрерывный цикл работы автоматов.

При необходимости выполнения дополнительной обработки отштампованных изделий (обрезки, прошивки) или проведения предварительного отжига и фосфатирования отрезанных заготовок применяют автоматы, оснащенные бункерно-загрузочными устройствами или конвейерами для работы со штучными заготовками [например, обрезные (для повторной высадки) автоматы или автоматы для штамповки гаек с промежуточным отжигом]. Цикл обработки в этом случае увеличивается, поскольку обработку ведут не на одном, а на нескольких автоматах.

Применяют специальные многопозиционные автоматы, оснащенные бункерно-загрузочным устройством, установленным между позициями штамповки и обеспечивающим работу из штучных заготовок на завершающих стадиях обработки.

Важным признаком, определяющим технологические возможности автоматов при использовании в качестве исходного материала проволоки (прутка) или штучной заготовки, является направление перемещения рабочего органа (ползуна) главного исполнительного механизма и, соответственно, - расположение станины автомата. По этому признаку холодноштамповочные автоматы разделяют на горизонтальные и вертикальные.

Наибольшее распространение получили горизонтальные автоматы, у которых формообразующие матрицы расположены в плоскости  $YOZ$  (рис. 4.2), а ползун с соответствующим числом закрепленных на нем пуансонов перемещается по оси  $OX$ . В вертикальных автоматах формообразующие матрицы расположены в плоскости  $XOY$ , а ползун перемещается по оси  $OZ$ . При этом формообразующие матрицы могут быть расположены в горизонтальных автоматах по осям  $OY$  или  $OZ$  или по окружности на плоскости  $YOZ$ , в вертикальных автоматах - соответственно по осям  $OX$  или  $OY$ , или по окружности в плоскости  $XOY$ .

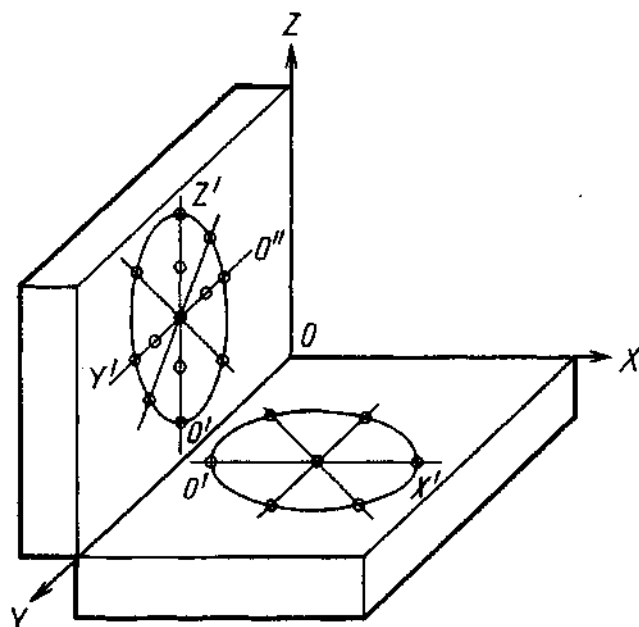


Рис. 4.2. Схема расположения матриц горизонтальных и вертикальных автоматов для холодной объемной штамповки



Рис. 4.3. Структурная схема холодноштамповочного автомата

Все автоматы для холодной объемной штамповки выполнены принципиально по единой структурной схеме (рис. 4.3), представляют собой сложную систему, состоящую из большого числа узлов и механизмов, кинематически связанных между собой. Различия в конструкциях автоматов определяются технологическим назначением, особенностями осуществляемых операций и родом применяемого исходного материала (проволока, прутки или штучные заранее обработанные заготовки).

Источником внешней энергии является электрический ток, преобразуемый посредством электродвигателя переменного или постоянного тока в крутящий момент, который с помощью клиноременной и зубчатых передач и систем валов передается главному исполнительному механизму, осуществляющему упруго-пластическое деформирование заготовки, а также цикловым вспомогательным механизмам, обеспечивающим автоматизацию технологического процесса: правку, подачу до упора и отрезку заготовки заданной длины от проволоки или прутка, транспортирование (перенос) отрезанной заготовки в зону пластического формообразования, транспортирование полуфабриката между операциями (позициями) штамповки, выталкивание полуфабрикатов и готовых деталей из формообразующего инструмента, смену местами формообразующего инструмента (пуансонов и матриц) и т.п.

#### 4.2. АВТОМАТЫ ОДНОПОЗИЦИОННЫЕ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ ГОРИЗОНТАЛЬНЫЕ

Эти автоматы предназначены для изготовления относительно простых по форме осесимметричных полуфабрикатов и готовых деталей в одной неподвижной формообразующей матрице последовательными ударами одного, двух и реже трех пуансонов по расположенной в матрице или выступающей из нее части заготовки. Соответственно их называют одно-, двух- и трехударными холодновысадочными автоматами с цельной или разъемной матрицей.

Эти автоматы относятся к специализированным, т.е. предназначенным для штамповки изделий одного наименования, имеющих одинаковую форму и различающихся размерами при одинаковых или различных механических свойствах обрабатываемого материала (сталь, цветные металлы), а также формой и размерами исходной заготовки (проволока, прутки, штучная заготовка).

Типовыми изделиями-представителями, которые положены в основу расчета кинематических и энергосиловых параметров автоматов, являются стержневые детали с утолщениями на конце различной формы - винты, болты длиной до 10 диаметров стержня, к прочности которых не предъявляются специальные повышенные требования (табл. 4.1); заклепки сплошные и с полостью в стержне (табл. 4.2); гвозди с соотношением диаметра головки  $D_r$  и ее высоты  $h_r$  к диаметру стержня соответственно  $D_r/d \leq 2,5$  и  $h_r/d \leq 0,6$  (табл. 4.3); заготовки шариков и роликов подшипников качения (табл. 4.4 - 4.6); пустотелые детали типа труб для пасты и корпусов конденсаторов (табл. 4.7).

Принцип однопозиционной одноударной последовательной штамповки использован в автоматах для обрезки изделий с утолщением по заданному контуру, - обрезных автоматах (табл. 4.8), применяемых также для повторной штамповки (редуцирования) стержня, высадки и прошивки полости в утолщении).

#### 4.1. Основные параметры однопозиционных двухударных автоматов

| Параметр                                            | Номинальное усилие, кН |      |       |       |        |        |        |
|-----------------------------------------------------|------------------------|------|-------|-------|--------|--------|--------|
|                                                     | 63                     | 125  | 250   | 400   | 1000   | 1600   | 2000   |
| Наибольший диаметр стержня, мм                      | 2,5                    | 4,0  | 6,0   | 8,0   | 12     | 16     | 20     |
| Длина стержня изделия, мм                           | 4-25                   | 6-40 | 10-60 | 12-80 | 20-120 | 25-160 | 30-200 |
| Наибольшая частота ходов ползуна, мин <sup>-1</sup> | 800                    | 900  | 640   | 460   | 260    | 200    | 160    |
| Мощность электропривода, кВт                        | 4,0                    | 10   | 11    | 14    | 22     | 30     | 71     |
| Масса автомата, т                                   | 1,70                   | 3,0  | 4,2   | 6,3   | 14,45  | 23,48  | 29,5   |

#### 4.2. Основные параметры двухударных автоматов для изготовления полупустотелых заклепок

| Параметр                                 | Диаметр стержня, мм |           |           |
|------------------------------------------|---------------------|-----------|-----------|
|                                          | 1,8 - 2,5           | 2 - 4     | 4 - 6     |
| Длина стержня, мм                        | 3 - 12              | 3 - 20    | 6 - 30    |
| Длина заготовки, мм                      | 13                  | 21        | -         |
| Частота ходов ползуна, мин <sup>-1</sup> | 350 - 700           | 300 - 600 | 250 - 500 |
| Мощность электропривода, кВт             | 3,2                 | 4,1       | 7,5       |
| Масса автомата, т                        | 1,47                | 2,76      | 4,2       |

#### 4.3. Основные параметры однопозиционных проволочно-гвоздильных автоматов

| Параметр                                            | Диаметр стержня, мм |        |         |          |          |
|-----------------------------------------------------|---------------------|--------|---------|----------|----------|
|                                                     | 1,4                 | 2,2    | 3,1     | 4,2      | 6,3      |
| Длина гвоздя, мм                                    | 5 - 25              | 8 - 60 | 13 - 85 | 13 - 120 | 32 - 200 |
| Номинальное усилие, мм                              | 20                  | 50     | 100     | 120      | 200      |
| Наибольшая частоты ходов ползуна, мин <sup>-1</sup> | 1050                | 800    | 500     | 525      | 330      |
| Мощность электропривода, кВт                        | 1,5                 | 3      | 4       | 5,5      | 11       |
| Масса, т                                            | 0,44                | 1,25   | 1,99    | 2,9      | 4,72     |

#### 4.4. Основные параметры однопозиционных автоматов для штамповки шариков

| Параметр                                 | Диаметр шариков, мм |           |           |           |           |           |          |
|------------------------------------------|---------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|----------|
|                                          | 3,15                | 6,3       | 10        | 16        | 20        | 25        | 32       |
| Номинальное усилие, кН                   | 80                  | 160       | 315       | 800       | 1250      | 2000      | 3150     |
| Наибольшие размеры заготовки, мм:        |                     |           |           |           |           |           |          |
| диаметр                                  | 2,5                 | 5         | 7,1       | 12        | 16        | 20        | 25       |
| длина                                    | 6,3                 | 12        | 18        | 30        | 40        | 50        | 60       |
| Частота ходов ползуна, мин <sup>-1</sup> | 500 - 850           | 500 - 710 | 400 - 550 | 125 - 250 | 200 - 250 | 130 - 185 | 90 - 120 |
| Мощность электропривода, кВт             | 5,5                 | 11,0      | 11,0      | 19,9      | 37        | 55        | 71       |
| Масса автомата, т                        | 1,8                 | 3,2       | 4,1       | 12,5      | 16,65     | 28        | 43       |

#### 4.5. Основные параметры однопозиционных автоматов для штамповки роликов

| Параметр                                 | Диаметр роликов, мм |         |         |         |        |
|------------------------------------------|---------------------|---------|---------|---------|--------|
|                                          | 6,3                 | 10      | 16      | 20      | 25     |
| Номинальное усилие, мм                   | 315                 | 800     | 1250    | 2000    | 3150   |
| Наибольшие размеры заготовки, мм:        |                     |         |         |         |        |
| диаметр                                  | 6,1                 | 10      | 16      | 20      | 25     |
| длина                                    | 15                  | 30      | 40      | 50      | 65     |
| Частота ходов ползуна, мин <sup>-1</sup> | 250-350             | 250-300 | 200-250 | 130-185 | 90-120 |
| Мощность электропривода, кВт             | 7,5                 | 14,85   | 30      | 37      | 51,6   |
| Масса, т                                 | 4,0                 | 10,8    | 16,75   | 27      | 42,5   |

#### 4.6. Основные параметры однопозиционных автоматов для штамповки шариков и роликов

| Параметр                                            | Номинальное усилие, кН |     |      |      |      |
|-----------------------------------------------------|------------------------|-----|------|------|------|
|                                                     | 125                    | 250 | 500  | 1250 | 3125 |
| Наибольший диаметр, мм:                             |                        |     |      |      |      |
| шарика                                              | 5                      | 9   | 13   | 20   | 32   |
| ролика                                              | 4                      | 6,3 | 9,2  | 14   | 25   |
| Размеры заготовки, мм:                              |                        |     |      |      |      |
| диаметр                                             | 4                      | 6,3 | 9,2  | 14   | 25   |
| длина                                               | 10                     | 15  | 30   | 40   | 63   |
| Наибольшая частота ходов ползуна, мин <sup>-1</sup> | 850                    | 500 | 330  | 220  | 110  |
| Мощность электропривода, кВт                        | 5,5                    | 11  | 18,5 | 45   | 71   |
| Масса, т                                            | 2,5                    | 4,8 | 11   | 23   | 52   |

#### 4.7. Основные параметры горизонтальных однопозиционных автоматов для выдавливания деталей из цветных металлов

| Параметр                                     | Номинальное усилие, кН |          |          |          |          |          |
|----------------------------------------------|------------------------|----------|----------|----------|----------|----------|
|                                              | 250                    | 630      | 1000     | 1600     | 2500     | 4000     |
| Ход ползуна, мм                              | 150                    | 200      | 240      | 300      | 315      | 335      |
| Частота ходов ползуна, мин <sup>-1</sup>     | 130 - 250              | 85 - 200 | 75 - 150 | 75 - 150 | 70 - 135 | 60 - 120 |
| Наибольшие размеры выдавливаемой детали, мм: |                        |          |          |          |          |          |
| диаметр                                      | 16                     | 25       | 35       | 45       | 50       | 70       |
| длина                                        | 100                    | 150      | 180      | 220      | 240      | 250      |
| Мощность электропривода, кВт                 | 6                      | 7,5      | 11       | 21,6     | 32,2     | 37       |
| Масса, т                                     | 3,15                   | 5,0      | 7,4      | 10,5     | 14,0     | 18,5     |

#### 4.8. Основные параметры однопозиционных обрезающих автоматов

| Параметр                                 | Номинальное усилие, кН |         |         |        |        |
|------------------------------------------|------------------------|---------|---------|--------|--------|
|                                          | 80                     | 120     | 160     | 400    | 630    |
| Наибольший диаметр стержня изделия, мм   | 6                      | 8       | 10      | 16     | 20     |
| Наибольшая длина стержня изделия, мм     | 60                     | 80      | 100     | 160    | 200    |
| Частота ходов ползуна, мин <sup>-1</sup> | 180-220                | 140-200 | 100-150 | 90-120 | 70-100 |
| Мощность электропривода, кВт             | 4                      | 5,5     | 6       | 13,65  | 19     |
| Масса, т                                 | 2                      | 2,5     | 3,7     | 11,1   | 15     |

**Кинематические схемы, цикловые диаграммы и конструкции основных узлов и механизмов.** Согласно принципу действия и назначению автоматы однопозиционные двухударные с цельной матрицей оснащают цикловыми вспомогательными механизмами для подачи и правки проволоки, отрезки заготовок заданной длины и переноса их на позиции штамповки, выталкивания отштампованных изделий, смены мест пуансонов (перемещения пуансонов).

Принципиальная схема одного из автоматов этого типа показана на рис. 4.4.

От главного привода автомата, в состав которого входят электродвигатель 1 постоянного тока с бесступенчато регулируемой частотой вращения вала, клиноременная передача 2 и маховик 3 со встроенной пневмофрикционной муфтой, крутящий момент передается поперечно расположенному главному кривошипному валу 4, с закрепленными на нем уравновешивающими грузами 6, 29. Вращательное движение кривошипного вала с помощью шатуна 26, совершающего плоскопараллельное движение, преобразуется в возвратно-поступательное перемещение ползуна 27 по направляющим станины автомата. На торце ползуна на оси подвижно закреплена поворотная пуансонная

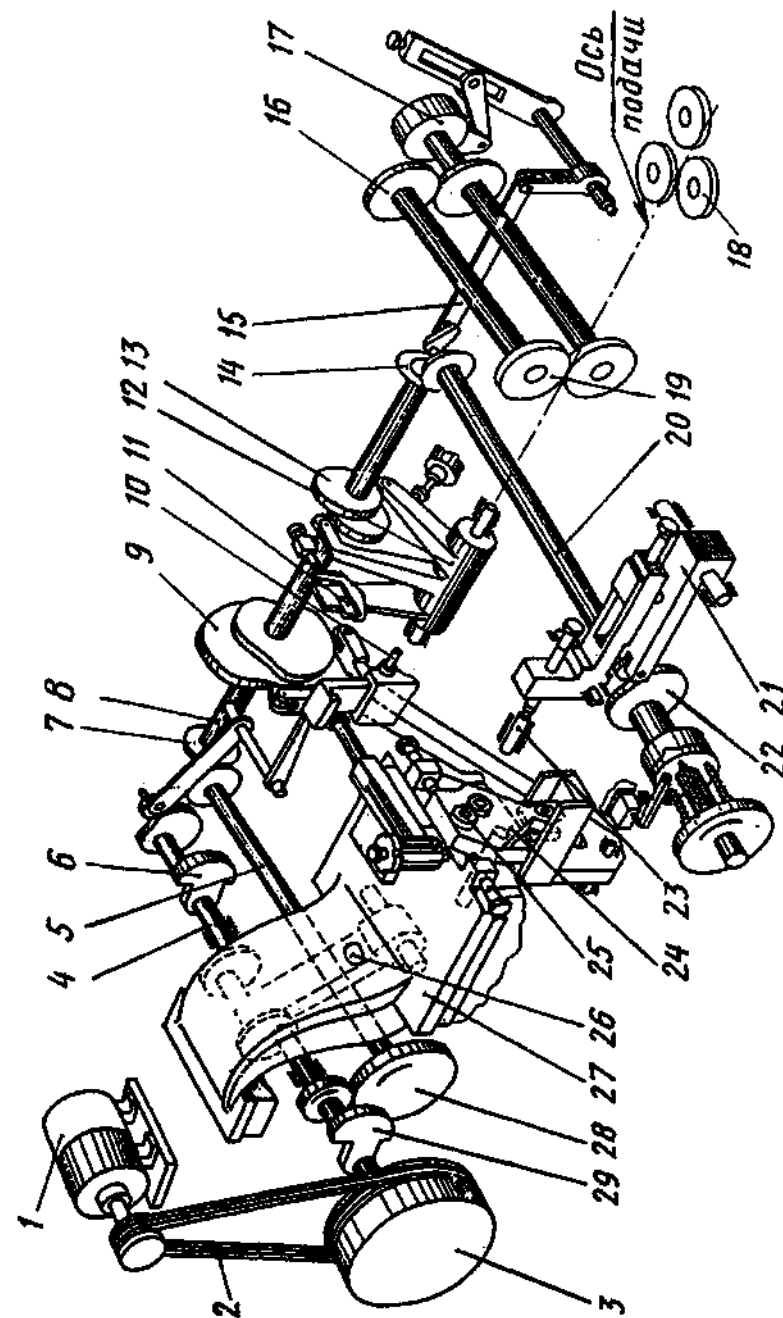


Рис. 4.4. Принципиальная схема однопозиционного двухударного автомата с цельной матрицей

головка 24 с двумя пуансонами 25, при каждом ходе ползуна меняющихся местами для выполнения предварительной и окончательной штамповки. От зубчатой передачи 28 приводится во вращение второй дополнительный поперечный вал 5, от которого с помощью конической зубчатой передачи 7 приводится во вращение продольный распределительный вал 8 с установленными на нем спаренными кулачками 9, 13 прямого и обратного хода рабочих звеньев механизмов отрезки 11 и пуансонной головки 24. Посредством двуплечего рычага 12 с роликами и двух кулачков 13 осуществляется геометрическое замыкание кулачкового-рычажного привода. От продольного вала 8 через коническую зубчатую передачу 14 приводится во вращение поперечный вал 20 с кулачком 22, который обеспечивает качательное движение рычага 21, осуществляющего поступательное перемещение стержня 23 механизма выталкивания изделия из формообразующей матрицы, установленной в матричном блоке станины. От эксцентрика, установленного на консоли вала 20, рычажной системы 15, обгонной муфты 17 и цилиндрических шестерен 16 получают прерывистое вращательное движение ролики 19 механизма подачи проволоки до регулируемого упора 10. Для правки проволоки перед механизмом подачи установлено правильное устройство 18 с неприводными роликами.

На рис. 4.5 представлена принципиальная схема подобного автомата с повышенным по сравнению с предыдущим числом двойных ходов ползуна (примерно 600 ход/мин). Это дало возможность уменьшить число ступеней передач, осуществить привод ползуна главного исполнительного механизма непосредственно от электродвигателя посредством клиноременной передачи и установить пневмофрикционную муфту 5 и ленточный тормоз 6 непосредственно на кривошипном валу, что уменьшило их размеры и повысило надежность в работе. Передача крутящего момента от главного кривошипного вала 7 продольному 15 и поперечному 22 кулачковым распределительным валам осуществляется посредством одной цилиндрической зубчатой передачи 10, 11 (косозубой или шевронной) с передаточным отношением 2:1 (два оборота главного вала и один - распределительных валов) и двух пар конических передач 13, 14 и 20, 21 с шестернями одного диаметра. От продольного вала 15 с помощью кулачкового-рычажного механизма с двумя спаренными дисковыми ку-

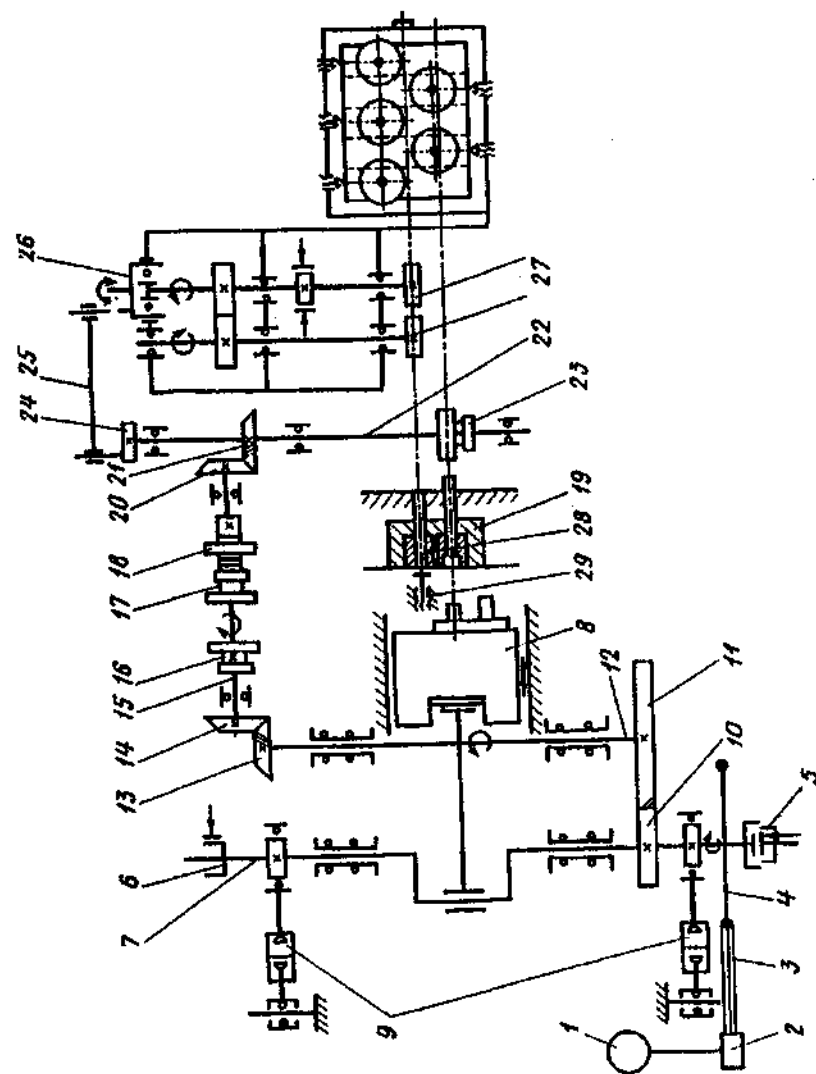


Рис. 4.5. Принципиальная схема быстрого однопозиционного двухударного автомата с цельной матрицей

лачками 16 и 17 с соединительной муфтой 18 и системы рычагов получают качательное перемещение механизм отрезки заготовок (на схеме не показан) и механизм пуансонной головки с двумя пуансонами предварительной и окончательной штамповки. Ограничение крайних положений пуансонной головки осуществляется посредством регулируемых упоров (на рисунке не показаны).

От поперечного распределительного вала 22 посредством кулачкового-рычажного механизма 23 приводится в прерывистое движение стержень, осуществляющий выталкивание изделия из формообразующей матрицы матричного блока 19.

От поперечного вала 22 с помощью эксцентрика 24 рычажной системы 25, обгонной (прерывистого действия) муфты 26 и цилиндрической зубчатой передачи получают прерывистое вращение ролики 27 подачи проволоки (прутка) до регулируемого упора 29. Эти же ролики обеспечивают протягивание проволоки через неприводные правильные ролики. Динамическое уравнивание подвижных масс автомата осуществлено посредством кривошипно-коромысловых механизмов 9.

Цикловая диаграмма, показывающая взаимодействие ползуна 1 главного исполнительного механизма и цикловых вспомогательных механизмов 2 - 6 в виде графиков зависимости перемещений  $S$  рабочих звеньев этих механизмов от угла  $\alpha$  поворота кривошипного вала, представлена на рис. 4.6.

Форма графиков, характеризующих зависимость перемещений рабочих звеньев вспомогательных цикловых механизмов подачи материала, отрезки и переноса заготовок, поворотной пуансонной головки и выталкивания изделий из матрицы, определяется кинематической схемой механизмов (табл. 4.9) и законом движения ведущего звена (кулачков) этих механизмов. В приводе вспомогательных цикловых механизмов холодноштамповочных автоматов ведущим звеном в большинстве случаев является кулачок, вопросы проектирования и расчета которого рассмотрены в гл. 5, 6.

Из цикловой диаграммы автомата видно, что для осуществления технологического процесса штамповки одного изделия ползун главного исполнительного механизма должен совершить два полных двойных (вперед - назад) хода, а рабочие звенья вспомогательные цикловых механизмов в зависимости от назначения - один или два хода.

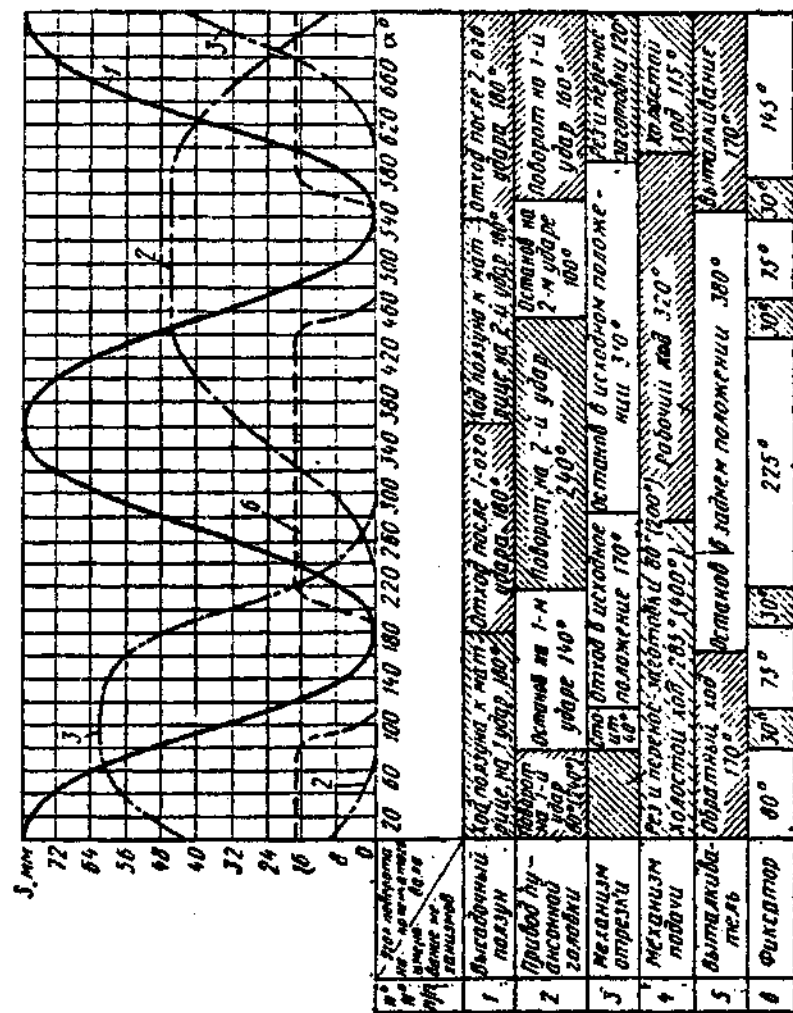


Рис. 4.6. Цикловая диаграмма взаимодействия механизмов однопозиционного двухударного автомата с цельной матрицей

#### 4.9. Кинематические схемы привода

вспомогательных цикловых механизмов однопозиционного двухударного холодновысадочного автомата с цельной матрицей

| Механизм                             | Схема | Обозначения                                                                                                                                       |
|--------------------------------------|-------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Привод обгонной муфты коробки подачи |       | 1 - эксцентрик; 2 - шатун; 3 - муфта                                                                                                              |
| Привод механизма отрезки             |       | 1 - кулачок прямого хода; 2 - кулачок обратного хода; 3 - ролик; 4 - двуплечий рычаг; 5 - ножовой шток                                            |
| Привод пуансонной головки            |       | 1 - кулачок поворота головки на первый удар; 2 - кулачок поворота головки на второй удар; 3 - двуплечий рычаг; 4 - кулиса; 5 - пуансонная головка |
| Привод выталкивателя из матрицы      |       | 1 - кулачок прямого хода; 2 - кулачок обратного хода; 3 - двуплечий рычаг; 4 - регулировочный винт; 5, 6 - рычаги; 7 - выталкиватель              |

Ножовой шток механизма отрезки в течение одного цикла совершает следующие движения: выстой в исходном положении (на оси подачи материала) - ход вперед (отрезка и перенос заготовки) - выстой перед формообразующей матрицей для обеспечения заталкивания пуансоном заготовки в матрицу - отход в исходное положение. Время кинематического цикла работы механизма отрезки

$$T_k = t_{в.и.п.} + t_{р.х.} + t_{в.м.} + t_{о.х.}, \quad (4.1)$$

где  $t_{в.и.п.}$ ,  $t_{р.х.}$ ,  $t_{в.м.}$ ,  $t_{о.х.}$  - время соответственно выстой в исходном положении, рабочего хода, выстой возле матрицы и обратного хода.

Аналогичным образом работает и механизм поворотной пуансонной головки.

Выталкиватель механизма выталкивания изделий из матриц совершает следующие движения: выстой в исходном положении - прямой ход (выталкивание) - обратный ход (в исходное положение).

На базе быстроходных однопозиционных автоматов изготовляют автоматы холодновысадочные для изготовления полупустотелых заклепок (рис. 4.7). От электродвигателя 1 вращение с помощью шкива и клиноременной передачи 2 передается маховику 3 со встроенной пневмофрикционной муфтой 4. При включении муфты 4 (после выключения тормоза 6) приводится в движение вал 5, а посредством шестерен 7, 8 коленчатый вал 9, который с помощью шатуна 11 сообщает возвратно-поступательное движение ползуну 12. Вал 9 приводит во вращение уравниватель 10.

Через шестерни 15 (передаточное число равно двум) приводится во вращение поперечный вал 16, от которого через конические шестерни 17 получают вращательное движение продольный распределительный вал 18 с блоком кулачков 19 привода поворотной пуансонной головки и кулачки 20 привода механизма реза.

Блок кулачков 19 с помощью рычажной системы и дополнительный кулачок перемещают пуансонную головку с пуансонодержателями, в которых установлены пуансоны 13, 14 предварительной и окончательной штамповки.

Кулачки 20 приводят в движение механизм отрезки и зажима - заготовка отрезается на линии подачи материала и переносится на линию штамповки к формообразующей матрице.

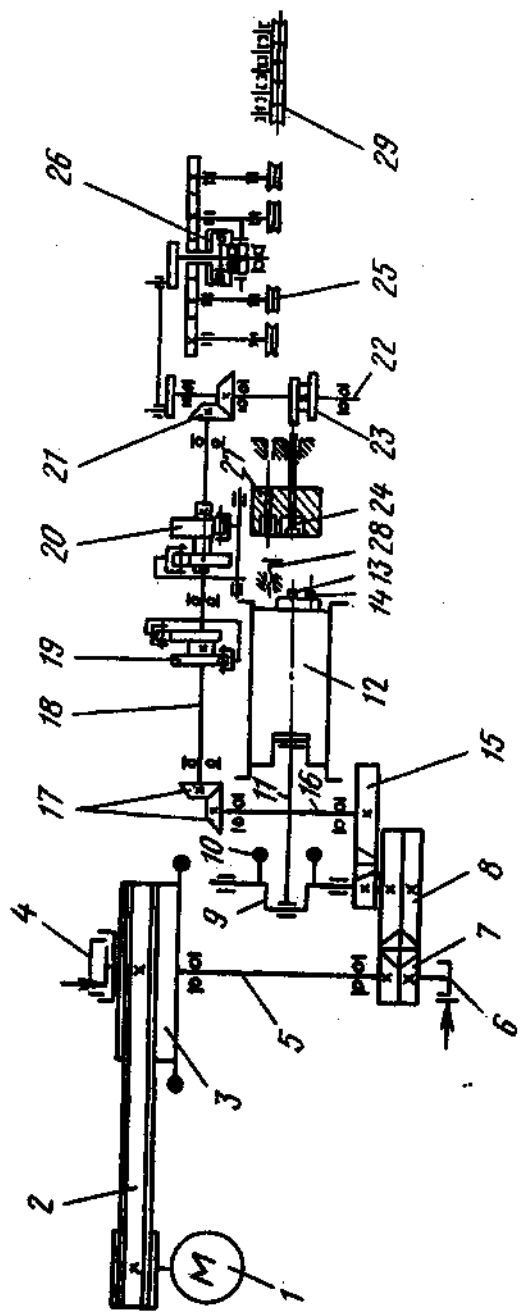


Рис. 4.7. Принципиальная схема автомата для изготовления полупустотелых заклепок

В начале заталкивания заготовки в формообразующую матрицу 24 механизм зажима разжимает заготовку, после чего рычаг механизма отрезки возвращается в исходное положение. Для регулирования цикла работы механизма отрезки в зависимости от длины отрезаемых заготовок блок кулачков механизма отрезки и кулачок механизма зажима могут поворачиваться относительно вала.

Через конические шестерни 21 передается вращение поперечному распределительному валу 22 с блоком кулачков 23 привода выталкивателя из матрицы и планшайбой, которая через тягу и обгонную муфту 26 сообщает прерывистое вращательное движение роликам 25 подачи проволоки. Проволока зажимается между роликами, подтягивается через правильное устройство 29 и подается через отрезную матрицу до регулируемого упора 28. Отрезная матрица установлена в матричном блоке 27.

Блок кулачков 23 приводит в движение выталкиватель изделий из матрицы через рычаги и тяги (на рисунке не показаны), позволяющие регулировать ход и местоположение выталкивателя. Один из рычагов выталкивателя оснащен разрывным предохранительным устройством от возможной перегрузки механизма выталкивания.

На консоли вала 22 (см. рис. 4.7) закреплен кулачок 1 (рис. 4.8), который через рычаг 2 и ролик 3 приводит в движение составную регулируемую по длине тягу 4, 5, а она в свою очередь поворачивает ось 6 с консольно закрепленным на ней рычагом 7 и съемником 8.

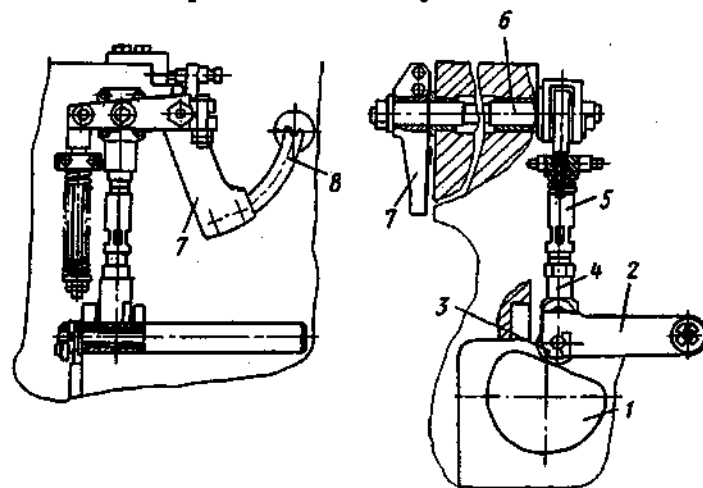


Рис. 4.8. Механизм съема заготовок автомата для изготовления полупустотелых заклепок

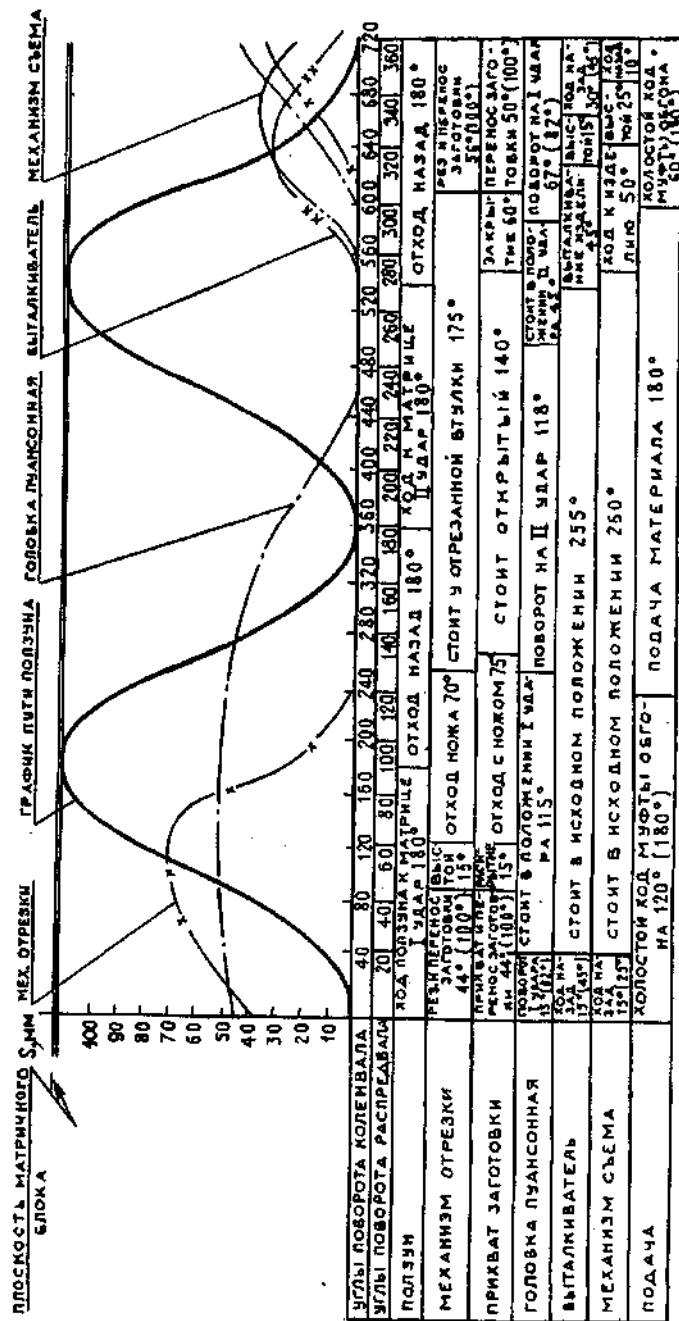


Рис. 4.9. Цикловая диаграмма автомата для изготовления полупустотелых заклепок

Взаимодействие узлов и механизмов, участвующих в штамповке, выталкивании и съеме заклепки, происходит в соответствии с цикловой диаграммой (рис. 4.9).

На основе полученных при эксплуатации данных установлена максимальная производительность автоматов в зависимости от штампуемого материала и длины стержня заклепки (табл. 4.10).

#### 4.10. Максимальная производительность автоматов для изготовления полупустотелых заклепок

| Материал     | Производительность, шт./мин, при длине стержня, мм |         |         |
|--------------|----------------------------------------------------|---------|---------|
|              | 6 - 12                                             | 12 - 20 | 20 - 30 |
| Алюминий АЛ1 | 200                                                | 250     | 200     |
| Латунь Л63   | 200                                                | 200     | 200     |
| Сталь 10 кп  | 125                                                | 125     | 125     |

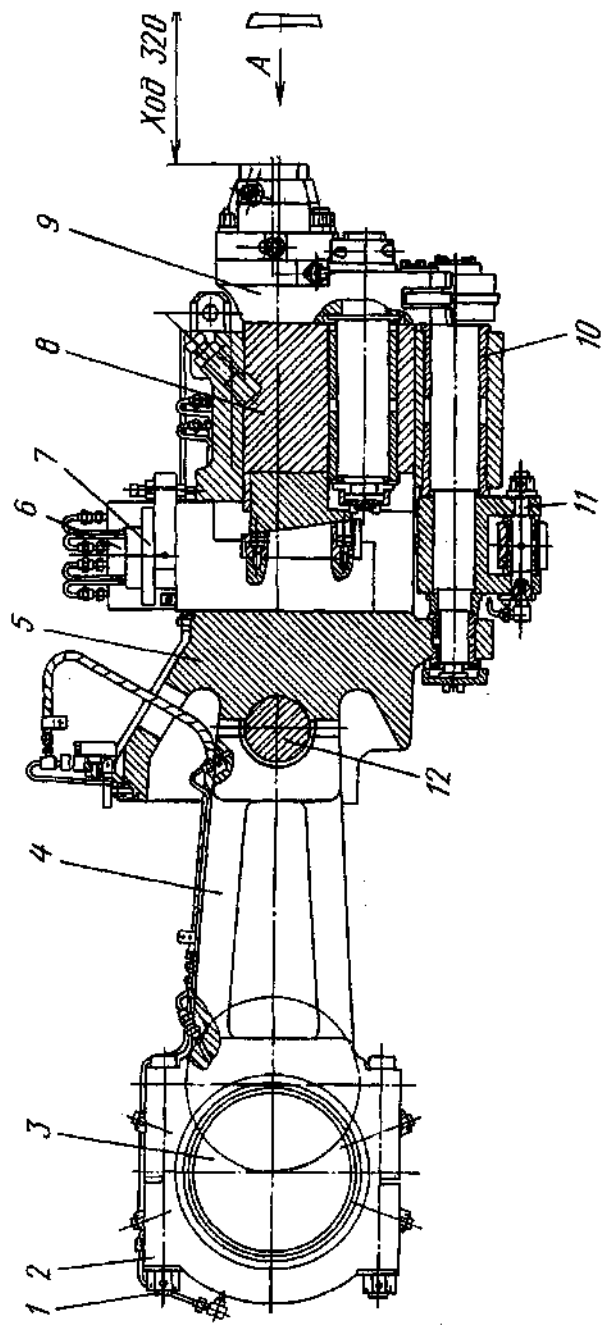
Конструкция основных узлов и механизмов однопозиционных двухударных холодноштамповочных автоматов приведена ниже.

Главный исполнительный механизм (рис 4.10) состоит из ползуна с пуансонной головкой, шатуна и коленчатого вала.

Ползун 5, представляющий собой стальную или чугунную отливку, имеет вертикальные и горизонтальные направляющие, облицованные бронзовыми накладками, к которым через направляющие станины подается жидкая циркуляционная смазка.

Ползун через шатун 4 с крышкой 2 и вкладышами 3 соединен с коленчатым валом. Крышка шатуна и шатун соединены "в замок" четырьмя стяжными болтами 1 и гайками со шплинтами. Вкладыши 3 шатуна и крышки крепятся винтами и корончатыми гайками. Шатунный палец 12 ползуна от поворота и осевого смещения закреплен в ползуне шпоночным ригелем и винтами. Смазывание осуществляется маслораспределителем 6.

В расточке ползуна в его передней части установлена подушка 8 с поворотной пуансонной головкой 9 и пуансонодержателями 13 и 17. Положение головки в горизонтальном положении регулируются с помощью клина 7. Поворот и фиксацию головки осуществляют посредством кулачка 18, который поворачивается в подшипниках скольжения 10, расположенных в бобышках ползуна на оси, и рычагом 11, соединенным с приводом поворотной головки.



A

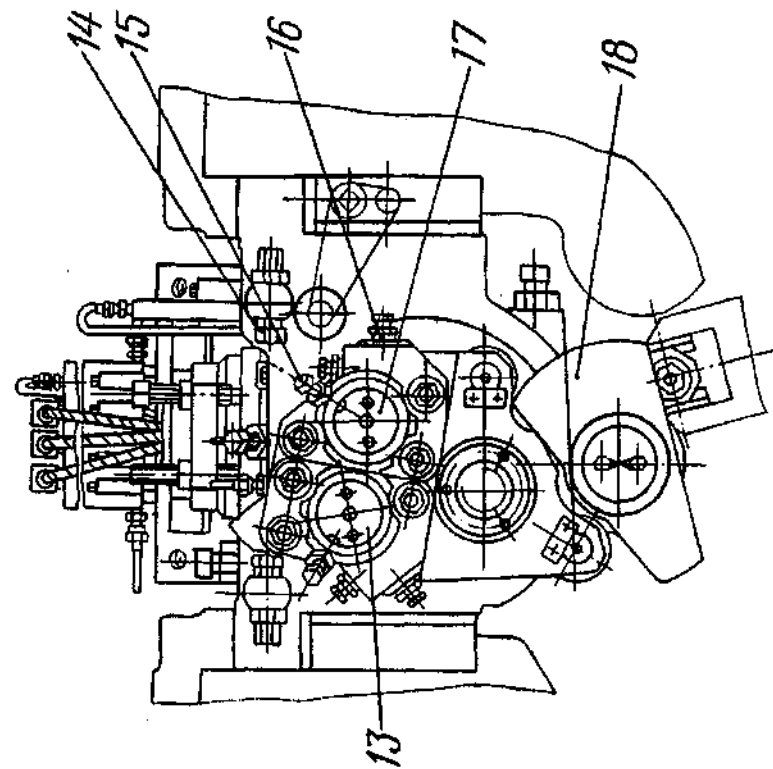


Рис. 4.10. Главный исполнительный механизм однопозиционных двухударных автоматов

Держатели пуансонов 13 и 17 регулируются в двух направлениях с помощью упорных втулок 16, болтов и сухарей.

Угол поворота пуансонной головки 9 ограничен регулируемыми упорами 14. Смазывают трущиеся поверхности через смазочный дроссельный блок 15.

Механизм отрезки заготовок (рис. 4.11) представляет собой рычажную систему, рычаги 1 и 4 которой размещаются на оси 10 на подшипниках скольжения и фиксируются винтом 2. Зазор между ножом и отрезной втулкой в матричном блоке устанавливается компенсационными разъемными кольцами 12. Рычаги 1 и 4 через ролики 3 и 11 получают качательное движение вокруг оси 10. Профиль блока кулачков обеспечивает постоянную обкатку роликов по поверхности кулачков. Блок кулачков управляет переносом отрезанной заготовки на ось штамповки, а также возвратом ножа в исходное положение на линию подачи. Рычаги 1 и 4 жестко соединены между собой предохранительной разрывной шпилькой 6 и гайками 5. В случае перегрузки шпилька разрывается и специальный толкатель 13, действующий на конечный выключатель, подает сигнал на пульт управления - автомат отключается. Нож 14 с прокладкой 16 размещен в гнезде рычага 1 и фиксируется в нем боковыми клиньями 15 и вертикальным клином 7. Нож может перемещаться в гнезде кронштейна 8 в сторону оси штамповки и оси подачи. Отрезанная заготовка удерживается в гнезде ножа двумя крючками 9, закрепленными на ноже.

Коленчатый вал 7 (рис. 4.12) вращается в подшипниках 8, расположенных в буксах 9 станины. На левой консоли вала на подшипниках качения смонтирован маховик 3 с пневмофрикционной муфтой 2 и воздухоподводящей головкой 1, а также косозубая цилиндрическая шестерня 6, которая зацепляется с зубчатым колесом поперечного вала. На правой консоли находится пневмофрикционный тормоз 13, который крепится к крышке ограждения. Маховик 3 и муфта 2 защищены от попадания масла манжетами 4, а тормоз - манжетой 12. На коленчатом валу на подшипниках качения 11 закреплены два эксцентрика 10, которые через шатуны 5 вращают уравниватели подвижных масс главного исполнительного механизма.

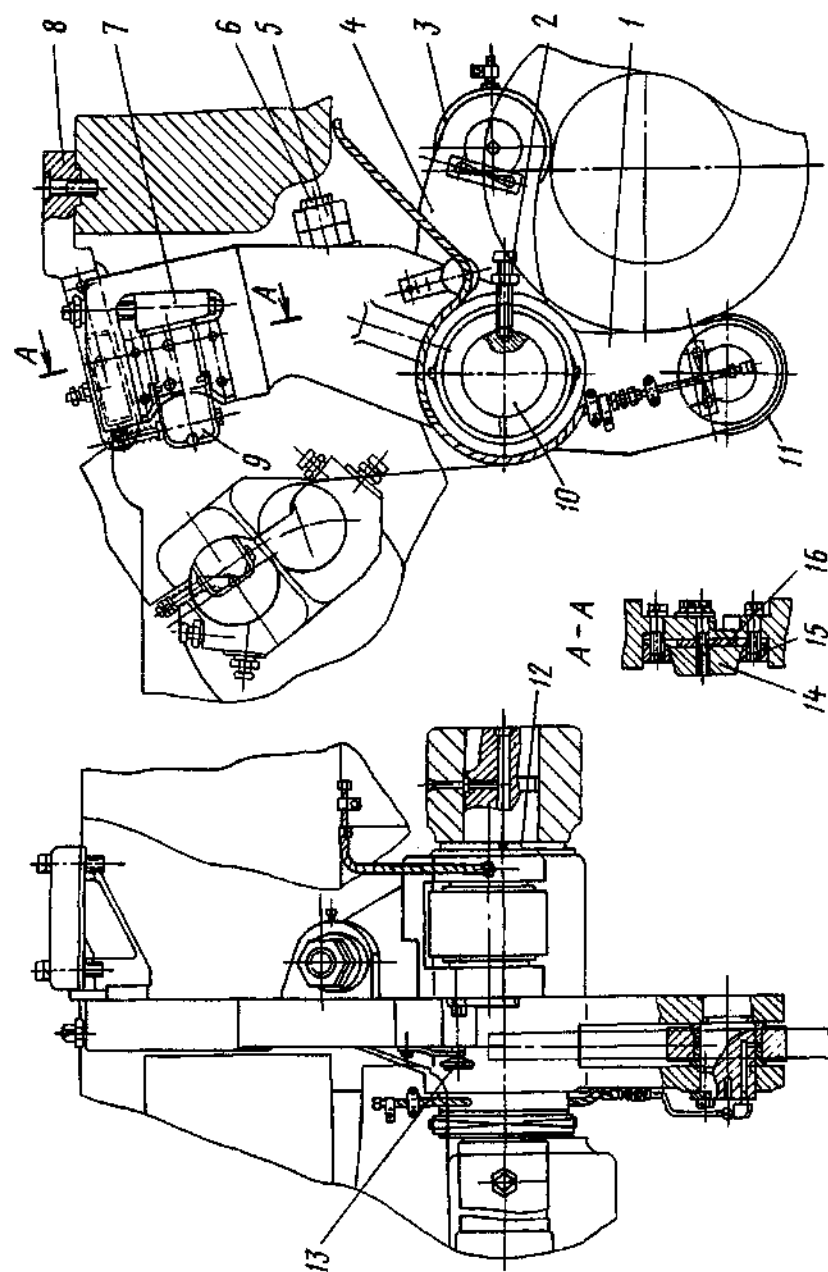


Рис. 4.11. Механизм отрезки однопозиционных двухударных автоматов

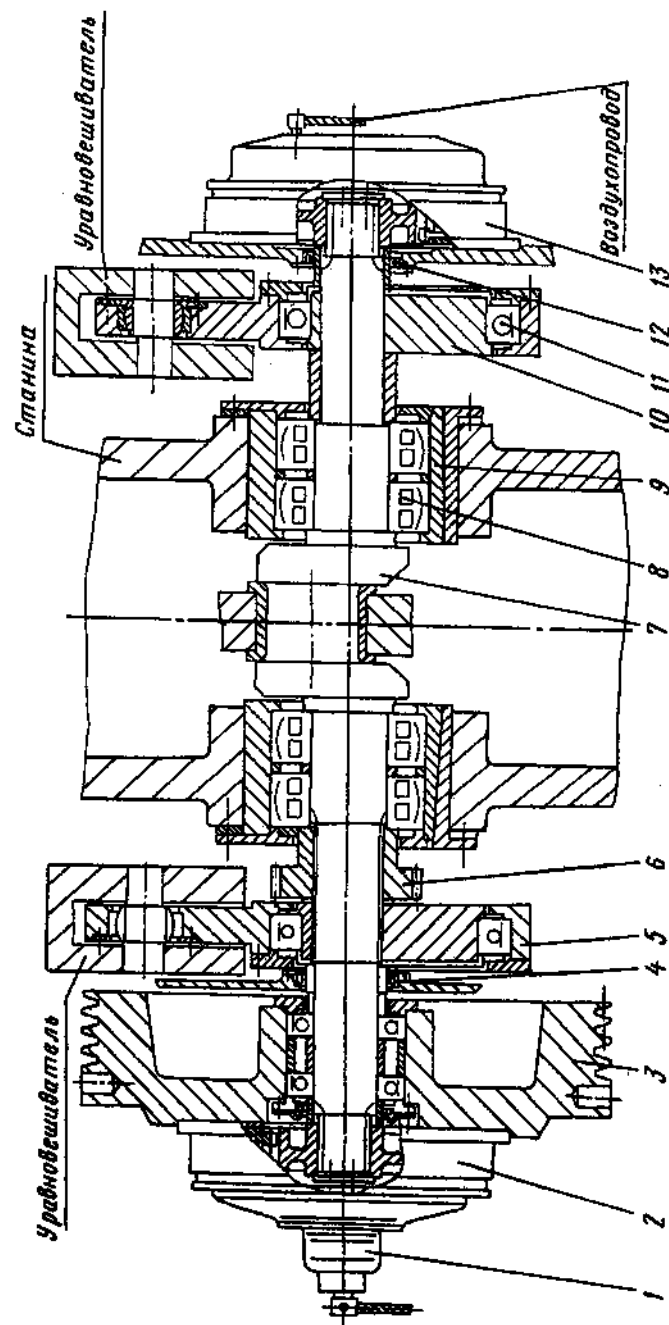
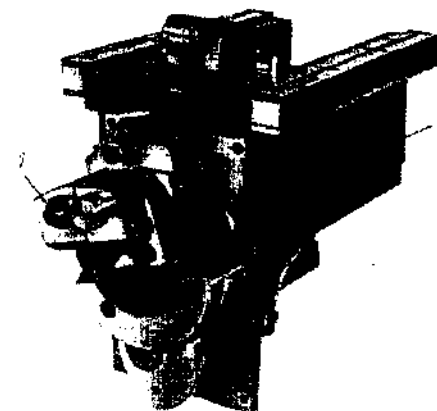
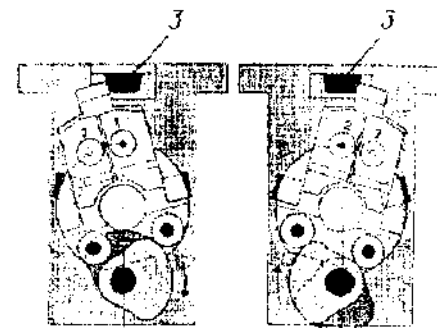


Рис. 4.12. Коленчатый вал однопозиционного двухударного автомата



а)



б)

в)

Рис. 4.13. Пуансонная головка однопозиционных двухударных автоматов:  
а - расположение на торце ползуна;  
б - положение при первом ударе; в - положение при втором ударе

Одними из наиболее ответственных узлов однопозиционных двухударных холодноштамповочных автоматов являются механизмы поворота пуансонной головки и ее фиксации на позициях первого и второго ударов. Пуансонная головка 1 крепится на торце ползуна 2 (рис. 4.13) на оси, относительно которой головка поворачивается, и с помощью подвижного клинового механизма фиксируется последовательно на позиции штамповки перед первым и вторым ударами.

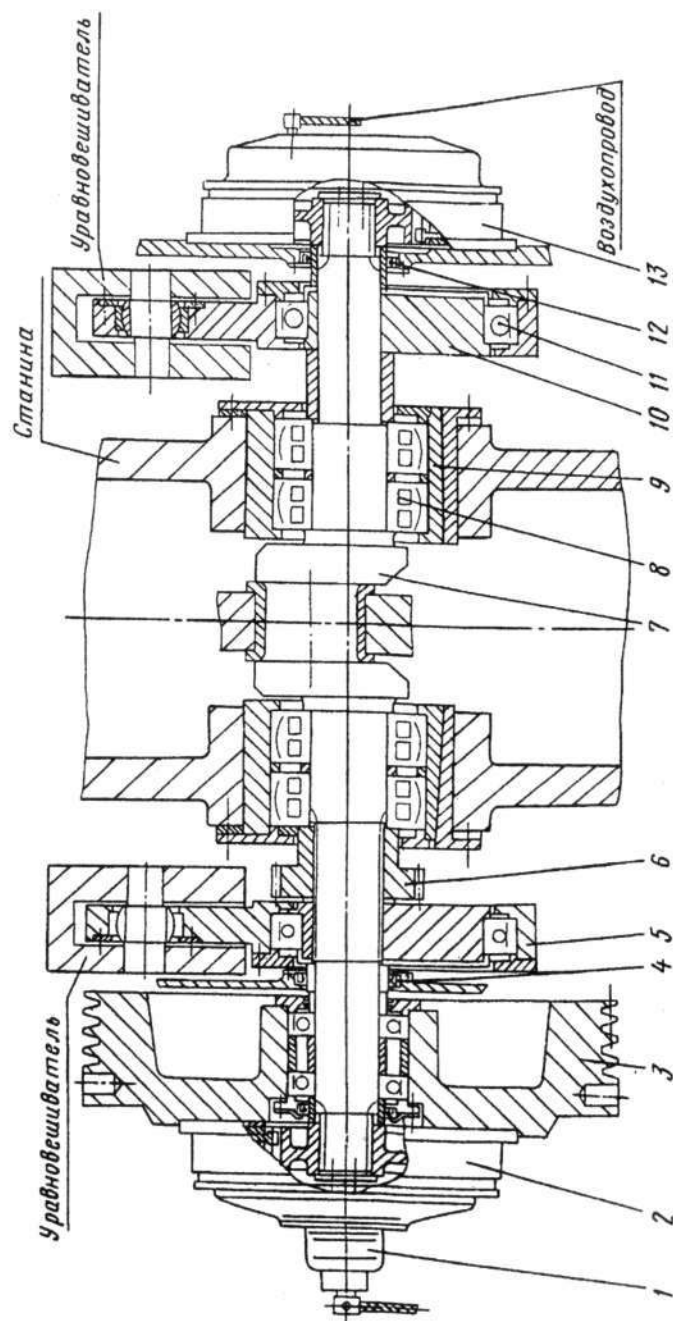
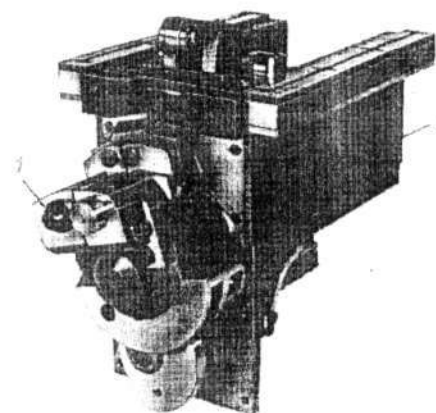
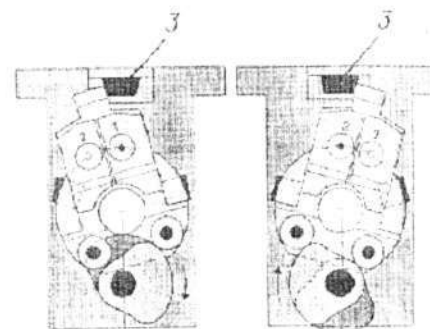


Рис. 4.12. Коленчатый вал однопозиционного двухударного автомата



а)



б)

в)

Рис. 4.13. Пуансонная головка однопозиционных двухударных автоматов:  
а - расположение на торце ползуна;  
б - положение при первом ударе; в - положение при втором ударе

Одними из наиболее ответственных узлов однопозиционных двухударных холодноштамповочных автоматов являются механизмы поворота пуансонной головки и ее фиксации на позициях первого и второго ударов. Пуансонная головка 1 крепится на торце ползуна 2 (рис. 4.13) на оси, относительно которой головка поворачивается, и с помощью подвижного клинового механизма фиксируется последовательно на позиции штамповки перед первым и вторым ударами.

Положение пуансонной головки фиксируется на позициях первого и второго ударов ползуна с помощью упоров 14 (см. рис. 4.10) или специальным клиновым механизмом 3 (см. рис. 4.13). При больших зазорах в кинематических парах этих механизмов и погрешностях длин звеньев скорость перемещения пуансонной головки в моменты фиксации ее на позициях штамповки не будет равна нулю и пуансонная головка будет ударяться об упорные винты или клинья, что приведет к повышению шума при работе автомата. Изменение положения упорных винтов или клиньев для уменьшения силы удара приводит к отклонению от соосности пуансонов с матрицей и, в результате, - к смещению высаженной головки изделия относительно его стержня.

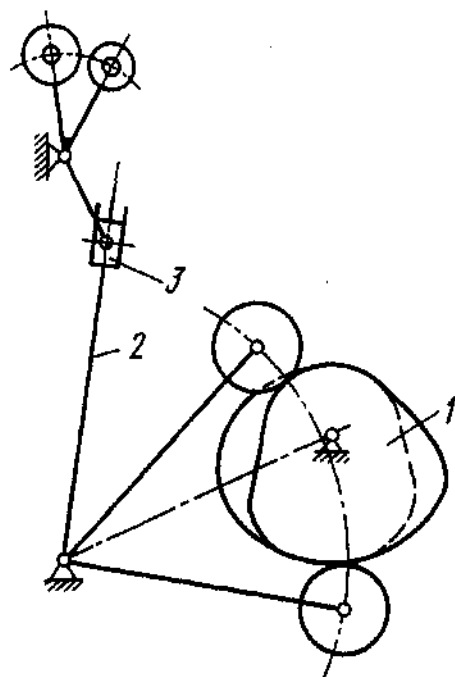


Рис. 4.14. Схема пуансонной головки с приводом от кулачко-рычажного и кулисного механизмов

Исходя из этого в мировой практике отдано предпочтение двум вариантам исполнения привода пуансонных головок: от дискового кулачка через ролики, закрепленные на пуансонной головке (см. рис. 4.13), и от кулачко-рычажного механизма с кулачками 1 (рис. 4.14) и рычагами 2 посредством кулисного механизма 3.

На базе однопозиционных двухударных холодновысадочных автоматов с цельной матрицей изготавливают автоматы однопозиционные одноударные для холодной объемной штамповки шариков и роликов подшипников качения. Эти

автоматы отличаются от двухударных отсутствием пуансонных головок и, соответственно, - изменением передаточного отношения от главного вала к распределительному (1:1 вместо 2:1) и большей быстротходностью.

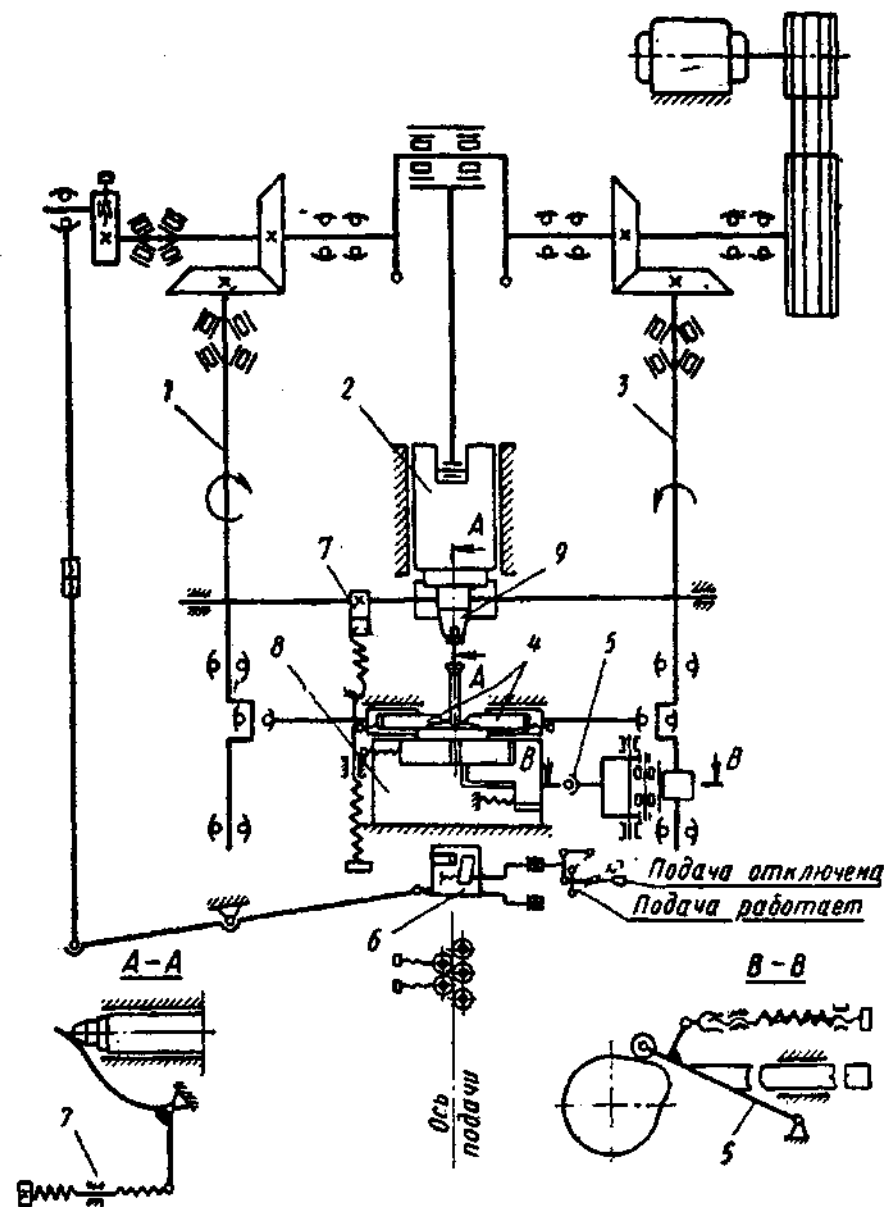


Рис. 4.15. Принципиальная схема проволочно-гвоздильного автомата с двумя продольными валами

К одноударным однопозиционным холодноштамповочным автоматам относятся автоматы проволочно-гвоздильные, имеющие оригинальные кинематическую схему и конструктивное исполнение вспомогательных цикловых механизмов.

В автоматах, широко применяемых в промышленности (рис. 4.15), вращение от электродвигателя передается клиновыми ремнями через шкивы на коленчатый вал, который сообщает возвратно-поступательное движение высадочному ползуну 2 и передает вращательное движение на боковые распределительные валы 1 и 3 двумя парами конических колес. От этих валов с помощью эксцентриков приводятся в движение ползуну с ножами 4 механизмов отрезки и заострения гвоздей, а с правого бокового вала 3 от кулачка через рычаг 5 получает движение ползун механизма зажима. На консоли коленчатого вала установлена кривошипная планшайба сообщающая через тягу и рычаг возвратно-поступательное движение каретке 6 механизма подачи. Во время подачи проволока захватывается зубильцем, смонтированным на каретке 6, и протаскивается через неприводные правильные ролики. Каретка перемещается по направляющей. Проволока перемещается по прямой линии. В автоматах для изготовления гвоздей небольшого диаметра и длины каретка движется по дуге. Сбрасывание гвоздя происходит с помощью устройства 7.

Цикловая диаграмма работы механизмов автомата показана на рис. 4.16.

В автоматах новой конструкции использованы оригинальные схемы и конструкции узлов. Крутящий момент от электродвигателя 2 (рис. 4.17) через клиноременную передачу 26 передается на маховик 28 с фрикционной муфтой включения, на главный вал 7 и далее - по четырем направлениям: 1) через кривошипы 11, 15 - на ползун механизма высадки; 2) через цилиндрические колеса 10, 19 на валы 18 механизмов отрезки и заострения. Эти валы с помощью кривошипно-ползунных 20, 22 и коленно-рычажных 23 механизмов обеспечивают возвратно-поступательные перемещения ползуну 24 с ножами 30; 3) через кулачок 9 и рычаг 27 - на зажимные матрицы, смонтированные в матричном блоке; 4) через зубчатые колеса 19 - на кривошипно-кулисный механизм 6, который перемещает каретку 4 с зажимным зубильцем 5.

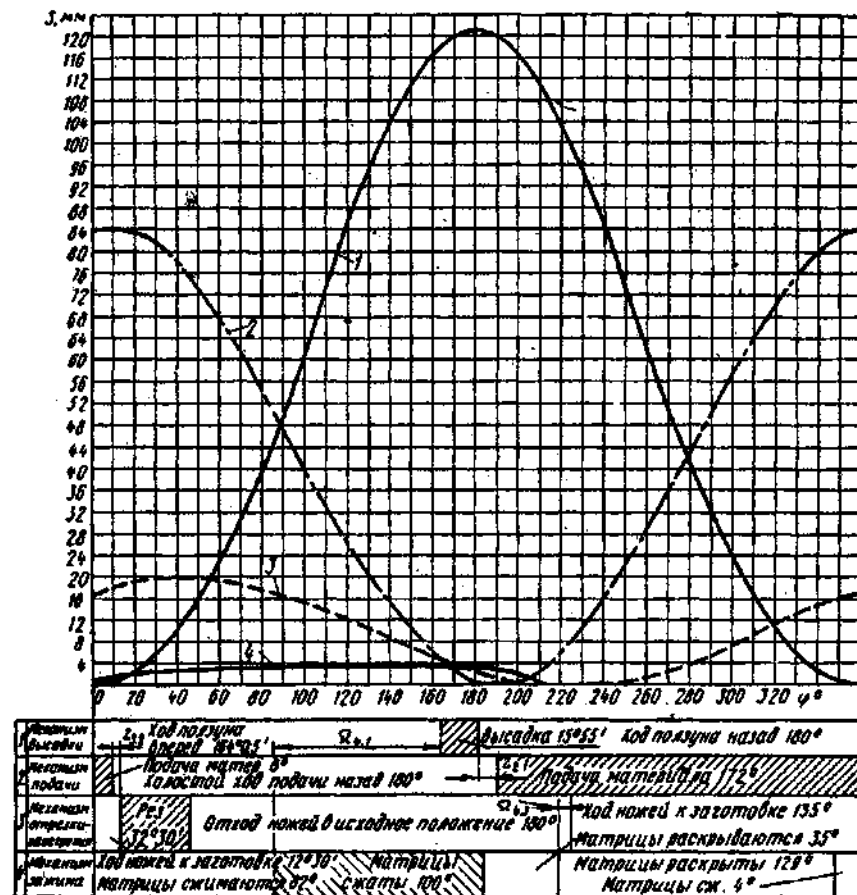


Рис. 4.16. Цикловая диаграмма проволочно-гвоздильного автомата:

- $z_{21}$  - запаздывание начала подачи материала (кривая 2) по отношению к окончанию процесса высадки (кривая 1);
- $z_{32}$  - запаздывание начала отрезки материала (кривая 3) по отношению к окончанию периода подачи (кривая 2);
- $\Omega_{41}$  - опережение начала периода зажима (кривая 4) по отношению к началу процесса (кривая 1);
- $\Omega_{43}$  - опережение начала раскрытого состояния матриц (кривая 4) по отношению к началу хода ножей к заготовке (кривая 3)

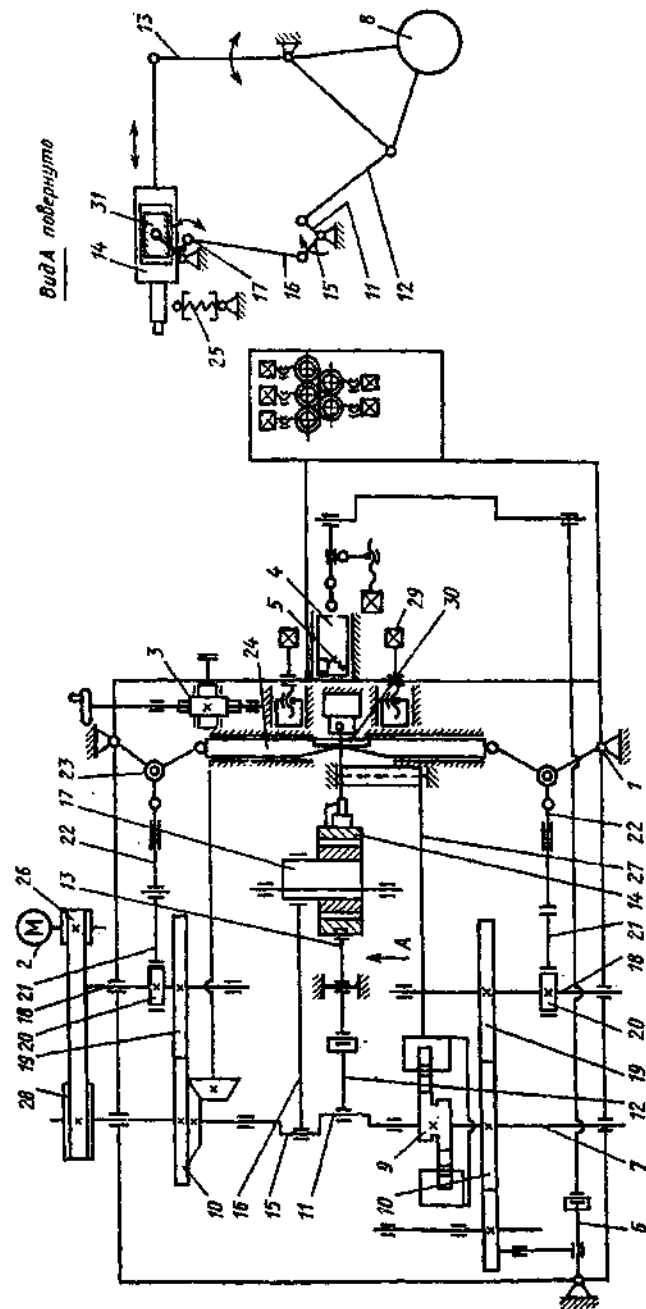


Рис. 4.17. Принципиальная схема двухкривошипного проволоочно-гвоздевого автомата

Механизм высадки работает следующим образом. Кривошип 11, вращаясь вместе с валом 7, через шатун 12, коромысло 13 сообщает высадочному ползуну 14 возвратно-поступательное движение в направлении оси высадки. Кривошип 15, также вращаясь вместе с валом 7, через шатун 16 сообщает эксцентрику 17 вращательное движение вокруг собственной оси, закрепленной шарнирно в станине. Эксцентрик 17, проворачиваясь в отверстии ползуна 31, сообщает последнему движение в направлении, перпендикулярном к оси высадки. Ползун 31 в свою очередь заставляет перемещаться высадочный ползун 14 в том же направлении. Кривошипы 11, 15 двойного эксцентрика 17 повернуты относительно друг друга таким образом, что при приближении кривошипа 15 и эксцентрика 17 к своим крайним точкам ползун 31 останавливается, кривошип 11 продолжает сообщать через коромысло 13 высадочному ползуну 14 движение в направлении оси высадки. Ползун совершает рабочий ход, траектория которого совпадает с горизонтальной осью высадки. Далее кривошип 11 через шатун 12 и коромысло 13 отводит высадочный ползун 14 от зоны высадки, а кривошип 15 выходит из своего крайнего положения и через шатун 16 поворачивает эксцентрик 17. В результате ползун 31 отводит высадочный ползун 14 вверх. Таким образом, наложение на высадочный ползун движений от двух кривошипов и одного эксцентрика позволяет ему совершить поступательно-качательное движение.

От бокового смещения ползун 14 удерживается плоскими чугунными планками, закрепленными на кронштейне. От вертикального смещения во время высадки гвоздя высадочный ползун удерживается ползуном 31. Для уменьшения износа направляющих ползуна установлены накладные планки из азотированной стали. Шатун 12 и ползун 14 соединены коромыслом 13 через оси, которые жестко закреплены в одной из деталей с помощью конических разрезных втулок. Уравновешивание механизма высадки обеспечивается противовесами, закрепленными на главном валу, грузом 8 и пружинным уравновешивателем 25.

Механизм отрезки и заострения гвоздей содержит два симметрично расположенных ползуна 24, на которых жестко закреплены ножи 30. Каждый из ползунков имеет привод, состоящий из последовательно соединенных между собой кривошипно-ползунного 20, 21 и коленно-рычажного 23 механизмов с помощью промежуточного ползуна. Регулирование положения ножей

осуществляется в трех взаимно перпендикулярных направлениях винтами 29 и эксцентриком 1, который одновременно служит и осью рычагов коленно-рычажного механизма.

Матричный блок механизма зажима вертикальный и имеет маятниковую подвеску к станине. Верхняя матрица неподвижная и регулируется относительно оси проволоки с помощью винта. Ось, относительно которой качается рычаг 27, жестко закреплена в станине. Регулирование положения нижней матрицы относительно оси проволоки осуществляется эксцентриком с помощью выведенного наружу винта (на рисунке не показаны).

Применение автоматов такой конструкции позволяет почти в 4 раза уменьшить потребный ход ползуна по горизонтали и, соответственно, - уменьшить скорость и ускорение его перемещения.

К специализированным однопозиционным одноударным холдноштамповочным автоматам относятся обрезающие автоматы, применяемые также для повторной штамповки изделий редуцированием, прямым и обратным выдавливанием и прошивкой.

Автомат работает следующим образом. От электродвигателя 1 (рис. 4.18) с помощью клиноременной передачи 2 крутящий момент передается на маховик 3 со встроенной в него фрикционной муфтой, от которого приводится во вращение коленчатый вал 4. От коленчатого вала получают движение: ползун 14 с помощью шатуна 12 и промежуточный вал 11 через зубчатую передачу 17. На промежуточном валу закреплен кулачок 10, от которого через рычажную систему 18 и пружину 19 приводится в действие выталкиватель 20, установленный в обрезающем пуансоне 21, взаимодействующем с обрезающей матрицей 15.

От промежуточного вала 11 с помощью конической зубчатой передачи 9 приводится во вращение продольный кулачковый вал 16, на котором закреплены кулачки 22 и 23 привода соответственно механизмов удаления обесечки, зажима и переноса заготовок. Заготовки в зону штамповки переносятся механизмом переноса и зажима 24 из направляющих линеек 13, в которые они попадают из бункерно-загрузочного устройства 5, приводимого в действие индивидуальным электродвигателем 7 через клиноременную передачу 6. Остановка перемещающихся деталей автомата осуществляется с помощью ленточного тормоза 8, установленного на консоли коленчатого вала.

Взаимодействие механизмов автомата осуществляется в соответствии с цикловой диаграммой (рис. 4.19).

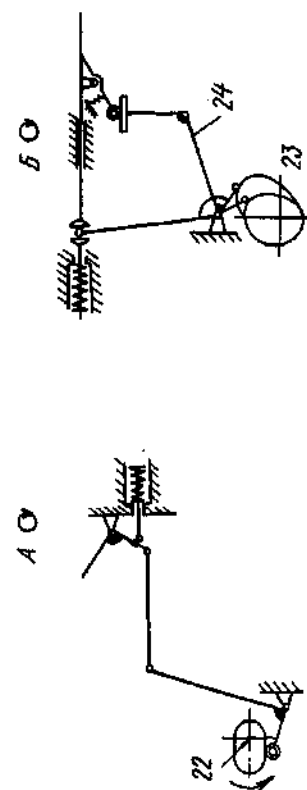
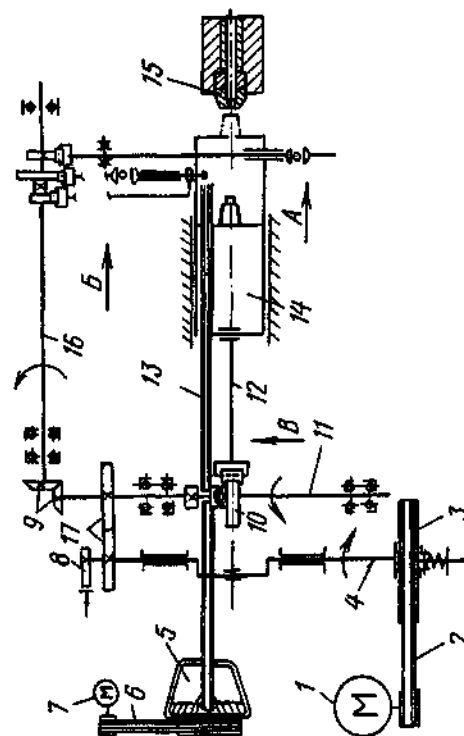
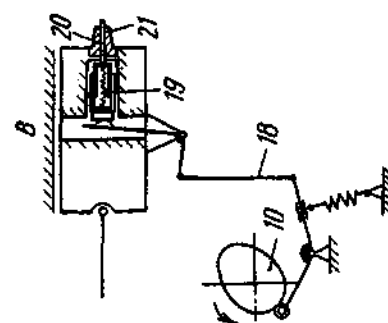


Рис. 4.18. Принципиальная схема однопозиционного одноударного обрезающего автомата

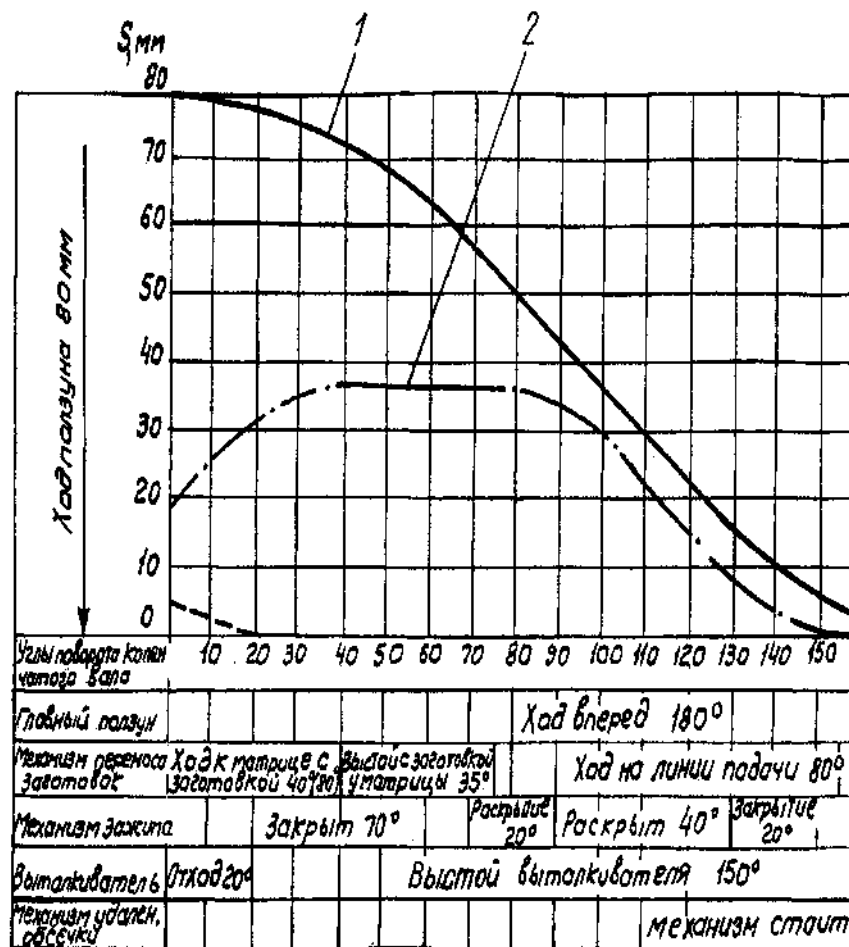
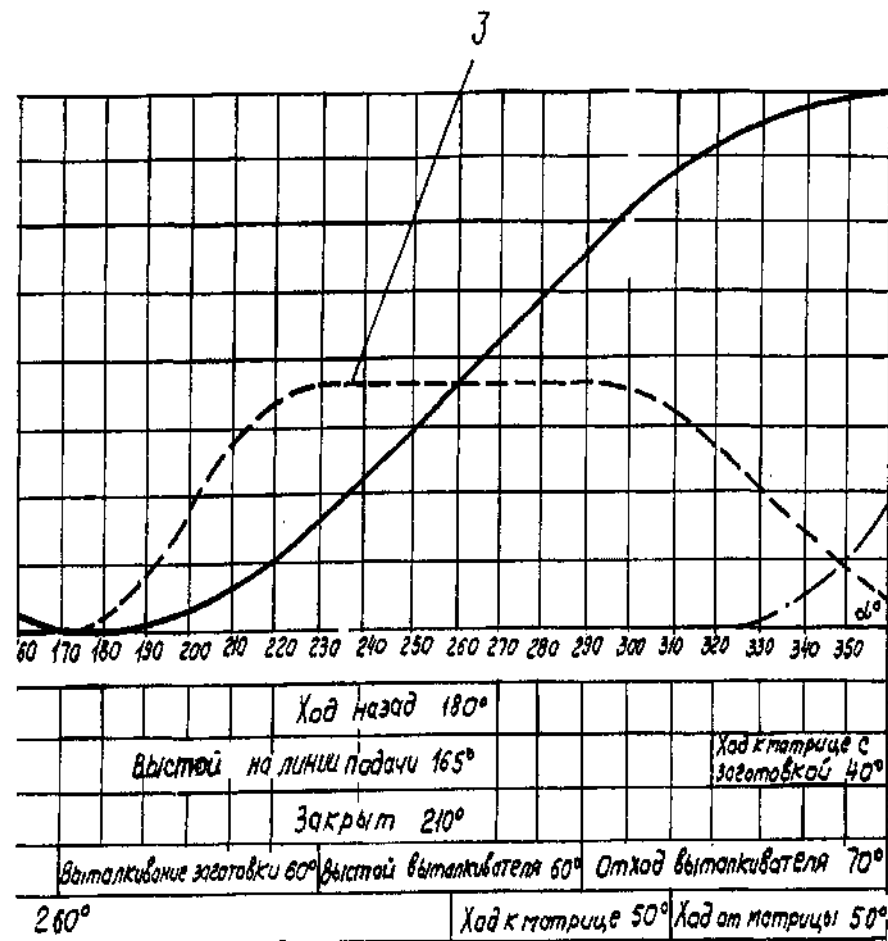


Рис. 4.19. Цикловая диаграмма



обрезного автомата

Главный исполнительный механизм обрезающих автоматов выполняют со встроенным выталкивателем (рис. 4.20).

Ползун *T*-образной формы получает возвратно-поступательное перемещение от коленчатого вала посредством шатуна. На передней части ползуна 1 в державке 2 закреплен пуансон 3 с заталкивателем 4 (рис. 4.21). Внутри ползуна смонтирован механизм выталкивания 5. При движении ползуна вперед заталкиватель упирается в стержень заготовки и прижимает ее к матрице. При дальнейшем движении ползуна вперед стержень заготовки входит в пуансон 3 до момента прижатия головки заготовки пуансоном к матрице. Происходит обрезка граней головки. Примерно при угле поворота вала  $10^\circ$ , т.е. в момент окончания обрезки, срабатывает механизм выталкивателя, который проталкивает деталь через матрицу. При этом первоначальное (силовое) выталкивание осуществляется от кулачка, а дальнейшее (несиловое) - от пружины 6.

Перенос заготовок с оси линеек бункера на линию обрезки осуществляется механизмом подачи (рис. 4.22). На шток 1 механизма подачи, совершающем возвратно-поступательное перемещение, крепится ловитель 2 заготовок с подвижным прижимом 3. Прижим открывается при нажатии рычага 5 на ролик 4 с закрепленной на рычаге кулачковой дорожкой 6. Кулачковая дорожка поднимается рычагом 5, приводимым в движение кулачком, установленным на соответствующем валу. Для совмещения линии подачи заготовок и оси захвата ловителя предусмотрена регулировка кулачковой дорожки. Положение ловителя заготовок можно регулировать и в вертикальной плоскости.

Для ориентации и подачи штучных заготовок в автомате на специальной плите установлен бункер роторного типа. Плита прикреплена к станине. В бункере имеется вращающийся ротор с лопатками. Привод ротора осуществляется от электродвигателя и редуктора через цепную передачу, а привод отбойной звездочки - через клиноременную передачу. Через загрузочное окно в корпусе бункера загружают заготовки. Ротор с лопатками, вращаясь, поднимает заготовки и сбрасывает их на наклонно расположенные направляющие линейки. Заготовки, занявшие правильное положение в щели между линейками, скользят под действием собственного веса по наклонной плоскости. Заготовки, занявшие неправильное положение на линейках при подходе к отбойной звездочке, сбрасываются обратно в корпус бункера. Вибровозбудитель, установленный на линейках, облегчает соскальзывание заготовок по линейкам.

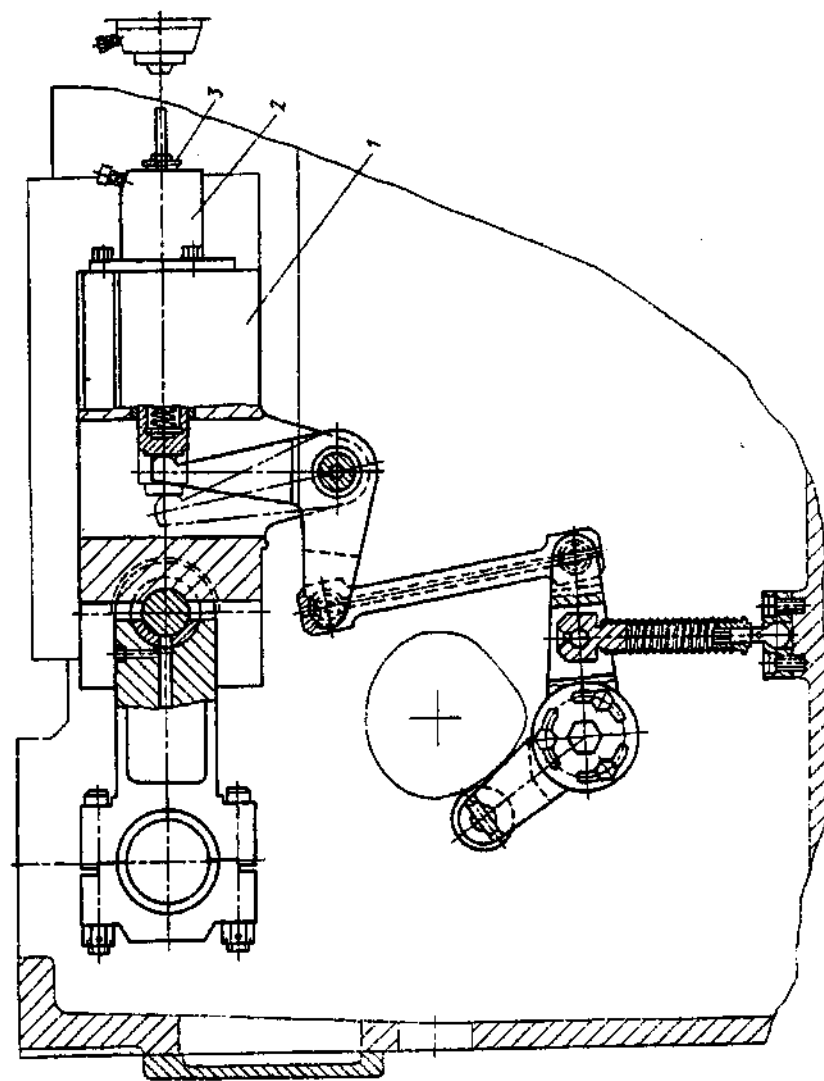


Рис. 4.20. Ползун обрезающего автомата со встроенным выталкивателем

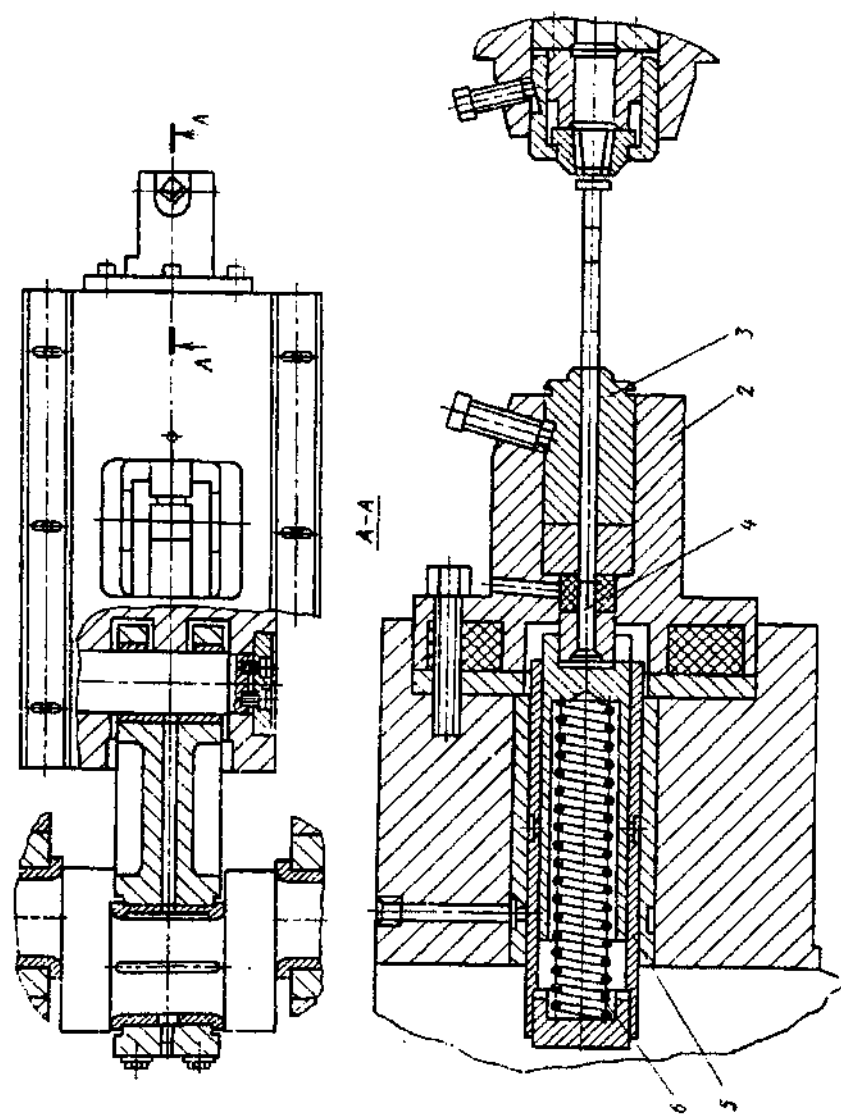


Рис. 4.21. Передняя часть полуна в разрезе (см. рис. 4.20)

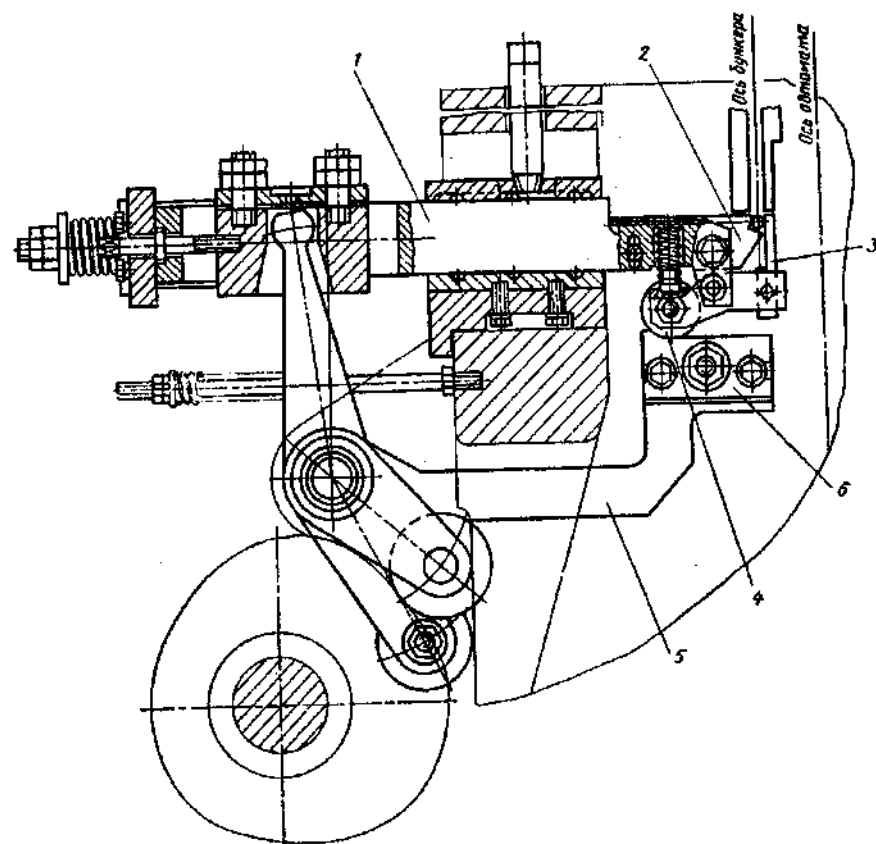


Рис. 4.22. Механизм подачи обрезающего автомата

Для изготовления винтов и шурупов со шлицами используют автоматы-комбайны (табл. 4.11), представляющие собой автоматическую линию, смонтированную на одном общем основании (рис. 4.23).

Для получения шлицев на головке винтов и шурупов используют фрезерные автоматы. Все формообразующие агрегаты связаны между собой конвейером, подающим высаженные заготовки в вибробункер резьбонакатного автомата. Шлицефрезерный автомат состоит из редуктора с подающим диском, фрезерной головки и вибробункера. Подающий диск получает враще-

ние от электродвигателя через клиноременную передачу и червячный редуктор. Фрезерная головка имеет отдельный электропривод, обеспечивающий вращение фрезы независимо от работы редуктора.

Работает автомат-комбайн следующим образом. После высадки в двухударном автомате заготовки по склизу поступают в вибробункер (рис. 4.24), при выходе из которого они попадают в накопителя, представляющие собой наклонные направляющие с планкой, фиксирующие положение изделий по их оси. Толкая друг друга, заготовки ссыпаются в подающий диск шлицефрезерного автомата. В диске имеются отверстия, в которые под действием собственного веса попадает и зажимается изделие. После фрезерования шлица заготовка поступает на цепно-скребковый конвейер, который передает их в резьбонакатный автомат.

#### 4.11. Основные параметры автомат-комбайнов для полного изготовления винтов и шурупов

| Параметр                               | Диаметр стержня изделия |           |           |
|----------------------------------------|-------------------------|-----------|-----------|
|                                        | 2,6                     | 4,0       | 6,0       |
| Длина стержня изделия, мм:             |                         |           |           |
| минимальная                            | 4                       | 8         | 18        |
| максимальная                           | 25                      | 32        | 50        |
| Максимальная длина заготовки, мм       | 28                      | 48        | 75        |
| Максимальная длина шурупа, мм          | —                       | 25        | 36        |
| Паспортная производительность, шт./мин | До 150                  | 110 - 150 | 115 - 140 |
| Мощность электропривода, кВт           | 4,1                     | 6,4       | 11,7      |

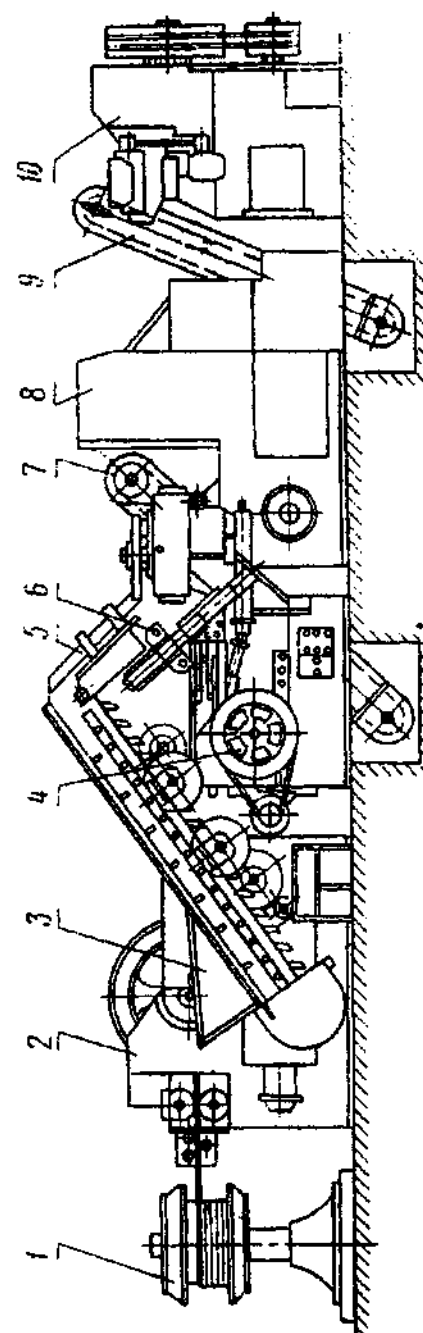


Рис. 4.23. Автомат-комбайн для изготовления винтов и шурупов:

- 1 - разматывающее устройство;
- 2 - однопозиционный двухударный холодновысадочный автомат с цельной матрицей;
- 3 - цепной бункер;
- 4 - автомат обрезной (для повторной высадки);
- 5 - накопитель;
- 6 - индукционная установка;
- 7, 9 - конвейеры;
- 8 - установка для отжига;
- 10 - резьбонакатный автомат

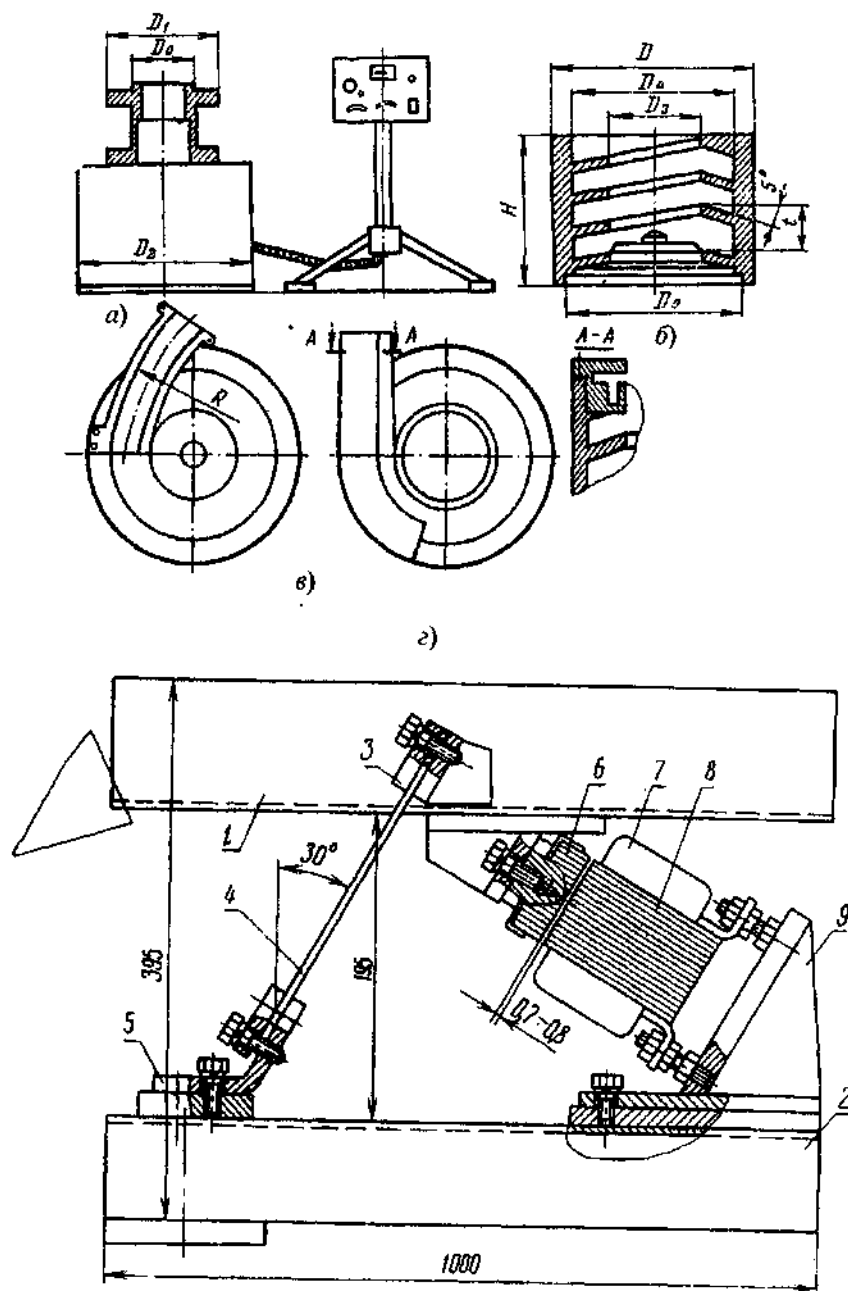


Рис. 4.24. Вибробункер автомата-комбайна

На рис. 4.24 показаны: вибропривод универсальный (а), чаша (б), ориентирующее устройство (в) и виброконвейер (г). Виброконвейер состоит из чаши 1, в которую засыпают высаженные заготовки, фундаментной балки 2, накладок 3, пружины 4, лапок 5 крепления пружины 7, сердечника 8 электромагнита, кронштейна 9 крепления электромагнита.

#### 4.3. АВТОМАТЫ МНОГОПОЗИЦИОННЫЕ ПАРАЛЛЕЛЬНО-ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ

Автоматы многопозиционные преимущественно специализированные, так как они предназначены для изготовления деталей одного наименования, но разных размеров: холодноштамповочные двухпозиционные двух- и трехударные для изготовления изделий стержневого типа диаметром 6 ... 16 мм с фасонной головкой; холодноштамповочные четырехпозиционные для изготовления крепежных изделий с длиной стержня до десяти диаметров (табл. 4.12) и более десяти диаметров (табл. 4.13); холодноштамповочные многопозиционные гаечные (табл. 4.14); холодноштамповочные многопозиционные для изготовления машиностроительных деталей (табл. 4.15); для холодного выдавливания металла (табл. 4.16).

Все многопозиционные автоматы оснащают цикловыми вспомогательными механизмами для подачи проволоки или бункерно-загрузочными устройствами для подачи штучных заготовок, отрезки заготовок заданной длины от проволоки или прутка, переталкивания заготовок из ножа отрезного механизма в клещи механизма переноса, переноса заготовок между формообразующими позициями, выталкивания полуфабрикатов из пуансонов и выталкивания отштампованных изделий из матриц. Кроме того, автоматы, предназначенные для полного изготовления стержневых крепежных деталей (автоматы-комбайны) оснащают устройствами для подрезки торца и снятия фаски на стержне многолезцовыми головками, а также для накатывания резьбы, и соответствующими транспортно-загрузочными устройствами. Эти дополнительные устройства имеют, как правило, привод от электродвигателей.

Автоматы для штамповки стержневых деталей изготавливают с двумя, тремя, четырьмя, пятью и шестью формообразующими позициями для изделий с длиной стержня до 10 и более 10 диаметров.

#### 4.12. Основные параметры холодноштамповочных многопозиционных автоматов для изготовления крепежных изделий стержневого типа ( $l \leq 10d$ )

| Параметр                                                        | Диаметр стержня, мм |           |          |          |          |          |
|-----------------------------------------------------------------|---------------------|-----------|----------|----------|----------|----------|
|                                                                 | 6                   | 8         | 10       | 12       | 16       | 20       |
| Номинальное усилие, кН                                          | 320                 | 500       | 800      | 1250     | 2000     | 3200     |
| Длина стержня изделия, мм:                                      |                     |           |          |          |          |          |
| минимальная                                                     | 12                  | 16        | 20       | 25       | 30       | 40       |
| максимальная                                                    | 60                  | 80        | 100      | 120      | 150      | 180      |
| Максимальный диаметр заготовки, мм, при $\sigma_s \leq 600$ МПа | 8                   | 10        | 12       | 15       | 20       | 24       |
| Максимальная длина заготовки, мм                                | 80                  | 100       | 130      | 150      | 180      | 220      |
| Частота ходов ползуна, мин <sup>-1</sup>                        | 110 - 280           | 100 - 240 | 90 - 210 | 75 - 180 | 60 - 125 | 50 - 110 |
| Мощность электродвигателя главного привода, кВт                 | 20                  | 26,5      | 45       | 55       | 75       | 110      |
| Масса, т                                                        | 8,8                 | 12        | 16       | 23,5     | 41       | 62       |
|                                                                 |                     |           |          |          |          | 95       |

#### 4.13. Основные параметры холодноштамповочных многопозиционных автоматов для изготовления крепежных изделий стержневого типа ( $l > 10d$ )

| Параметр                                        | Диаметр стержня, мм |         |
|-------------------------------------------------|---------------------|---------|
|                                                 | 10                  | 16      |
| Номинальное усилие, кН                          | 1600                | 2000    |
| Максимальная длина стержня изделия, мм          | 200                 | 300     |
| Частота ходов ползуна, мин <sup>-1</sup>        | 30 - 40             | 30 - 45 |
| Мощность электродвигателя главного привода, кВт | 19                  | 55      |
| Масса, т                                        | 30                  | 55      |

#### 4.14. Основные параметры холодноштамповочных многопозиционных гасящих автоматов

| Параметр                                 | Диаметр отверстий под резьбу, мм |           |          |           |           |          |          |         |
|------------------------------------------|----------------------------------|-----------|----------|-----------|-----------|----------|----------|---------|
|                                          | 5                                | 6         | 8        | 10        | 12        | 16       | 20       | 27      |
| Номинальное усилие, кН                   | 315                              | 500       | 800      | 1250      | 2000      | 3200     | 5000     | 8000    |
| Размер гайки "под ключ", мм              | 8                                | 10        | 13       | 17        | 19        | 24       | 30       | 41      |
| Максимальная высота гайки, мм            | 6                                | 7,5       | 9        | 12        | 15        | 19       | 24       | 32      |
| Максимальный диаметр заготовки, мм       | 8                                | 10        | 13       | 17        | 19        | 24       | 30       | 37      |
| Частота ходов ползуна, мин <sup>-1</sup> | 300                              | 160 - 320 | 40 - 280 | 125 - 250 | 100 - 200 | 80 - 160 | 50 - 100 | 45 - 90 |
| Мощность электропривода, кВт             | 6                                | 9         | 15       | 18,5      | 26,5      | 37       | 75       | 85      |
| Масса, т                                 | 4,3                              | 7         | 9,4      | 14        | 22        | 34,5     | 48,8     | 87      |

#### 4.15. Основные параметры холоднотамповочных многопозиционных автоматов для изготовления машиностроительных деталей

| Наименование параметров*                 | Номинальное усилие, кН |      |          |      |      |        |
|------------------------------------------|------------------------|------|----------|------|------|--------|
|                                          | 1500                   | 2300 | 3150     | 5000 | 7500 | 16 000 |
| Число позиций штамповки, шт.             |                        |      | 6        |      |      |        |
| Частота ходов ползуна, мин <sup>-1</sup> |                        |      | 40-60    |      |      |        |
| Размеры изделий, мм:                     |                        |      |          |      |      |        |
| диаметр                                  | -                      | -    | 16 - 28  | -    | -    | -      |
| высота                                   | -                      | -    | 35 - 100 | -    | -    | -      |
| Мощность электропривода, кВт             | -                      | -    | 55       | -    | -    | -      |
| Масса, т                                 | -                      | -    | 65       | -    | -    | -      |

\* Параметры автоматов с усилием 1500, 2300, 5000, 7500 и 16 000 кН устанавливают по согласованию с заказчиком.

#### 4.16. Основные параметры многопозиционных автоматов для холодного выдавливания металла

| Параметр                                 | Номинальное усилие, кН |           |           |             |        |   |
|------------------------------------------|------------------------|-----------|-----------|-------------|--------|---|
|                                          | 2500                   | 4000      | 6300      | 10 000      | 16 000 |   |
| Ход ползуна, мм                          | 170                    | 150       | 170       | 300         | -      | - |
| Частота ходов ползуна, мин <sup>-1</sup> | 20 - 40                | 25 - 50   | 20 - 40   | 15 - 25     | -      | - |
| Число позиций штамповки, шт.             | 5                      | 5         | 5         | 5           | 5      | 5 |
| Размеры стола, мм × мм                   | 800 × 800              | 630 × 630 | 800 × 800 | 1250 × 1250 | -      | - |
| Мощность электропривода, кВт             | 37                     | 33        | 40        | 110         | -      | - |
| Масса, т                                 | 22                     | 14        | 25        | 90          | -      | - |

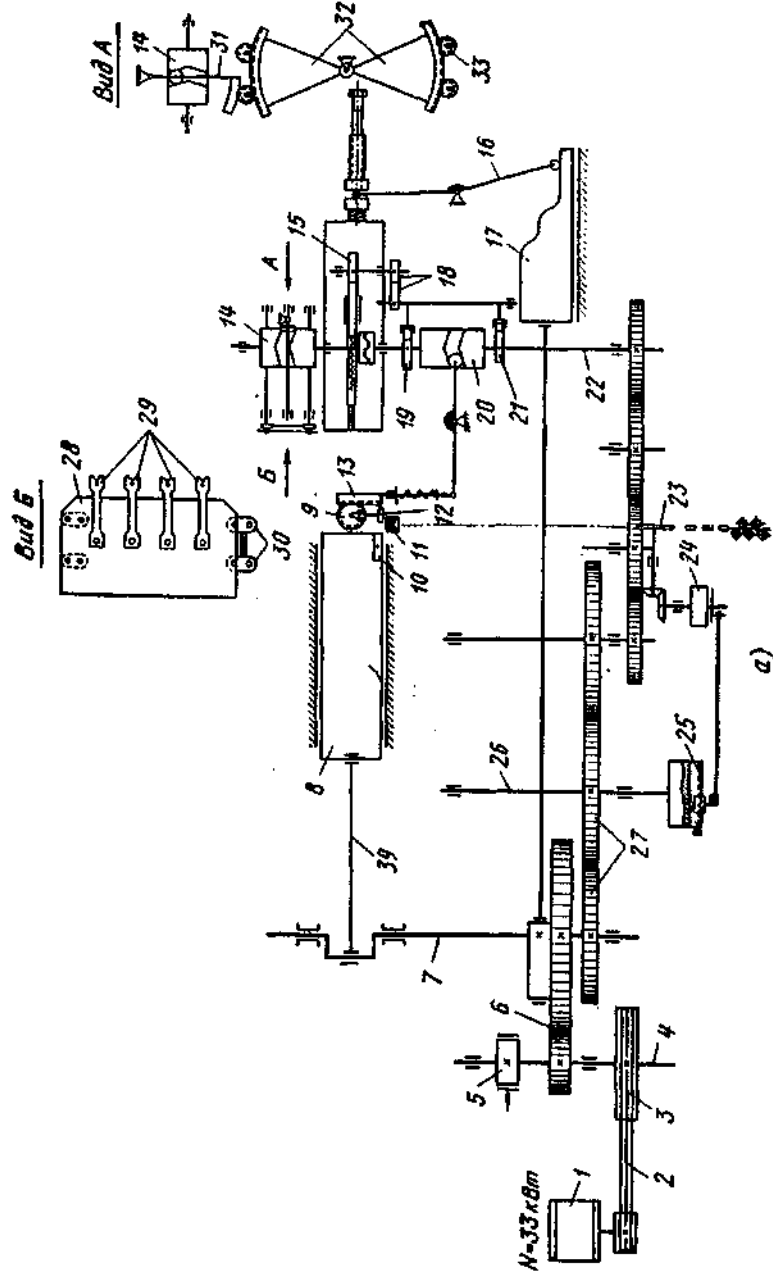


Рис. 4.25. Кинематическая схема многопозиционного холоднштамповочного автомата для стержневых изделий с вертикальным расположением позиций штамповки фирмы Peltzer und Ehlers (Германия)

а - плоская; б - в аксонометрии

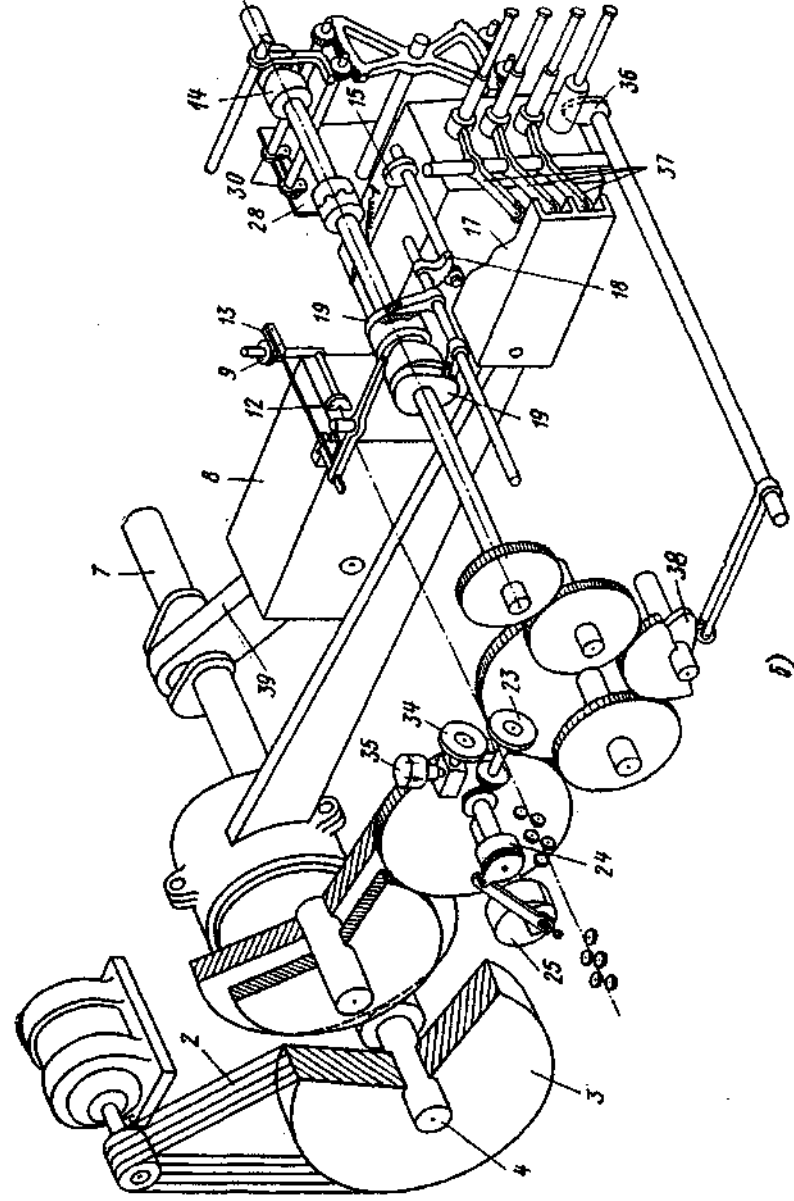


Рис. 4.25. Продолжение

Автоматы предназначенные для штамповки стандартных крепежных деталей, выполняют преимущественно с горизонтально расположенной станиной и ползуном, перемещающимся по оси  $OX$  (см. рис. 4.2), а формообразующие матрицы расположены в плоскости  $YOZ$  по оси  $OZ$  или  $OY$ . Характерными представителями автоматов первого типа являются автоматы фирмы Peltzer und Ehlers, типа TPZ (Словения) и некоторые отечественные.

Коленчатый вал 7 (рис. 4.25, а) получает вращение через зубчатую передачу 6 от приемного вала 4, на котором смонтированы маховик со встроенной муфтой включения 3 и тормоз 5. Маховик приводится во вращение клиноременной передачей 2 от шкива, закрепленного на валу микропривода, связанного соединительной муфтой с главным электродвигателем 1. Коленчатый вал приводит в движение штамповочный ползун 8 посредством шатуна 39 и боковой ползун 17 привода механизма выталкивания изделий из матриц. От цилиндрической зубчатой передачи 27 вращение передается на горизонтальный передаточный вал 26, параллельный коленчатому валу. От вала 26 через кривошипную шайбу 25, обгонную муфту 24 и коническую передачу осуществляется вращение нижнего подающего ролика 23 механизма подачи материала. Верхний ролик 34 (рис. 4.25, б) вращается вхолостую, к материалу он прижимается с помощью пневматического цилиндра 35.

Через цилиндрические зубчатые передачи приводится во вращение главный распределительный вал 22 (см. рис. 4.25, а), от которого вращение передается кулачкам привода механизмов поворота и переноса заготовок и выталкивателя 16 из матриц. Механизм поворота и переноса заготовки приводится в движение от цилиндрического пазового кулачка 20 посредством рейки 13 и шестерни 9. Магнитный захват 12 располагается у отрезной матрицы 11. Нож 10 шарнирно закреплен на посадочном ползуне 8. Такое крепление обеспечивает прижим ножа к торцу отрезной матрицы по мере возрастания усилия отрезки.

Механизм выталкивания отштампованной заготовки из матриц получает движение от двух дисковых кулачков 19 и 21 посредством зубчатой секторной передачи 18 и кулачка 15. Пазовый цилиндрический кулачок 14 качающимся сектором 31 приводит в качательное движение сдвоенный сектор 32, от которого, в свою очередь, поворачиваются на  $180^\circ$  в одну и другую сторону шес-

терни 33 с закрепленными на них кривошипами 30 (см. рис. 4.25, б). При повороте кривошипов происходит перемещение каретки 28 вместе с переносящими магнитными пальцами 29 (см. рис. 4.25, а) по полуокружностям, расположенным в одной вертикальной плоскости, перпендикулярной к осям штамповки.

Выталкиватель из матрицы четвертой позиции штамповки, на которой часто обрезаются грани штампованной детали, приводится в движение от кулачков 38 (см. рис. 4.25, б) и 36.

Рычаги 37 выталкивателей заготовок из матриц на первой, второй и третьей позициях штамповки перемещаются с помощью плоских поступательно движущихся кулачков, закрепленных на боковом ползуне 17 (см. рис. 4.25, а).

В автоматах предусмотрено также выталкивание штампуемых заготовок из пуансонов на второй и третьей позициях штамповки. Привод выталкивателей из пуансонов осуществляется от шатуна 39 (см. рис. 4.25, б) главного исполнительного механизма посредством зубчатых передач и рычагов.

Взаимодействие механизмов во время работы автомата осуществляется в соответствии с цикловой диаграммой (рис. 4.26).

Примером отечественных автоматов, у которых позиции штамповки расположены по оси  $OY$  (см. рис. 4.2), может служить четырехпозиционный автомат, кинематическая схема которого представлена на рис. 4.27.

Привод автомата осуществляется от электродвигателя 1 (см. рис. 4.27) постоянного тока и через клиновые ремни и маховик 2 со встроенной муфтой.

Маховик через пневматическую многодисковую фрикционную муфту 3 вращает приводной вал 39. При отключении муфты 3 автомат останавливается дисковым фрикционным тормозом, также встроенным в маховик. Через пару цилиндрических зубчатых колес 38 приводной вал 39 вращает коленчатый вал 37. Этот вал приводит в возвратно-поступательное движение кривошипно-ползунный механизм 40. Пара цилиндрических зубчатых колес 4, 5 вращает промежуточный вал. Распределительный вал 8 и кулачковый вал 23 получают вращение от двух пар конических зубчатых колес 6, 7 и 18. Шток механизма отрезки 13 совершает возвратно-поступательное движение посредством кулачков 12. Каретка 9 механизма переноса совершает также возвратно-поступательное движение с помощью рычага от кулачков 16 и конических шестерен 14, 15, 17.

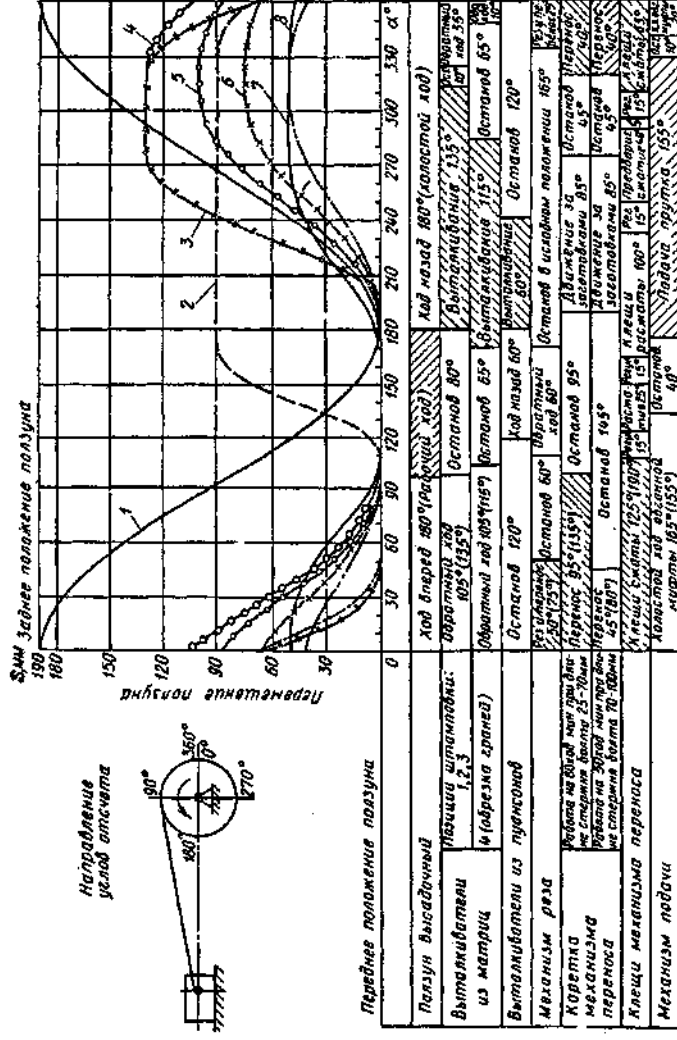


Рис. 4.26. Цикловая диаграмма взаимодействия механизмов автомата мод. А1921:

1 - штамповочный ползун; 2 - механизм отрезки заготовок; 3 - каретка механизма переноса при работе автомата с частотой ходов ползуна 50 ход/мин; 4 - то же, при работе с частотой ходов ползуна 80 ход/мин;

5 - выталкиватель из матрицы для болтов с длиной стержня 75 ... 100 мм;

6 - то же, для болтов с длиной стержня 50 ... 75 мм; 7 - то же, на позиции обрезки головки болта;

8 - выталкиватель из матрицы для болтов с длиной стержня 25 ... 60 мм

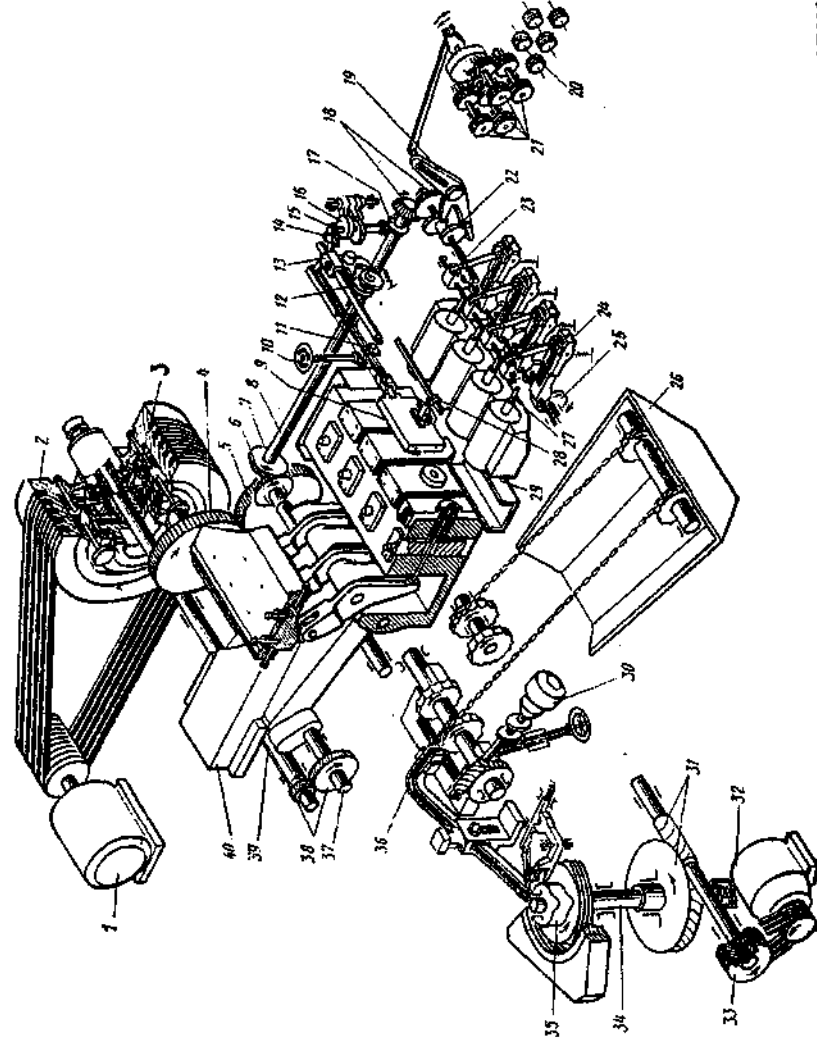


Рис. 4.27. Кинематическая схема многокомпозиционного холодноштамповочного автомата с горизонтальным расположением позиций штамповки

Привод подъема клещей механизма переноса осуществляется кулачками 28.

Кулачки 25 кулачкового вала 23 и рычаги 24 приводят в возвратно-поступательное движение механизм выталкивания 27. Подающие ролики 21 приводятся в движение кулисой 19 от кулачка 22. Кулиса имеет регулирующее устройство, обеспечивающее подачу проволоки необходимой длины. Прерывистое движение подающих роликов обеспечивается обгонной муфтой механизма подачи. Правка проволоки осуществляется пятью неприводными правильными роликами 20.

Положение упора 11 подачи материала регулируется маховиком 10. Электродвигатель 30 вращает цепи бункера 26. Вращение шпинделя 34 резьбонакатного устройства осуществляется электродвигателем 32 через клиновые ремни, шкив 33 и червячную пару 31. Пружина заталкивает изделия в зону накатывания, а кулачок 35 возвращает заталкиватель в исходное положение. Высаженные изделия по лотку 28 поступают в бункер 26 и из него по линейкам 36 - в механизм накатывания.

Автомат работает в автоматическом режиме, режиме наладки микроприводом и режиме ручного проворота. Системы централизованной смазки и подачи воздуха в муфту и коробку подачи проволоки, а также механизмы отрезки заготовок, переноса полуфабрикатов между позициями штамповки и выталкивания изделий из матриц снабжены электроблокировками для остановки автомата при появлении неисправностей в этих системах и механизмах.

Многопозиционные холодноштамповочные автоматы для стержневых изделий наряду с резьбонакатными оснащают также устройствами для подрезки торца и снятия фаски на стержне штампуемых изделий. Кинематические схемы одного из таких автоматов и его механизмов представлены соответственно на рис. 4.28 и рис. 4.29.

От электродвигателя постоянного тока через клиноременную передачу 1 (см. рис. 4.28) и маховик 6 со встроенной муфтой 4 крутящий момент передается на кривошипный вал 30, от которого с помощью шатуна 29 приводится в возвратно-поступательное движение ползун 31, а посредством зубчатой передачи 32 и 33 - промежуточный вал 28. Коническая передача 7 приводит во вращение продольный распределительный вал 8, от которого получают движение вспомогательные цикловые меха-

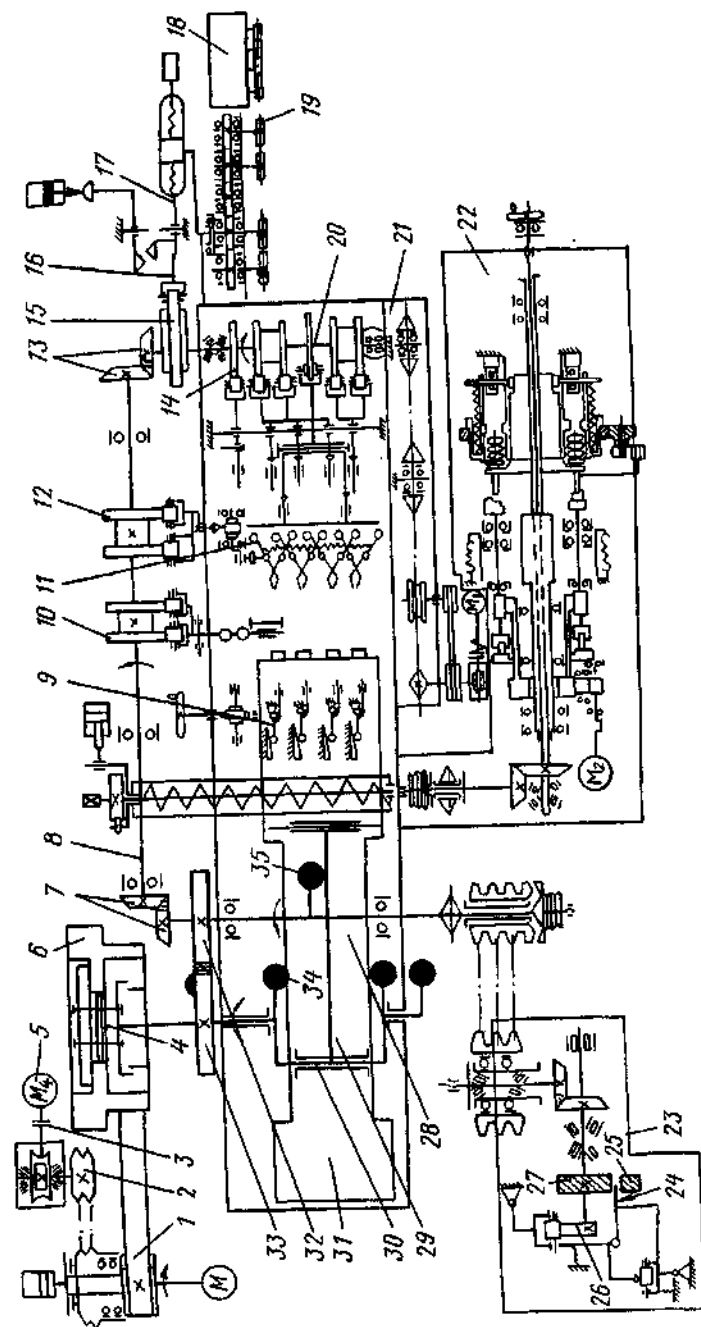


Рис. 4.28. Кинематическая схема четырехпозиционного холодноштамповочного автомата с горизонтальным расположением позиций штамповки, оснащенного устройствами для подрезки торца, снятия фаски и накатывания резьбы

низмы через кулачки 10, 12 и 15. От дисковых кулачков прямого и обратного хода 1 (рис. 4.29, а) с помощью роликов и рычажной системы 2 получает возвратно-поступательное перемещение ножевой шток 3 механизма отрезки заготовок. Кулачок 1 (рис. 4.29, б) через качающийся рычаг 2 приводит в возвратно-поступательное перемещение переталкиватель 3 отрезанных заготовок из отрезного ножа в клещи механизма переноса. От дисковых кулачков 1 (рис. 4.29, в), рычагов 2 и качающейся зубчатой передачи 3 приводится в возвратно-поступательное перемещение каретка механизма переноса с подпружиненными захватами 11 (см. рис. 4.28). Кулачки 1 (рис. 4.29, г) через качающиеся рычаги 2, пружины 3 и планки 4 приводят в движение механизм подъема клещей механизма переноса.

От конической зубчатой передачи 13 (см. рис. 4.28) со сферическим зубом приводится во вращение поперечный вал 20 с кулачками 14 привода выталкивателей 1 (рис. 4.29, д) из матриц через рычажную систему 2 и 3 и кулачки 4.

Две пары подающих роликов 19 (см. рис. 4.28) коробки подачи получают прерывистое вращение с помощью зубчатых передач и обгонной муфты, которая вращается посредством кулачково-рычажной системы 15 - 17 от вала 20. Перед коробкой подачи установлено неприводное роликовое правильное устройство 18. От поперечного вала 20 приводится в движение цепной конвейер 21 подачи отштампованных заготовок в подрезное устройство 22 для подрезки торца и снятия фаски на конце стержня изделий.

Из подрезного устройства 22 заготовки поступают в резбонакатное устройство, шпиндель 23 которого приводится во вращение от поперечного вала 28. Между накатным роликом 27, на шпинделе 23 и сегментом 25 на станине накатывается резьба. Заталкивание заготовок в зону накатки осуществляется заталкивателем 24, приводимым в движение кулачково-рычажным механизмом от кулачка 26, размещенного на консоли шпинделя.

В автомате на одной или нескольких позициях штамповки в ползуне могут устанавливаться выталкиватели 9 из пуансонов.

Уравновешивание подвижных масс главного исполнительного механизма осуществляется с помощью контргрузов 34 и 35, закрепленных соответственно на главном 30 и промежуточном 28 валах.

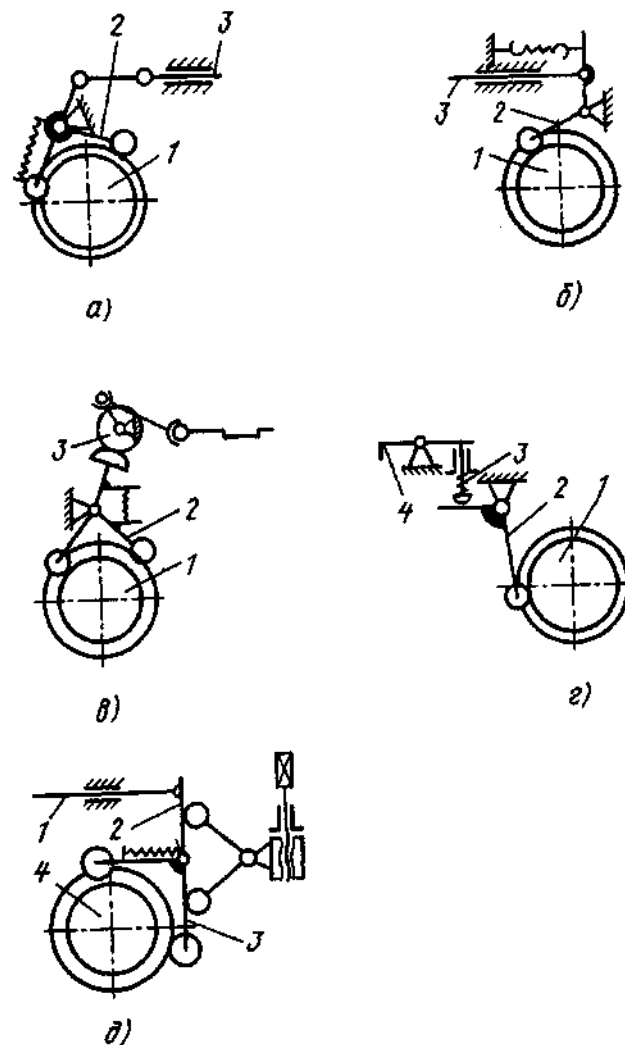


Рис. 4.29. Кинематические схемы вспомогательных механизмов четырехпозиционного холодноштамповочного автомата:

- а - механизм отрезки заготовки;
- б - механизм переталкивания отрезанных заготовок;
- в - механизм привода каретки переноса;
- г - механизм привода каретки переноса;
- д - механизм выталкивания изделий из матриц

Электропривод автомата оснащен микроприводом наладочного хода, включающего электродвигатель 5, соединительную муфту 3, червячный редуктор и передачу 2.

Подобные кинематические схемы и конструктивное исполнение имеют многопозиционные холодноштамповочные гачные автоматы. Отличительные особенности этих автоматов от рассмотренных выше определяются иным технологическим назначением и основными параметрами.

На базе одно- и двухударных холодновысадочных автоматов с цельной матрицей последовательного действия созданы автоматы трехпозиционные холодноштамповочные параллельно-последовательного действия для изготовления заготовок гач с отверстием под резьбу МЗ - М5 из проволоки шестигранного сечения.

На рис. 4.30 показана кинематическая схема двухударного автомата, работающего следующим образом: подающие ролики 1 проталкивают проволоку через отрезную матрицу 2 до регули-

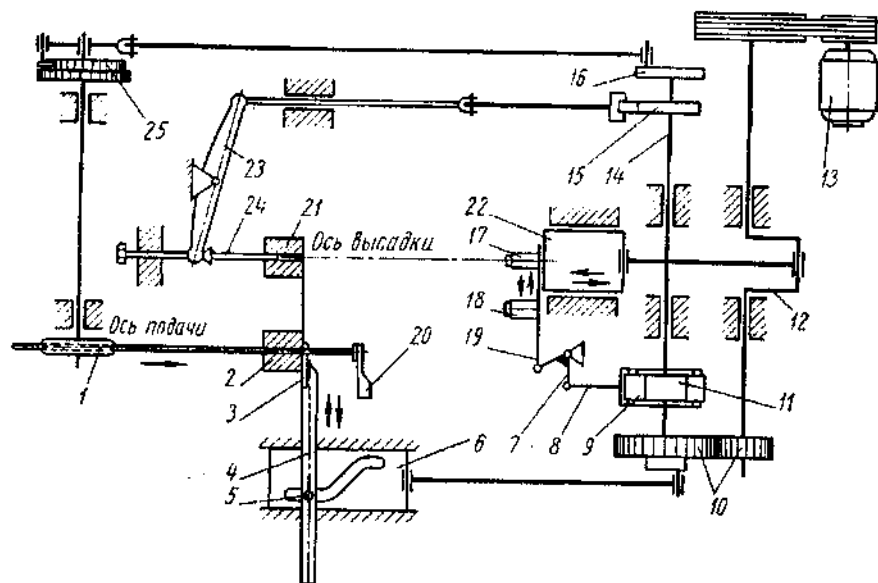


Рис. 4.30. Кинематическая схема двухударного холодновысадочного автомата

руемого упора 20. При ходе отрезного ножа 3, закрепленного на ножевом штоке 4, от проволоки отрезается заготовка нужной длины и этим же ножом переносится на ось высадки. Привод ножевого штока 4 осуществляется посредством плоской кулачковой дорожки 5, закрепленной на возвратно-поступательно перемещающемся ползуне 6 механизма отрезки (рис. 4.31), от шатуна и кривошипной шайбы, установленной на консоли приводного промежуточного вала 14 (см. рис. 4.30).

Заготовка, удерживаемая на оси высадки ножом 3, проталкивается в формообразующую матрицу 21 до упора в выталкивающий стержень 24, и затем двумя последовательными ударами пуансонов 17 и 18 осуществляется формообразование изделия. Пуансоны 17 и 18 закреплены на торце ползуна 22 в пуансонной головке 19, перемещающейся посредством рычажной системы 7, 8 от дискового кулачка 11, закрепленного на валу 14, и двух роликов 9, обеспечивающих геометрическое замыкание кулачково-рычажной системы.

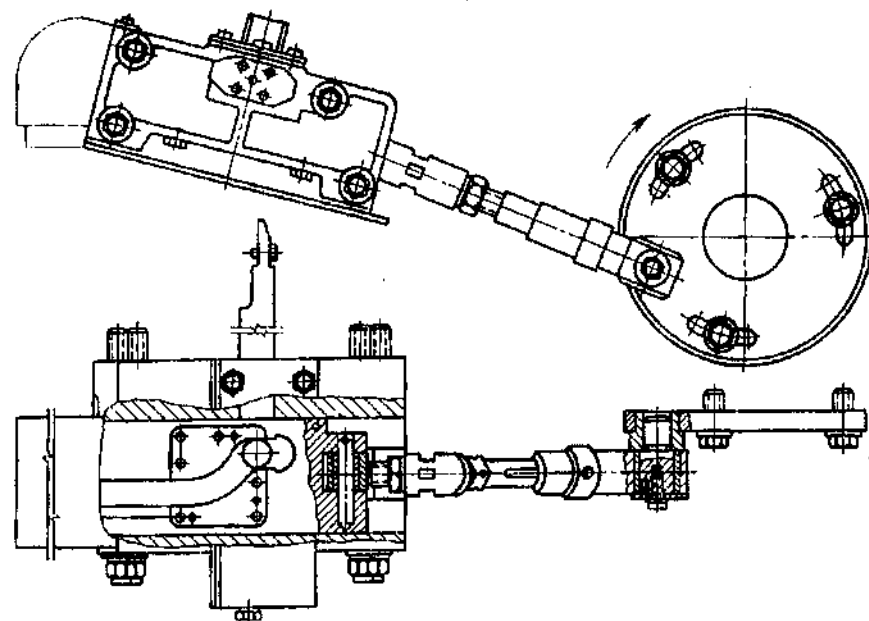


Рис. 4.31. Механизм отрезки холодновысадочного автомата

Ползун 22 получает движение от кривошипного вала 12, связанного зубчатой передачей 10 с промежуточным валом 14 и приводимого во вращение электродвигателем 13 через маховик и клиноременную передачу.

Подающие ролики 1 приводятся во вращение зубчатой передачей 25 с установленной в ней муфтой обгона периодического действия (на схеме не показана), рычажной системой и кривошипной шайбой 16, закрепленной на консоли вала 14. От этого же вала с помощью кулачкового-рычажного механизма 15 получает качательное движение двуплечий рычаг 23, обеспечивающий перемещение стержня 24 при выталкивании изделия из матрицы 21.

В трехпозиционном автомате взамен пуансонной головки 19 с пуансонами 17, 18 и кулачкового-рычажного привода 7 - 11 установлен механизм переноса (рис. 4.32) оригинальной конструкции: заготовки гайки, отштампованные на первой и второй позициях штамповки зажимаются захватывающим подпружиненными губками 3 и транспортируются на вторую и третью позиции штамповки. Подпружиненные губки 3 закреплены на ползуне 2 механизма переноса, имеющим возможность перемещаться в направлении, перпендикулярном направлению перемещения ползуна автомата. Пружина 1 служит демпфером от ударных нагрузок ползуна и способствует его перемещению по направляющему ролику. Крайние положения ползуна регулируются и ограничиваются упорными винтами 5 - 7. Привод движения ползушки осуществляется посредством копира 4, закрепленного на ползуне автомата и качающихся рычагов (на рисунке не показаны).

Пятипозиционные гасечные автоматы имеют те же вспомогательные цикловые механизмы, что и автоматы для штамповки стержневых изделий. От электродвигателя 1 (рис. 4.33), шкив 2 и клиноременную передачу крутящий момент передается на маховик со встроенной фрикционной муфтой 3, при включении которой приводится во вращение промежуточный вал 4. После выключения муфты маховик останавливается посредством торцевого тормоза 5. Цилиндрические зубчатые передачи 6 - 9 и коническая 10, 11 передают вращение соответственно главному кривошипному 12, промежуточному 13 и продольному распределительному 14 валам, от которых получают движение рабочие звенья всех вспомогательных цикловых механизмов, участву-

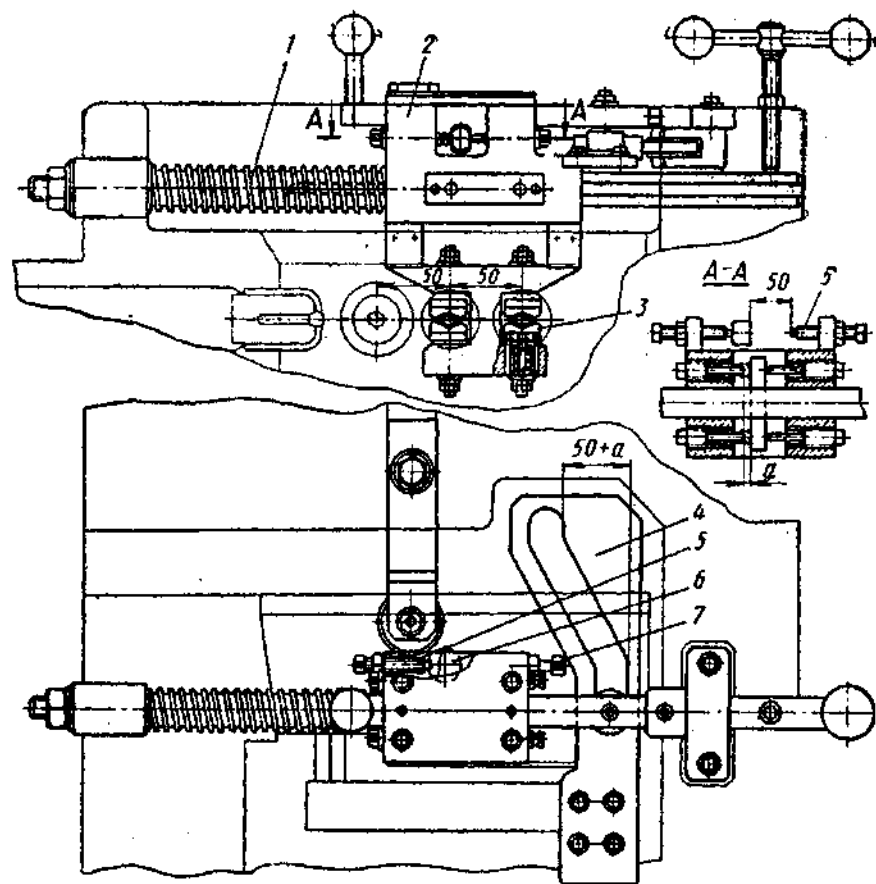


Рис. 4.32. Механизм переноса трехпозиционного гайкоштамповочного автомата

щих в технологическом процессе: шатун 15 и ползун 16 со встроенными в него выталкивателями 17, дисковые кулачки 18 и рычажная система 19, каретка механизма переноса 20 с захватами 21, дисковые кулачки 22 и рычажная система 23, ножевой шток 24. Коническая зубчатая передача 25, 26 передает вращение поперечному распределительному валу 27 привода роликов механизма подачи материала и выталкивания изделий из матриц. От дисковых кулачков 28 и рычажной системы 29 приводится во вращение муфта обгона 30, а от нее посредством цилиндриче-

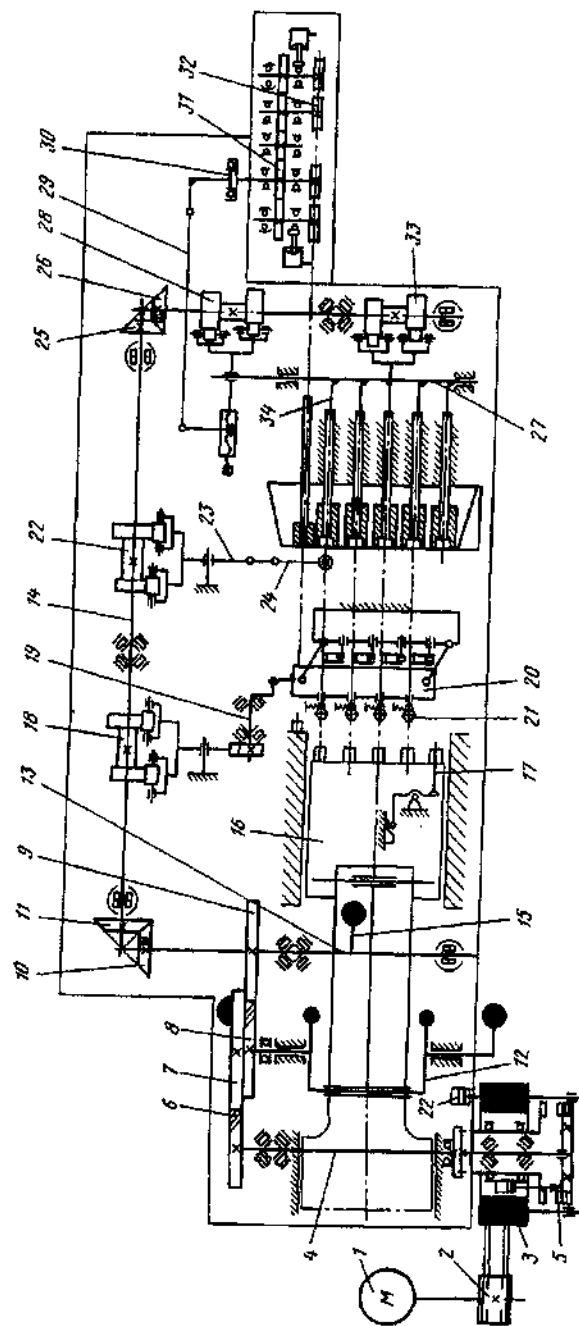


Рис. 4.33. Кинематическая схема пятипозиционного холодноштамповочного гасячего автомата

ских зубчатых колес 31 две пары падающих роликов 32. От дисковых кулачков 33 получает качательное движение ось, приводящая в возвратно-поступательное перемещение выталкиватели 34 из матриц, установленные в матричном блоке.

Многопозиционные холодноштамповочные автоматы появились в результате совершенствования действующих однопозиционных автоматов, создания новых и развития старых технологических процессов холодной объемной штамповки, когда стал возможным переход от однопереходной однопозиционной штамповки к многопереходной многопозиционной. При этом многие признаки автоматизации технологического процесса штамповки сохранились.

Сохранение общности признаков автоматизации дала возможность использовать в многопозиционных автоматах конструктивные решения основных узлов и механизмов, принятых в однопозиционных автоматах, совершенствовать их в соответствии с постоянно растущими требованиями к готовым изделиям и требованиями, предъявляемыми многопереходной холодной объемной штамповкой.

Технологический процесс и сопутствующие ему вспомогательные операции осуществляются с помощью цикловых механизмов, число и конструктивные особенности которых определяются принципом действия автоматов.

**Главные исполнительные механизмы автоматов.** Главные исполнительные механизмы многопозиционных холодноштамповочных автоматов, так же, как и однопозиционных, состоят из ведущего звена - кривошипа, вращающегося с постоянной угловой скоростью ( $\omega = \text{const}$ ), промежуточных звеньев - рычажной или кулисно-рычажной систем, и ведомого рабочего звена - ползуна с закрепленными на нем пуансонами, которое перемещается, как правило, возвратно-поступательно.

В большинстве конструкций автоматов применяют четырехзвенный кривошипно-ползунный механизм (рис. 4.34, а), ведущее 1 и ведомое 3 звенья которого связаны шатуном 2, перемещающимся плоско-параллельно.

Ползун (рис 4.35) многопозиционных холодноштамповочных автоматов выполняют с дополнительными хоботообразными направляющими, обеспечивающими необходимую соосность пуансонов, закрепленных на ползуне, и матриц, установленных в матричном блоке станины автомата.

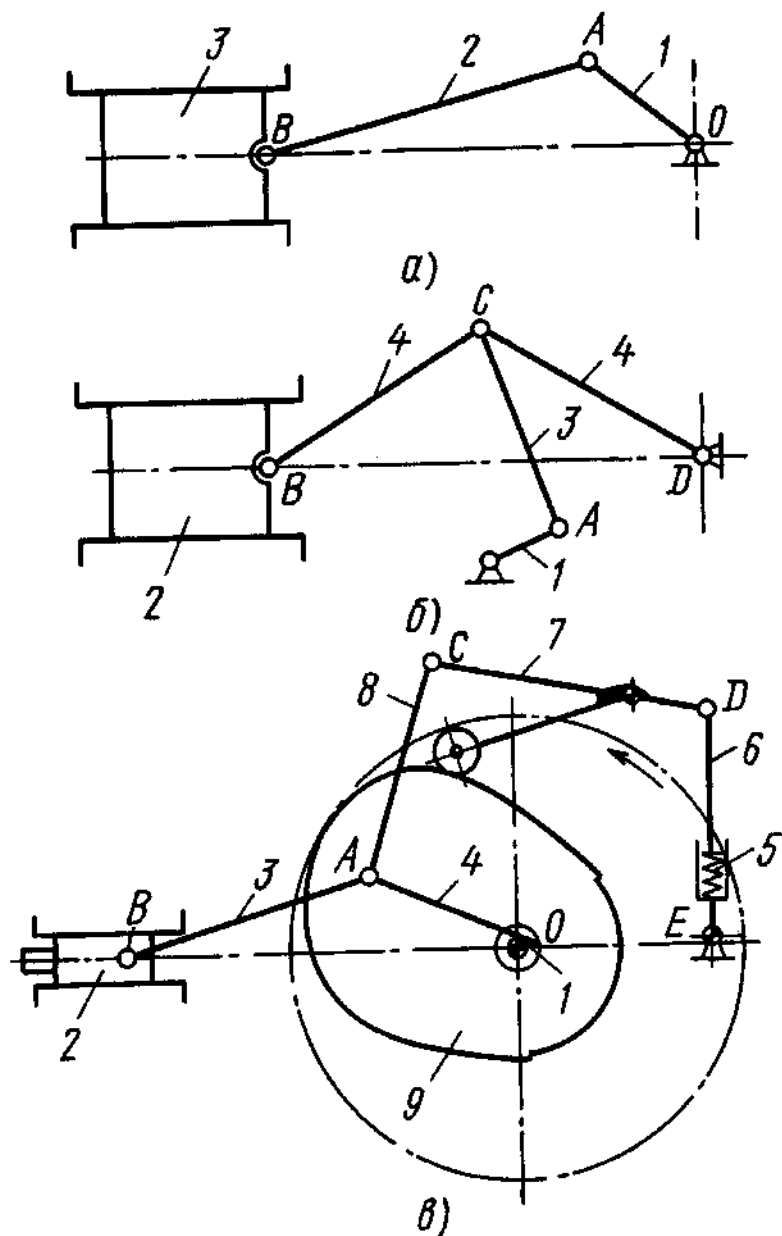


Рис. 4.34. Кинематические схемы  
главного исполнительного механизма холодноштамповочных автоматов

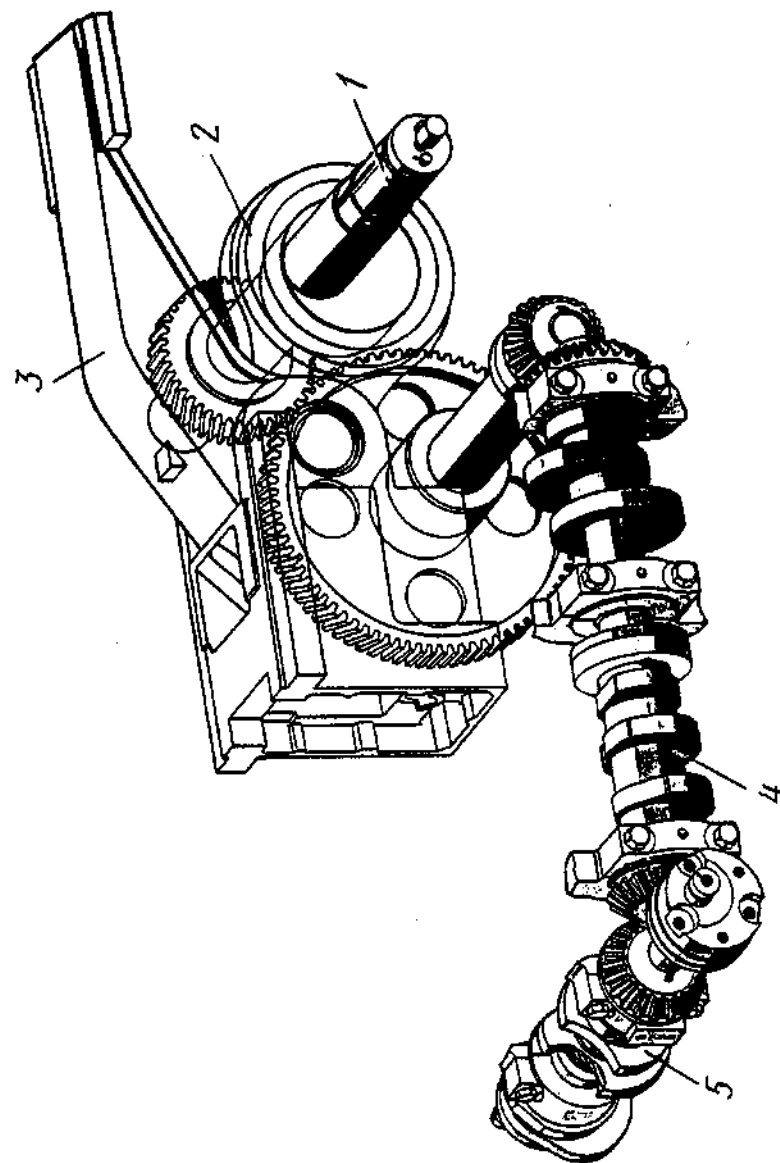


Рис. 4.35. Главный исполнительный механизм многопозиционного автомата:

1 - кривошипный вал; 2 - шатун; 3 - шатун; 4, 5 - соответственно продольный и поперечный кулачковые валы

Широкое распространение четырехзвенного кривошипно-ползунного механизма объясняется универсальностью его назначения и простотой конструктивного исполнения. Но такой механизм не позволяет существенно изменять продолжительность, различие по длине прямого и обратного (холостого) ходов ползуна и соответствующих скоростей, что особенно важно при штамповке длинных изделий с максимально возможной производительностью.

Вторым по применению является шестизвенный кривошипный коленно-рычажный механизм (рис. 4.34, б), в котором ведущее звено - кривошип 1, связано с ведомым звеном - ползуном 2 посредством шатуна 3 и двух обычно равных по длине рычагов 4. Такие механизмы применяют в горизонтальных однопозиционных автоматах для выдавливания деталей типа труб и корпусов конденсаторов из цветных металлов и в вертикальных многопозиционных автоматах для холодного выдавливания, изготавливаемых на базе чеканочных кривошипно-коленных прессов. Преимущества таких механизмов перед кривошипно-ползунными следующие: намного (в 3 - 4 раза и более) меньше скорость ползуна на участке деформирования, следовательно, и пропорционально меньшая сила соударения пуансонов с заготовкой; меньше нагрузка на шатун; меньше потребный крутящий момент на кривошипном валу; меньше радиус кривошипа; возможно обеспечение большей жесткости силовой системы и большей точности перемещения ползуна.

При этом сохраняется высокая быстроходность автоматов и их производительность за счет возможности ускоренного холостого (обратного) хода ползуна.

Еще более важными преимуществами обладает кривошипный кулачково-рычажный механизм, применяемый в горизонтальных прессах-автоматах для холодного выдавливания (табл. 4.17). Кривошип 1 (рис. 4.34, в) связан с ползуном 2 двумя шатунами 3 и 4 с подпружиненной посредством пружины 5 рычажной системы 6, 7, 8, приводимой в движение от кулачка 9, закрепленного на том же валу, что и кривошип 1. Применение кулачково-рычажной системы позволяет установить нужный режим работы автомата с различной скоростью рабочего, обратного и холостого ходов ползуна и еще более снизить скорость деформирования изделия. Недостаток такого механизма - необходимость применения кулачка очень большого диаметра для обеспечения

его надежной работы, не только исходя из условий контактной прочности, но и заданного режима скоростей прямого и обратного хода ползуна.

Перспективным является применение главного исполнительного механизма с кривошипно-кулисным приводом и с клиновым механизмом регулирования закрытой высоты (рис. 4.36), расположенным в ползуне коробчатого сечения. Регулирование закрытой высоты осуществляется с помощью микропривода, состоящего из электродвигателя 1, зубчатой передачи 2 и винтового устройства 3, посредством смещения внутреннего ползуна 5 со встроенным кулисным камнем 4 в перпендикулярном к вектору скорости наружного ползуна направлении.

#### 4.17. Основные параметры горизонтальных прессов-автоматов с кривошипным кулачково-рычажным механизмом

| Параметр                                                       | Номинальное усилие, кН |           |
|----------------------------------------------------------------|------------------------|-----------|
|                                                                | 2500                   | 6300      |
| Ход ползуна общий, мм                                          |                        |           |
| стандартный                                                    | 230                    | 300       |
| увеличенный                                                    | 320                    | 400       |
| Регулируемая часть хода ползуна, мм                            | 12                     | 16        |
| Рабочий ход ползуна, мм                                        | 50                     | 63        |
| Расстояние между столом и ползуном в его крайнем положении, мм | 530                    | 590       |
| Ход выталкивателя, мм:                                         |                        |           |
| стандартный                                                    | 55 - 110               | 75 - 150  |
| увеличенный                                                    | 80 - 160               | 100 - 200 |
| Расстояние между стойками, мм                                  | 560                    | 710       |
| Частота ходов ползуна, мин <sup>-1</sup>                       | 32                     | 25        |
| Мощность электропривода, кВт                                   | 55                     | 125       |

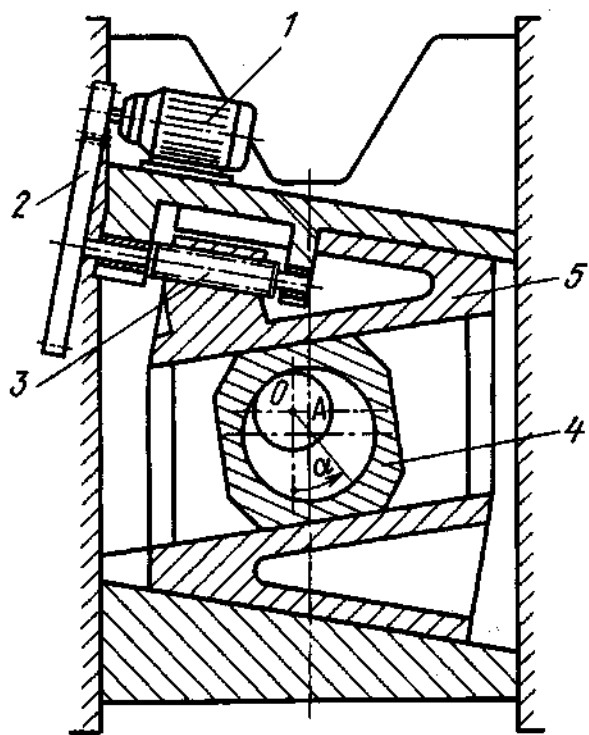


Рис. 4.36. Клиновый механизм регулировки закрытой высоты

Значительно уменьшить потребный ход ползуна и исключить недостатки, присущие кулачково-рычажным механизмам, позволяет применение кривошипного кулисно-эксцентрикового механизма (рис. 4.37). Кривошипы 1 и 2 двойного эксцентрика 3 повернуты относительно друг друга таким образом, что при приближении кривошипа 1 и эксцентрика 3 к крайним положениям ползун 7 останавливается, а кривошип 1 продолжает сообщать высадочному ползуну 6 движение в направлении оси штамповки. В это время ползун совершает рабочий ход, траектория которого совпадает с горизонтальной осью. Далее кривошип 1 через шатун 10 и коромысло 8 отводит высадочный ползун от зоны штамповки, а кривошип 2 выходит из своего крайнего положения и через шатун 3 поворачивает эксцентрик 4. В результате ползун 7 отводит ползун 6 вверх. Уравновешивание механизма осуществляется противовесами 9, закрепленными на главном валу, и пружинным уравновешивателем 5.

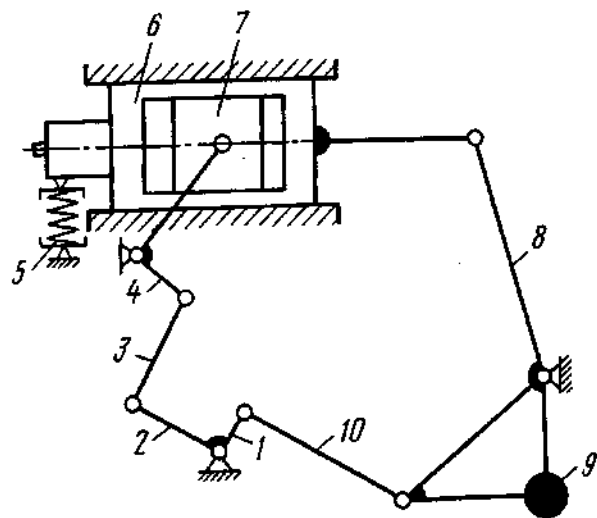


Рис. 4.37. Принципиальная схема кривошипно-рычажного главного исполнительного механизма проволочно-гвоздильного автомата с ускоренным ходом ползуна

Усовершенствование конструкций главных исполнительных механизмов дало возможность достичь соотношения  $\lambda = R/L \leq 0,5$  ( $R$  - радиус кривошипа,  $L$  - длина шатуна), что позволяет не только значительно улучшить жесткостные, а следовательно, и точностные параметры автоматов при одновременном снижении их материалоемкости, трудоемкости в изготовлении и сборке, но и увеличить размеры основных направляющих и отказаться, вследствие этого, от дополнительных хоботообразных направляющих.

Примером может служить представленная на рис. 4.38 конструкция главного исполнительного механизма с укороченным ( $\lambda = 0,5$ ) шатуном многопозиционного холодноштамповочного автомата. Ползун 1 выполнен без хоботообразных направляющих. В него вмонтирован разъемный шатун 2 с развитой опорной поверхностью и соединенной с ползуном второй малонагруженной половиной шатуна 4. Дополнительные направляющие ползуна выполнены за одно целое с его задней частью. От брызг масла, а также попадания пыли и металлических частиц на опоры скольжения ползуна герметически закрывает-

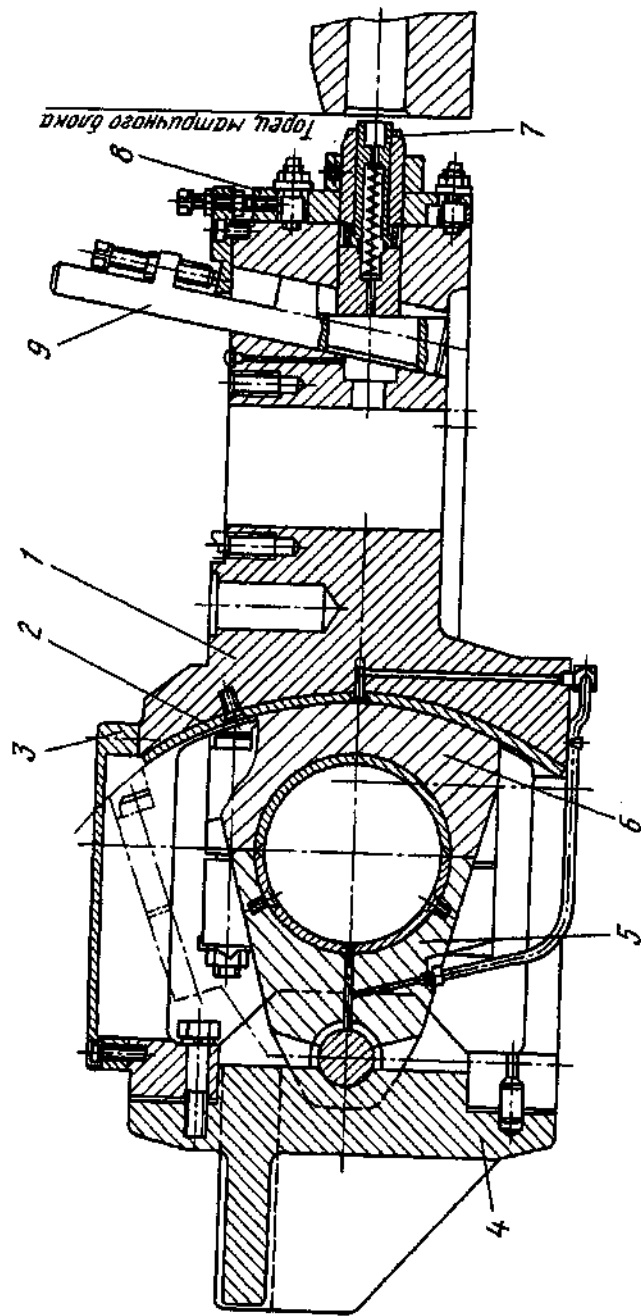


Рис. 4.38. Главный исполнительный механизм многопозиционного холодноштамповочного автомата с укороченным шатуном

ся крышкой 5. Контакт между шатуном и ползуном осуществляется с помощью высокопрочного вкладыша 6. Пуансоны 7 крепятся в пуансонодержателях 8, закрепленных на торце ползуна, и имеют возможность осевого регулирования с помощью клинового устройства 9. Поскольку передача усилия на шатун производится по большой опорной поверхности, это позволило добиться резкого снижения удельных усилий на поверхности контакта, увеличить окружные скорости в стыке, что способствует созданию гидродинамического масляного клина (жидкостное трение) и повышению устойчивости ползуна в направляющих при эксцентричном приложении результирующего усилия.

**Механизмы отрезки.** В одно- и многопозиционных холодноштамповочных автоматах применяют механизмы отрезки, в которых преимущественно применяют неполную открытую или неполную закрытую резку с пассивным поперечным зажимом.

Одна из наиболее распространенных конструкций механизмов отрезки автоматов для штамповки стержневых деталей представлена на рис. 4.39. Привод возвратно-поступательно перемещающегося ножевого штока 5, рабочая часть которого выполнена в соответствии с одним из принятых способов резки, осуществляется от дисковых кулачков прямого и обратного хода, закрепленных на распределительном валу. Далее через ролики 1, 6, установленные на разъемном трехплечем рычаге 2, в котором размещено предохранительное устройство 3, через шаровую кинематическую пару качательное перемещение рычага 4 преобразуется в возвратно-поступательное перемещение штока 5. Пружина 7 служит для выбора зазоров между кулачком и роликом.

Во многих конструкциях автоматов применяют переталкиватель заготовок, который осуществляет передачу отрезанных заготовок в захваты механизма переноса или матрицу первой позиции. Применение механизма переталкивания позволяет осуществить ряд мероприятий для повышения производительности автоматов: применить неполный закрытый рез с пассивным зажимом; сократить длину рабочего хода штока реза, снизить динамические нагрузки в звеньях привода.

При переходе от неполной закрытой резки с пассивным поперечным зажимом к такому способу, но с активным зажимом уменьшается подвижность прутка и его отрезаемой части относительно ножей, изменяются схема напряженного состояния в очаге деформации и механизм образования поверхности раздела, в результате чего повышается геометрическая точность заготовок.

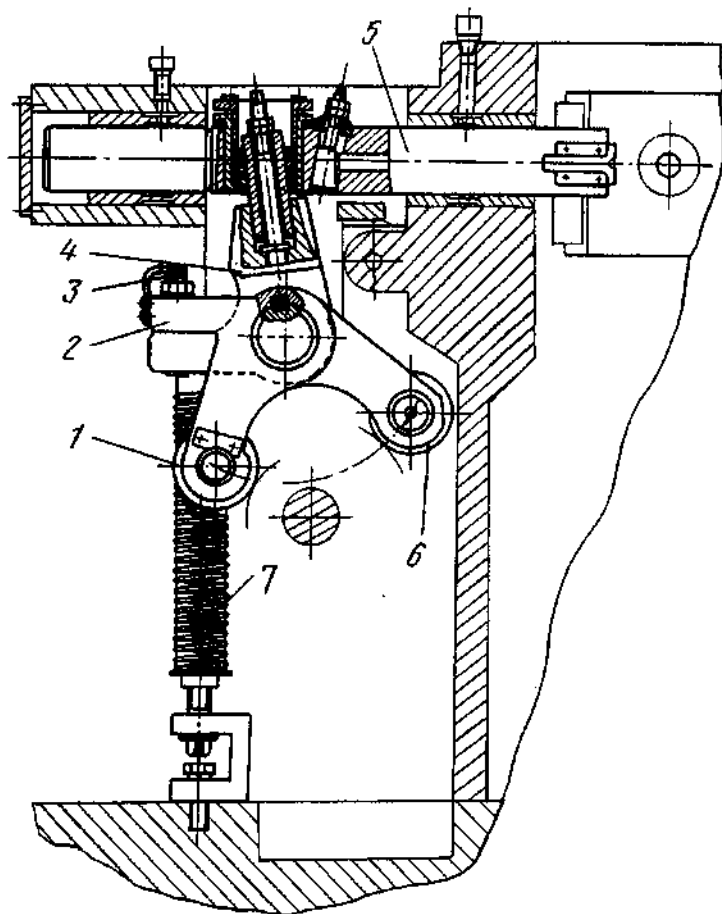


Рис. 4.39. Механизм отрезки многопозиционного холодноштамповочного автомата

Кинематическая схема механизма (рис. 4.40, а) построена таким образом, чтобы в начале цикла работы автомата совместным действием отрезного 1 и прижимного 2 ножей переместить заготовку вверх до ее полного отделения от прутка. Усилие активного поперечного прижима регулируется пружиной 3. Затем под воздействием пружины 4 и кулачка 5 отводится прижимной нож 2, а отрезной нож 1 переносит заготовку по сложной траектории к первой позиции штамповки посредством двух кулачко-

во-рычажных приводов 6 и 7. Таким образом, оба ножа, двигаясь в начале резки к прутку во встречном направлении, а затем вместе вверх, производят отрезку.

Дифференцированный активный поперечный зажим отрезаемой заготовки усилием  $P_{отр}$  имеет следующие отличительные особенности. Привод механизма (рис. 4.40, б) осуществляется от кулачкового распределительного вала. При повороте рычагов 1 и 2 вокруг общей оси осуществляется дифференцированный зажим отрезаемой заготовки ножами 3 и 4.

Известно, что точность резки существенно повышается при импульсном нагружении. В результате теплового эффекта при сокращении длительности протекания процесса повышается

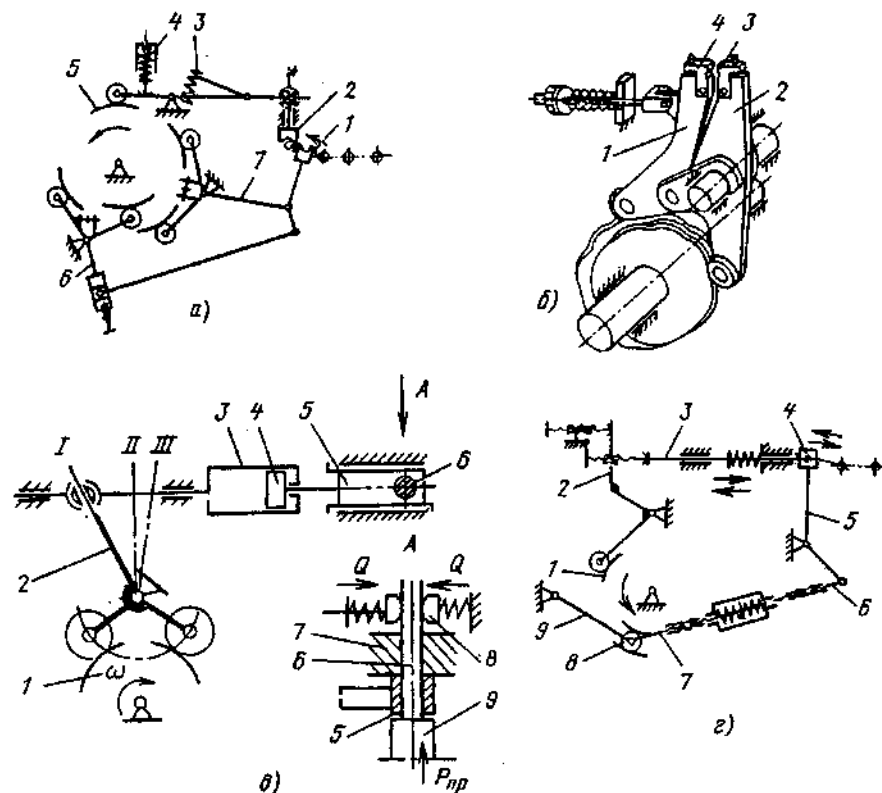


Рис. 4.40. Кинематические схемы механизмов отрезки одно- и многопозиционных холодноштамповочных автоматов

температура металла в локальной зоне, примыкающей к поверхности раздела, проявляется действие сил инерции и изменяется механизм пластического деформирования, что позволяет при скорости резки  $v = 40 \dots 70$  м/с с применением легкого осевого подпора разрезать прокат на точные заготовки с  $l/d \geq 1$ . Механизм резки, реализующий преимущества скоростной резки приведен на рис. 4.40, в.

Улучшение качества поверхности реза благодаря повышению скорости резки достигается установкой демпфирующего устройства.

Привод осуществляется от двух дисковых кулачков 1 и трехплечевого рычага 2. Демпфирующее устройство состоит из гидравлического цилиндра 3 с поршнем 4, на штоке которого закреплен отрезной нож 5 втулочного типа. Механизм оснащен торцевым прижимом 9, создающим усилие  $P_{np}$  перед отрезкой проволоки 6 в матрице 7, и прижимом проволоки усилием  $Q$  подающими роликами 8.

Между стенками цилиндрической полости и поршнем имеется зазор для перетекания жидкости. Варьируя зазор и вязкость жидкости, добиваются необходимого торможения движения ножа, чем исключаются ударные нагрузки в конце хода.

Наличие искусственного разрыва связи между ножевым штоком и ножом обеспечивает высокое начальное ускорение ножа в момент контакта торцов ножевого штока и ножа. Резка заготовки происходит в момент максимальной скорости ножевого штока. При этом нож обгоняет шток, но, так как он соединен тягой с гидравлически заторможенным поршнем, его скорость уменьшается и к концу хода их скорости совпадают. Однако упругая энергия, накопленная в механизме в нагрузочной фазе операции, не гасится, так как демпфирующее устройство установлено внутри самой системы механизма. Следовательно, динамические нагрузки, действующие в системе механизма и особенно в элементах ролик - кулачок, сохраняются и приводят к снижению надежности механизма и автомата в целом.

В механизме, представленном на рис. 4.40, г, привод осуществляется от кулачка 1, приводящего в движение рычаги 2 и 5 с ножедержателем 4 через подпружиненный шток 3. По окончании отрезки движение ножевого рычага осуществляется параллельно включенным приводом перемещения. Этим движением управляет кулачок 8 через рычаг 9 и тяги 7, 6.

Для отрезки заготовок при штамповке стержневых деталей значительно чаще используют открытый нож с одним или двумя поддерживающими пальцами. Закрытый нож-втулку применяют на многопозиционных автоматах для штамповки коротких изделий. Наличие поддерживающих пальцев для удержания отрезанной заготовки в период переноса ее с позиции отрезки несколько улучшает качество резки за счет создания усилия прижима заготовки к ножу. Однако этого усилия недостаточно для изменения схемы напряженного состояния в очаге деформации и значительного улучшения качества отрезаемой заготовки. С целью достижения указанного положительного эффекта в механизмах отрезки используют поддерживающие пальцы, привод которых осуществляется от кулачкового механизма.

Для повышения качества отрезаемой заготовки используют наклон оси прутка по отношению к оси движения подачи. График изменения усилия холодной отрезки соответствует графикам других разделительных операций и характеризуется нарастанием усилия до максимального значения с последующим резким падением в разгрузочной фазе операции. Такой характер изменения усилия присущ всем разделительным операциям при холодной обработке стали. Однако действительный график изменения нагрузки в процессе отрезки зависит от многих факторов, в том числе от механических свойств материала заготовки, состояния кромок режущего инструмента, его конструкции, технологии реза и т.п. При расчете учесть все эти факторы трудно, поэтому принято считать, что определяющими факторами являются свойства материала заготовки и ее размеры. По этим факторам рассчитывают максимальное усилие, действующее на нож. В разгрузочной фазе операции целесообразно предположить, что полезное усилие отрезки исчезает практически мгновенно. При проведении динамических расчетов это дает запас прочности.

Существует два типа механизмов отрезки, применяемых в одно- и многопозиционных холодноштамповочных автоматах, в зависимости от траектории перемещения ножа: с поступательным движением и качательным движением ножа.

В зависимости от типа привода бывают механизмы отрезки с приводом от главного и распределительного валов, а также от главного ползуна.

В зависимости от типа преобразующего устройства различают механизмы отрезки с кулачково-рычажным, кривошипно-рычажным и кулачковым преобразующими устройствами.

Кроме того, механизмы имеют различные по принципу действия и месту установки предохранительные устройства, различные конструкции отрезных ножей, прижима и т.п.

Широкое распространение в автоматах для изготовления коротких изделий получили механизмы отрезки с замкнутой кулачковой дорожкой и приводом от кривошипно-ползунного механизма. Это наиболее простой способ передачи движения ножевому штоку от поперечно расположенных валов. Однако недостатком механизмов такого типа является наличие значительных подвижных масс и большого числа передающих звеньев.

При проектировании механизмов отрезки следует учитывать, что шатун, соединяющий кривошип с ползушкой, снабженной кулачковой дорожкой, должен при рабочем ходе работать на растяжение. Тогда облегчаются условия работы собственно шатуна и, кроме того, действующие в системе силы обеспечивают прижим ножа, закрепленного на штоке, к матрице. Это стабилизирует зазор между отрезной матрицей и ножом, чем повышает качество отрезаемой заготовки.

Таким образом, наиболее распространенными из всех упомянутых механизмов отрезки являются механизмы с поступательным движением ножа, выполненные с кулачково-рычажным преобразующим устройством и приводом от распределительного вала. Для автоматов с качательным движением ножа такой тип механизма отрезки является основным, что объясняется преимуществами кулачково-рычажного привода по сравнению с другими при создании цикловых механизмов. Привод механизма от распределительного вала наиболее рациональный, так как работа механизма отрезки автоматов (перемещение отрезного ножа) происходит в плоскости, перпендикулярной направлению движения главного исполнительного механизма (ползуна) автомата.

**Механизмы переноса заготовок.** По влиянию на стабильную и надежную работу многопозиционных автоматов с высокой быстроходностью на первом месте стоят механизмы переноса (транспортирования) заготовок между формообразующими позициями штамповки. Это определило большое многообразие схем и конструкций механизмов переноса и их постоянное совершенствование.

Механизм переноса заготовок представляет собой специфический автоматический транспортный междооперационный манипулятор и объединяет в себе, как правило, два основных механизма - захвата и переноса заготовок.

Основные требования, предъявляемые к системе переноса, - надежный жесткий захват, стабильное (без потерь и перекосов) транспортирование, и точная установка заготовок напротив соответствующих осей штамповки в строгом соответствии с последовательностью проведения технологического процесса и заданной цикловой диаграммой автомата.

Соблюдение приведенных требований является обязательным, особенно для автоматов повышенной быстроходности.

Механизм переноса (рис. 4.41, а) служит для захвата вытолкнутой из матриц заготовки и переноса ее с одной позиции штамповки на другую. Захват и перенос заготовки осуществляются тремя парами клещей, состоящих из нижних 11 и верхних 10 захватов, закрепленных на осях 12. На осях 12 закреплены два находящихся в зацеплении между собой зубчатых сектора 14 и 15. Оси 12 на бронзовых втулках вставлены в каретку 9 механизма переноса, которая перемещается в направляющих корпуса 16 механизма переноса. Корпус закреплен на матричном блоке двумя винтами 6 и может поворачиваться вокруг оси 5 на подшипниках скольжения 4, которые закреплены на станине автомата.

На оси 5 расположены три однотипных кулачковых блока, каждый из которых состоит из двух кулачков. Верхний кулачок 3 управляет сжатием клещей, а нижний 2 - разжатием клещей.

От кулачкового блока 3 через ролик 20 получает качательное движение рычаг 19. Воздействуя на ролик 13 захвата 10, рычаг 19 разжимает клещи 17, освобождая заготовку. Сжатие клещей 17 осуществляется пружинами 7 и 8. От кулачков 1 через захват 10, тягу 18 каретка 9 с клещами 17 получает возвратно-поступательное движение, перенося заготовку с одной позиции на другую.

Классифицировать различные по конструктивному исполнению системы переноса, например, многопозиционных автоматов для стержневых изделий (рис. 4.40, б), можно по следующим основным признакам: расположению позиций штамповки, числу степеней подвижности и характеру движения захватывающих пальцев.

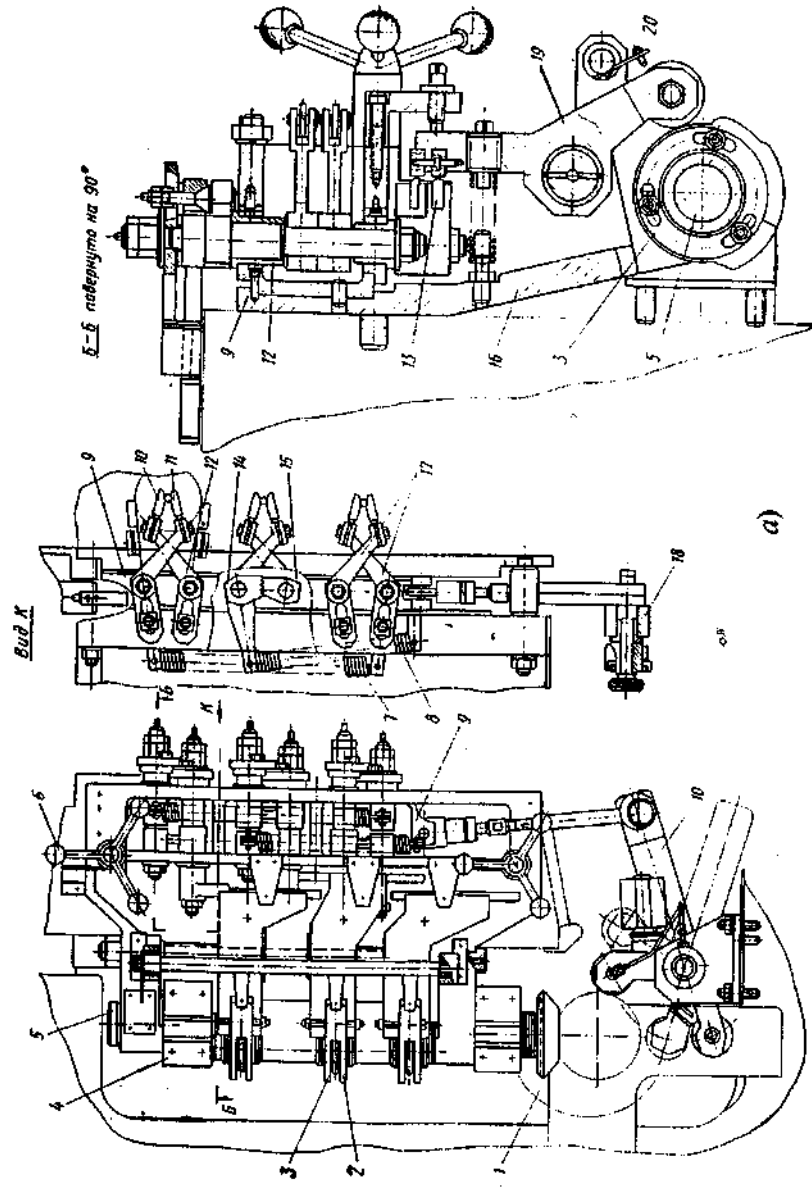


Рис. 4.41. Конструкция (а) и классификация (б) систем переноса холодноштамповочных автоматов для стержневых изделий

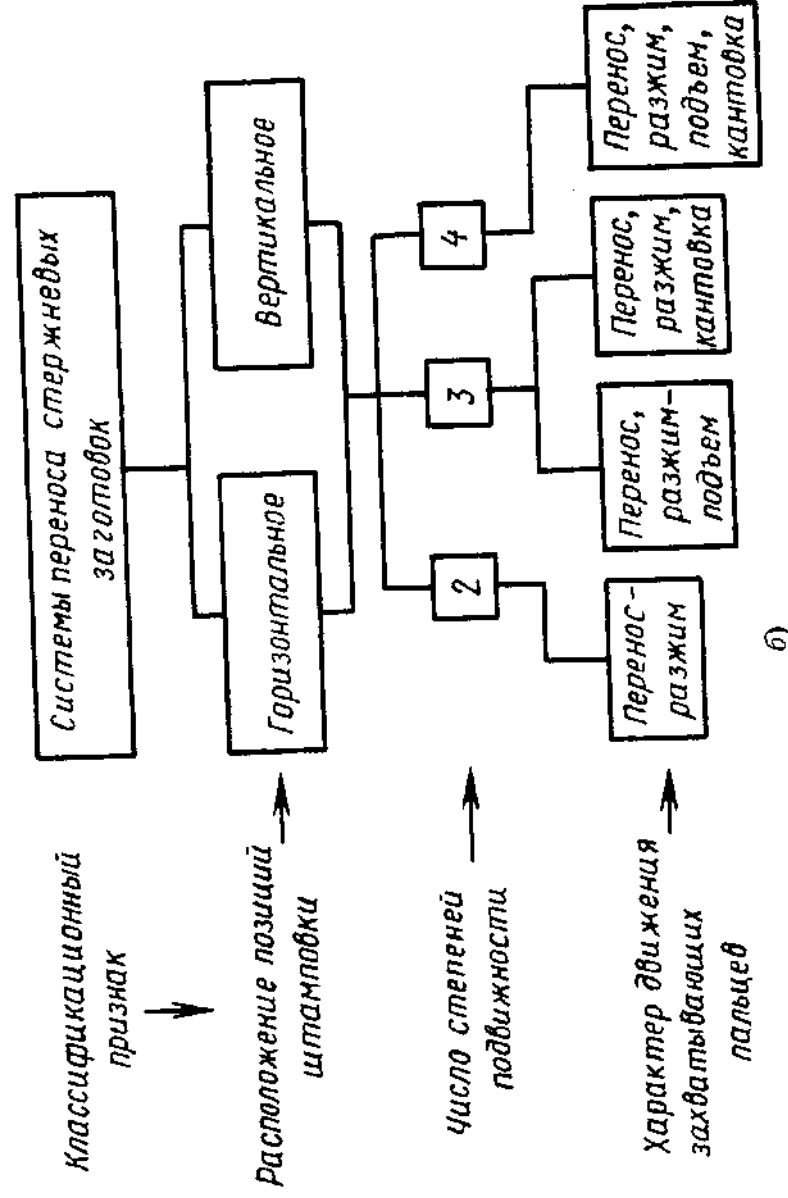


Рис. 4.41. Продолжение

По расположению позиций штамповки системы переноса так же, как и конструкции автоматов, разделяют на горизонтальные и вертикальные. Неопределенность направления падения отходов после операции обрезки головки изделия по контуру, а также вероятность потери заготовки при ее переносе обуславливает необходимость горизонтального расположения позиций штамповки с верхней установкой захватывающих пальцев относительно траектории переноса.

Поэтому при дальнейшем анализе систем переноса горизонтальная компоновка выбрана за базовую.

Систему переноса заготовок характеризует зона обслуживания (рис. 4.42), т.е. та часть межштампового пространства, в которой захваты совершают необходимые движения в соответствии с назначением системы переноса и конструкцией автомата. Зону обслуживания определяют следующие основные параметры: расстояние между позициями штамповки  $A$ ; диаметры заготовки наружный наименьший  $d_{\min}$  и наибольший  $d_{\max}$ ; длина заготовки  $l$ ; наружный диаметр пуансона  $D_n$ .

Работа системы переноса построена по принципу последовательно-параллельного воздействия системы переноса механизмов захвата и переноса с заготовками и пуансонами, что обеспечивает максимально возможное совмещение времени разжима заготовки с временем подъема захвата, времени возврата каретки с временем предварительного закрытия пальцев, а также в отдельных случаях (при  $l/d_{\min} \leq 4 \dots 5$ ) переноса с кантовкой.

В практике проектирования применяют обычно синхронное движение захватывающих пальцев, обеспечивающее равные перемещения левого и правого пальцев рассматриваемого захвата за любые равные промежутки времени.

Наибольшее горизонтальное отклонение  $a$  захватывающих пальцев при раскрытии не должно превышать половину расстояния между позициями, т.е.  $A/2$ . Это требование исключает возможность соударения захватов смежных позиций.

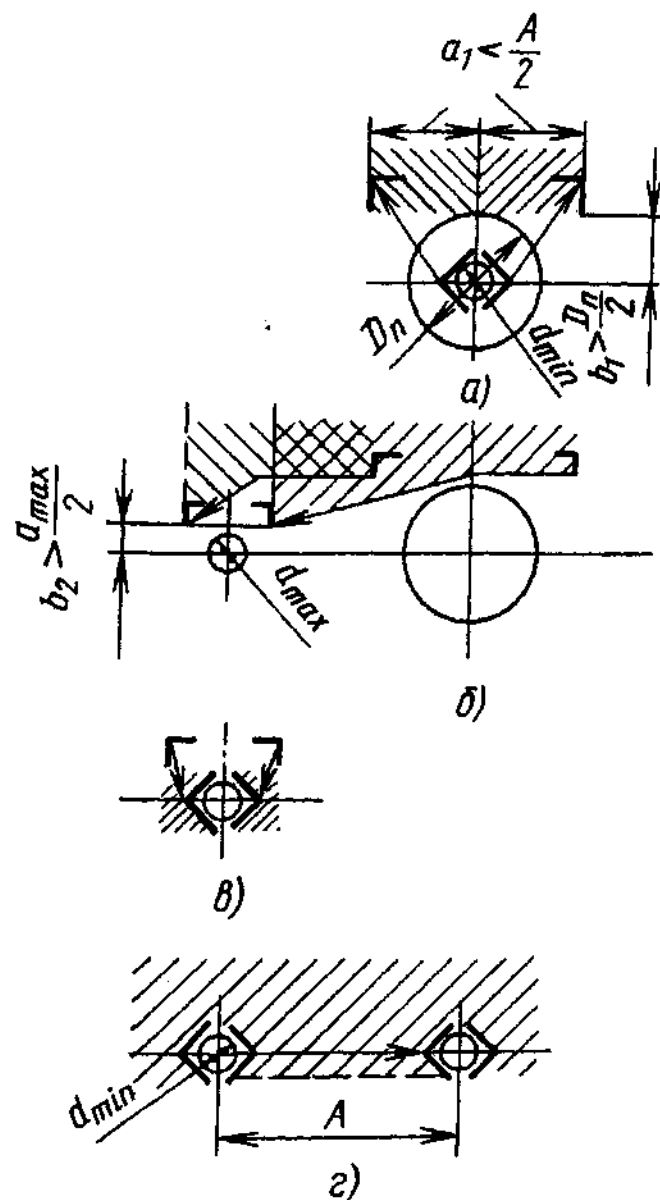


Рис. 4.42. Зона движения захватывающих пальцев во время раскрытия (а), возврата с предварительным закрытием (б), закрытия (в) и переноса (г)

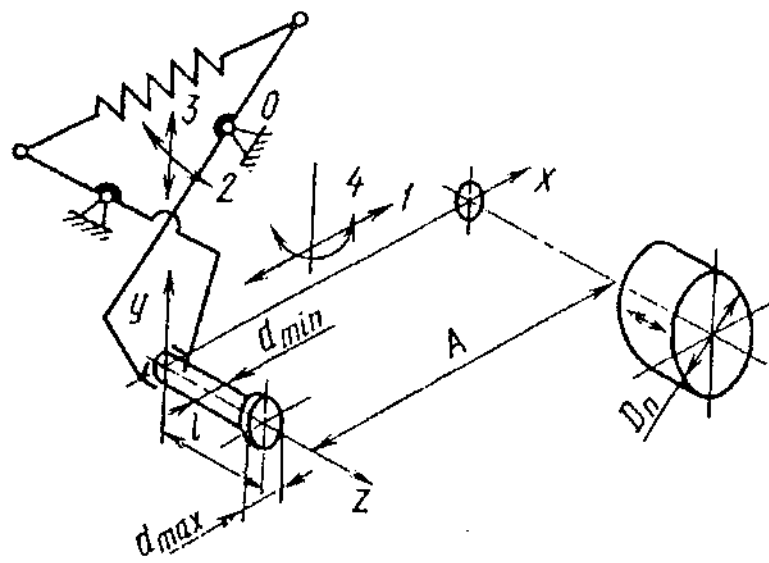


Рис. 4.43. Возможные степени подвижности захватывающих пальцев:  
1 - перенос; 2 - разжим; 3 - подъем; 4 - кантовка

Одним из основных факторов, определяющих функциональные возможности системы переноса, является число степеней подвижности захватывающих пальцев, равное сумме всех их возможных движений относительно неподвижных частей автомата (рис. 4.43). Число степеней подвижности захватывающих пальцев устанавливают конструктивно, оно должно быть минимальным для реализации служебного назначения конкретной системы переноса в заданной зоне обслуживания (манипулирования).

Рабочие органы простейших систем переноса (горизонтальных, без кантовки заготовки) должны иметь не менее двух степеней подвижности: продольное перемещение переноса между позициями штамповки -  $X$  или  $\varphi_1$  или  $\varphi_2$  и поперечное перемещение раскрытия  $\varphi_2$  (как правило, поворот вокруг неподвижной в вертикальном направлении оси  $O$ ).

В этих системах движение разжима заготовки является составной частью последующего подъема захватывающих паль-

цев. Возможность подобного совмещения двух функционально различных движений в конструкциях систем переноса большинства выпускавшихся ранее автоматов объясняется, во-первых, наличием достаточно большого расстояния между штамповочными позициями и, во-вторых, - сравнительно низкой их быстроходностью (в автомате для изделий диаметром 8 мм  $A = 90 \dots 95$  мм; частота ходов  $n \leq 200$  ход/мин).

Транспортирование заготовок предъявляет высокие требования к точности ее настройки по циклу. Трудность заключается в том, что после штамповки захваты должны быстро возвратиться в исходное положение для зажима очередной заготовки. Однако это обратное движение захватов перекрывается зоной перемещения пуансонов. Многие из известных конструкций захватов с пересекающимися пальцами могут выполнять лишь раскрытие, но не добавочное подъемное перемещение; поэтому они требуют паузы для пропуска обратно движущегося пуансона. Связанная с этим потеря времени значительна.

Чтобы преодолеть этот недостаток, у захватов должна быть третья степень подвижности в направлении  $Y$ , кинематически зависящая от второй, - поперечный подъем оси поворота  $O$  захватывающего пальца.

Если по технологическому процессу изготовления изделия, например, заготовок гаек, предусмотрен его поворот на  $180^\circ$ , механизм переноса обеспечивает одновременно с захватом во время продольного перемещения дополнительную четвертую, зависящую от первой, степень подвижности  $\varphi_2$ , вращение ("кантовку") захвата вокруг вертикальной оси  $Y$ .

Обычно захватывающие пальцы переносят заготовку в горизонтальной плоскости слева - направо по прямой линии (рис. 4.44, а, б) или дуге окружности (рис. 4.44, г, д). Прямолинейная траектория, как кратчайшая между смежными позициями автомата, применяется в системах переноса наиболее широко. Вместе с тем во многих автоматах с успехом используют в механизмах переноса качательное движение каретки по дуге окружности в вертикальной (рис. 4.44, д) или горизонтальной плоскости.

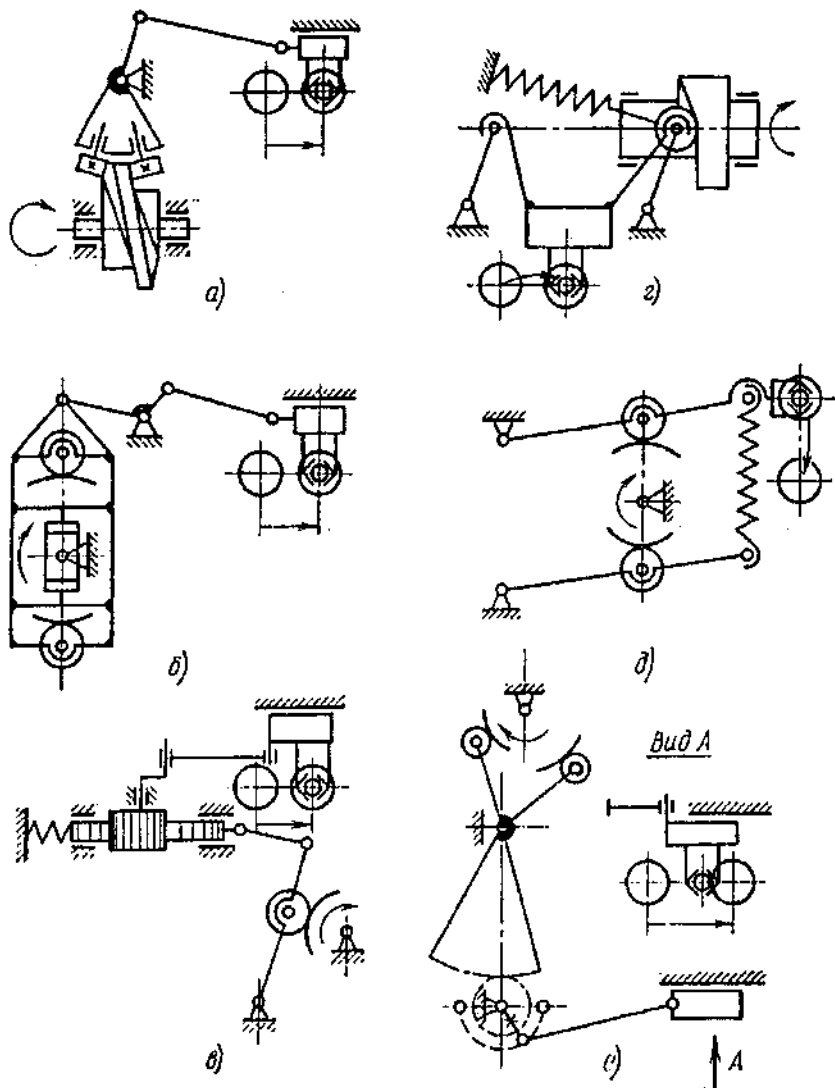


Рис. 4.44. Схемы механизмов переноса многокомпозиционных холодноштамповочных автоматов

Примеры условного обозначения наиболее известных конструкций систем переноса в соответствии с применяемой классификацией приведены в табл. 4.18.

#### 4.18. Примеры условного обозначения систем переноса заготовки

| Расположение позиций* | Захватывающие пальцы       |             |             |             |             |
|-----------------------|----------------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
|                       | Число степеней подвижности | Перенос     | Разжим      | Подъем      | Кантовка    |
| Г                     | 2                          | Ось X       | $\varphi_z$ | -           | -           |
| Г                     | 2                          | $\varphi_y$ | $\varphi_z$ | -           | -           |
| Г                     | 2                          | $\varphi_y$ | $\varphi_z$ | -           | -           |
| Г                     | 3                          | $\varphi_z$ | $\varphi_z$ | $\varphi_x$ | -           |
| В                     | 3                          | Ось Y       | $\varphi_z$ | Ось X       | -           |
| Г                     | 3                          | $\varphi_y$ | $\varphi_z$ | $\varphi_z$ | -           |
| Г                     | 3                          | Ось X       | $\varphi_z$ | -           | $\varphi_y$ |
| Г                     | 3                          | $\varphi_y$ | $\varphi_z$ | -           | $\varphi_z$ |

\* Г - горизонтальное, В - вертикальное.

Схемы и конструктивные исполнения механизмов переноса многообразны и определяются относительным расположением позиций штамповки и траекторий переноса заготовок. Привод каретки осуществляется, как правило, от кинематически замкнутого кулачка посредством рычажных, зубчатых кривошипно-ползунных, реечно-шестеренных и других механизмов, а также их сочетанием.

Многие схемы (рис. 4.44, в, е) характеризуются наличием в приводе каретки кривошипно-ползунной группы (с качанием кривошипа на  $180^\circ$ ), замыкающей многозвенный передаточный механизм. Погрешность позиционирования каретки в этом случае практически не зависит от точности изготовления элементов привода, а кривошипно-ползунный механизм компенсирует накопленные погрешности привода в крайних положениях.

С целью повышения точности и стабильности позиционирования при проектировании привода каретки механизма переноса следует максимально сокращать число звеньев кинематической цепи и применять демпфирующие устройства, например, плоскопружинную параллелограммную подвеску каретки.

Второй составной частью манипулятора является механизм захвата заготовок (рис. 4.45), по структуре представляющий собой цепь последовательно соединенных базовых, передаточных и исполнительных звеньев. Для управления раскрытием - закрытием захватов с усилием  $P_p$  в качестве базовых звеньев используют, как правило, кулачковые механизмы, иногда клинорычажные с приводом от ползуна. Передаточными звеньями механизма захвата служат рычажные, кривошипно-ползунные, зубчатые и другие механизмы. Исполнительным звеном механизма захвата является собственно захват состоящий из пары захватывающих пальцев, связанных между собой в кинематическом и силовом отношении.

Захваты систем переноса классифицируют на управляемые и неуправляемые; с прямолинейным, дуговым и комбинированным движением раскрытия - закрытия захватывающих пальцев; с двусторонним и односторонним кинематическим замыканием. Пружины зажима заготовки могут устанавливаться на одном или на каждом захватывающем пальце, а также в передаточном звене привода захвата. По конструктивному исполнению захватывающие пальцы делят на пересекающиеся (клещи) и непересекающиеся.

Прямолинейное вертикальное движение неуправляемых захватывающих пальцев (рис. 4.45, з) нашло ограниченное применение в системах переноса.

Главной причиной потерь заготовок захватами этого типа при повышенной быстроходности автомата являются сильные удары пальцев о заготовку при ее зажиме.

Качательное движение по дуге окружности захватывающих пальцев при раскрытии использовали до настоящего времени практически во всем мире.

Использование комбинированного движения захватывающих пальцев (рис. 4.45, е, и), вызвано объективной тенденцией к уплотнению цикловой диаграммы за счет сокращения интервалов выстоев на позициях штамповки. Схемы комбинированного движения захватывающих пальцев позволяют, переместившись перпендикулярно направлению переноса, совершать возврат каретки до начала холостого хода штамповочного ползуна.

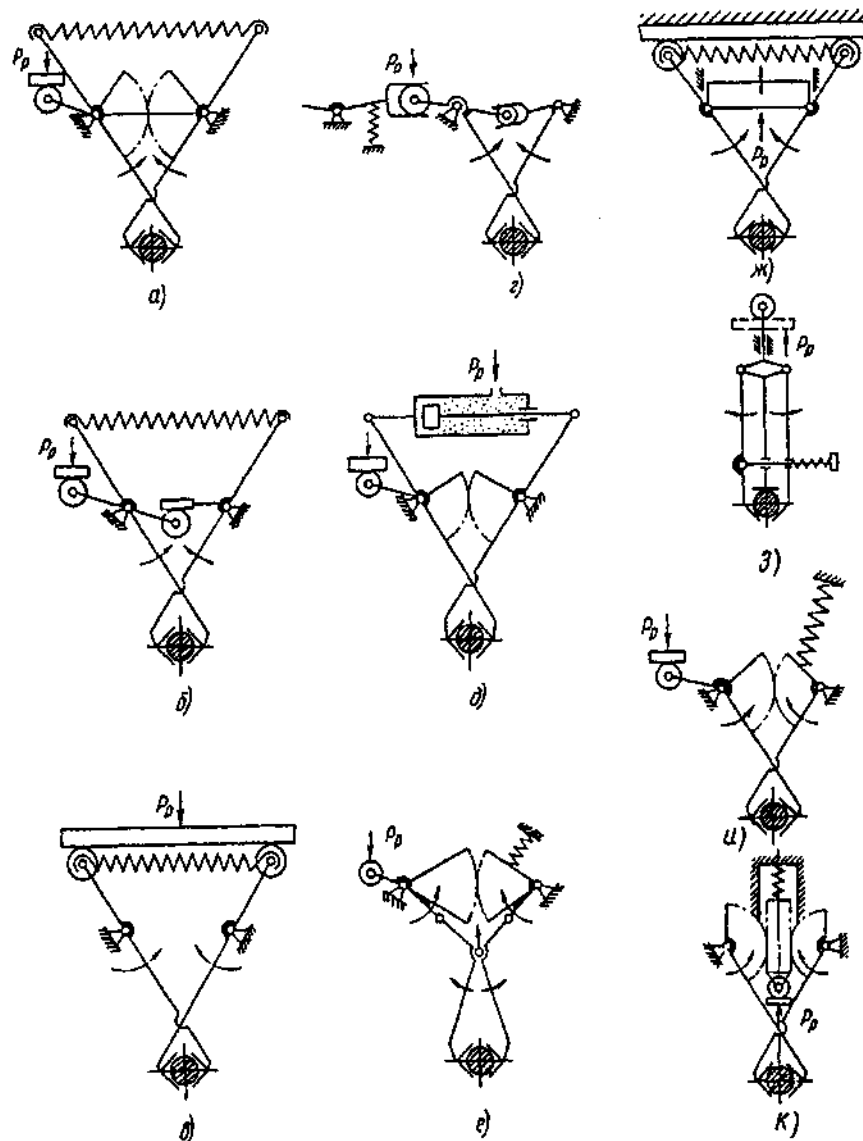


Рис. 4.45. Схемы захватов систем переноса многопозиционных холодноштамповочных автоматов

Кинематическое замыкание захватывающих пальцев осуществляется обычно с помощью цилиндрических пружин растяжения, сжатия, реже - кручения или пневмоцилиндра. При переносе тяжелых и неустойчивых заготовок стержневого типа для создания надежного силового замыкания в захвате используется параллельная установка нескольких пружин.

Несовершенство большинства существующих конструкций захватов состоит в том, что усилия пружин, сжимающих захватывающие пальцы, в зависимости от схем их установки в большей или меньшей степени определяют момент, опрокидывающий каретку во время ее обратного хода, причем рабочее усилие этих пружин значительно больше начального усилия, необходимого для зажима заготовки. Это закономерное противоречие частично устранено в ряде конструкций механизмов захвата заготовок применением в системе переноса однополостных пневмоцилиндров, установленных между захватывающими пальцами. При такой схеме усилие пневмоцилиндра, соответствующее начальному усилию пружины, при раскрытии пальцев не изменяется и определяет меньший, чем в аналогичном пружинном зажиме, момент, действующий со стороны привода механизма захвата. Снизить опрокидывающий момент позволяет также схема установки пружины между кареткой и одним из захватывающих пальцев. Пружина зажима заготовки может быть перенесена с кинематически замкнутого захвата на неподвижный (во время переноса заготовки) двуплечий рычаг привода раскрытия (рис. 4.45, з). Это позволяет снизить вибрации захватных органов и повысить надежность и стабильность переноса заготовок.

Системообразующие механизмы во время переноса заготовок кинематически разомкнуты. Это исключает влияние колебаний звеньев механизма захвата на транспортирование заготовок.

**Механизмы выталкивания из матриц.** Надежная и стабильная работа автоматов с заданной быстроходностью в значительной мере зависит от совершенства конструкции и своевременности срабатывания механизма выталкивания изделий из матриц, который воспринимает и передает значительные нагрузки, достигающие 15 ... 20 % технологического усилия штамповки.

При расчете механизма на прочность и выборе оптимальных его размеров и массы следует исходить из максимально по-

требной величины усилия выталкивания, которую можно рассчитать по формуле

$$P_v \geq \mu \Sigma p_s F,$$

где  $\mu = 0,1$  - коэффициент трения между отштампованной заготовкой и стенками матрицы;  $p_s$  - удельные усилия на стенки элемента ручья матрицы, принимаемые равными напряжению течения металла с учетом упрочнения;  $F$  - площадь боковой поверхности элемента ручья матрицы, зависящая от формы и размеров полуфабрикатов.

Одна из современных конструкций механизма выталкивания многопозиционных автоматов представлена на рис. 4.46.

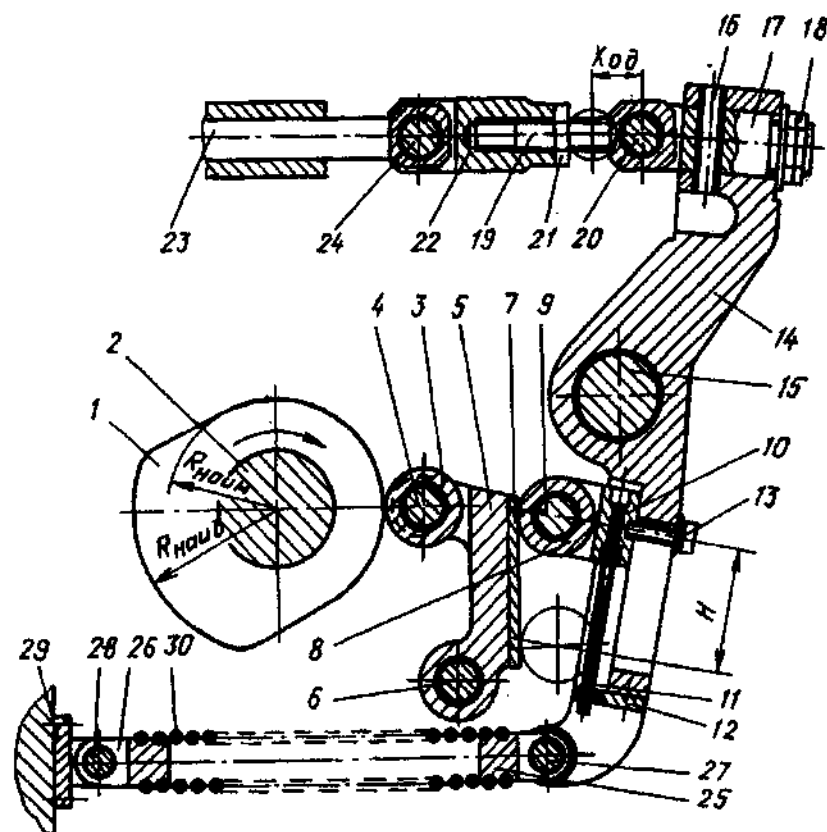


Рис. 4.46. Механизм выталкивания заготовок из матриц многопозиционного холодноштамповочного автомата

Механизм работает следующим образом. Кулачок 1, закрепленный на вращающемся валу 2, через ролик 3, размещенный на оси 4 в одноплечем рычаге 5, приводит его в качательное движение относительно оси 6, установленной в станине автомата. На рычаге 5 (имеющем значительно меньшую массу, чем в ранее применявшихся конструкциях) закреплена износостойкая планка 7, приводящая при своем качении во вращательное движение ролик 8, установленный на оси 9 в ползуне 19, который может изменять расстояние  $H$  в пазе двуплечего рычага 14 с помощью винта 11, установленного в планке 12 рычага 14, и фиксируется в этом рычаге посредством винта с шайбой 13. Таким образом приводится в качательное движение основной двуплечий рычаг 14 относительно неподвижной оси 15, установленной в станине автомата. Верхнее плечо рычага 14 через предохранительную шпильку 16, ось 17, зафиксированную гайками 18, винт 19, ось 2 и гайку 21 приводит в плоскопараллельное движение корпус 22 и поступательное движение толкатель 23 через ось 24. Нижняя качающаяся часть рычага 14 с помощью серег 25 и 26, закрепленных соответственно на осях 27 и 28, и кронштейна 29 связана с пружиной растяжения 30, обеспечивающей постоянный контакт ролика 4 с кулачком 1 и износостойкой планки 7 с роликом 8 рычага 14 независимо от положения ролика на этом рычаге. Одновременно пружина 30 обеспечивает возвратное движение толкателя 23 в исходное положение.

Требования, которым должен удовлетворять механизм выталкивания изделий из матриц, следующие:

- обеспечение высоких прочности и жесткости при нагружении различными по абсолютной величине усилиями выталкивания при относительно небольшой массе подвижных звеньев;
- плавное и безударное выталкивание изделий из матриц;
- широкий диапазон, удобство и простота регулирования цикла работы и длины хода выталкивателей и их крайних положений;

точное перемещение и выстой выталкивателей в соответствии с цикловой диаграммой автомата.

Специфика работы механизма выталкивания, удаленность его от коленчатого вала, а также широкий диапазон предъявляемых требований привели к созданию большого многообразия конструкций механизма и его привода.

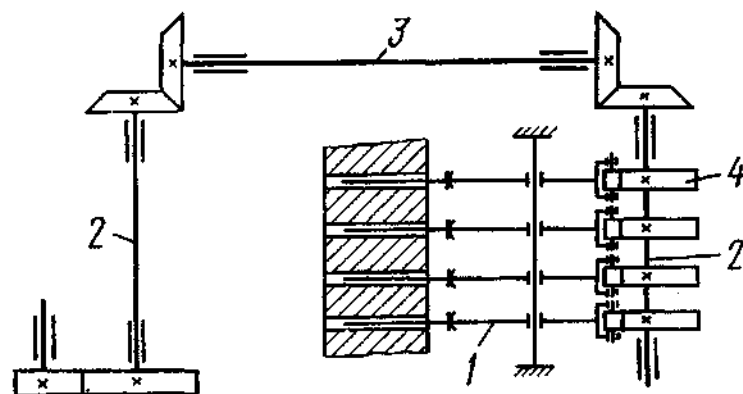


Рис. 4.47. Схема привода механизма выталкивания заготовок из матриц многопозиционных автоматов

В отечественных и зарубежных конструкциях многопозиционных холодноштамповочных автоматов в настоящее время применяется привод механизма выталкивания 1 (рис. 4.47) с помощью поперечного 2 и продольного 3 валов и вращающихся кулачков 4. По сравнению с ранее применявшимся приводом механизма выталкивания из матриц непосредственно от главного вала, расположенного перпендикулярно направлению движения штамповочного ползуна, посредством длинных и тяжелых рычагов рассматриваемый привод благодаря расположению поперечных и продольного валов внутри станины позволяет сократить расстояние от источника движения (приводного вала) до выталкивателей. При этом значительно уменьшаются размеры и масса подвижных звеньев механизма выталкивания.

Кроме того, используют валы привода механизма выталкивания для привода всех остальных цикловых вспомогательных механизмов автомата. Применение вращающихся кулачков с отдельными профилями подъема и спада обеспечило создание кулачкового механизма, отвечающего следующим требованиям: безударная работа (механизм с геометрическим замыканием наиболее полно отвечает этому требованию), точное воспроизведение цикловой диаграммы.

Однако эта схема привода имеет ряд существенных недостатков: зазоры в зубчатых парах, передающих крутящий момент (особенно в конической) уменьшают плавность и точность рабо-

ты механизма выталкивания; крутильные колебания, возникающие в поперечных и продольных валах привода, резко возрастают по абсолютному значению с повышением быстроходности автомата; последовательный привод одной и той же системой валов значительно усложняет монтаж и регулирование этих механизмов; взаимное динамическое влияние механизмов автомата друг на друга.

Этого можно избежать, применяя приводы непосредственно от коленчатого или промежуточного вала с помощью шатунов, шарнирно-рычажного или кулачкового механизмов.

Общими элементами кинематических схем механизмов выталкивания из матриц, применяемых в отечественных и зарубежных одно- и многопозиционных автоматах (рис. 4.48) являются, возвратно-поступательно перемещающиеся выталкиватели и вращающиеся дисковые кулачки. От кулачка осуществляется прямой ход (выталкивание) выталкивателя, а под действием пружины - его обратный ход. В остальных элементах имеются существенные различия, отражающие развитие и совершенствование конструкций механизмов выталкивания для обеспечения более полного выполнения постоянно возрастающих к ним требований - плавное регулирование положения выталкивателя и длины его хода для всего диапазона длин изделий, штампуемых на автомате и уменьшения ударных нагрузок.

В механизмах, выполненных по схемам на рис. 4.48, а - в, л регулирование положения выталкивателя 1 выполняют винтом 4. Ход выталкивателя по схемам на рис. 4.48 а, б практически не изменяется. По схемам на рис. 4.48, в, л ходы выталкивателя регулируют плавно посредством винта 5, при вращении которого изменяется расстояние между роликами 6 механизма регулирования и роликами 7, постоянно находящимися в контакте с приводными кулачками 8. В механизмах выталкивания, выполненных по схемам на рис. 4.48, г - ж, механизм регулирования положения выталкивателя и его хода выполнен с двуплечим рычагом 3, тягой, длина которой изменяется посредством винтового устройства 4, и винтом 5.

В механизмах выталкивания по схемам на рис. 4.48, з - к регулирование положения выталкивателя и его хода выполняют с помощью винтового устройства 3, установленного на консоли рычага 4.

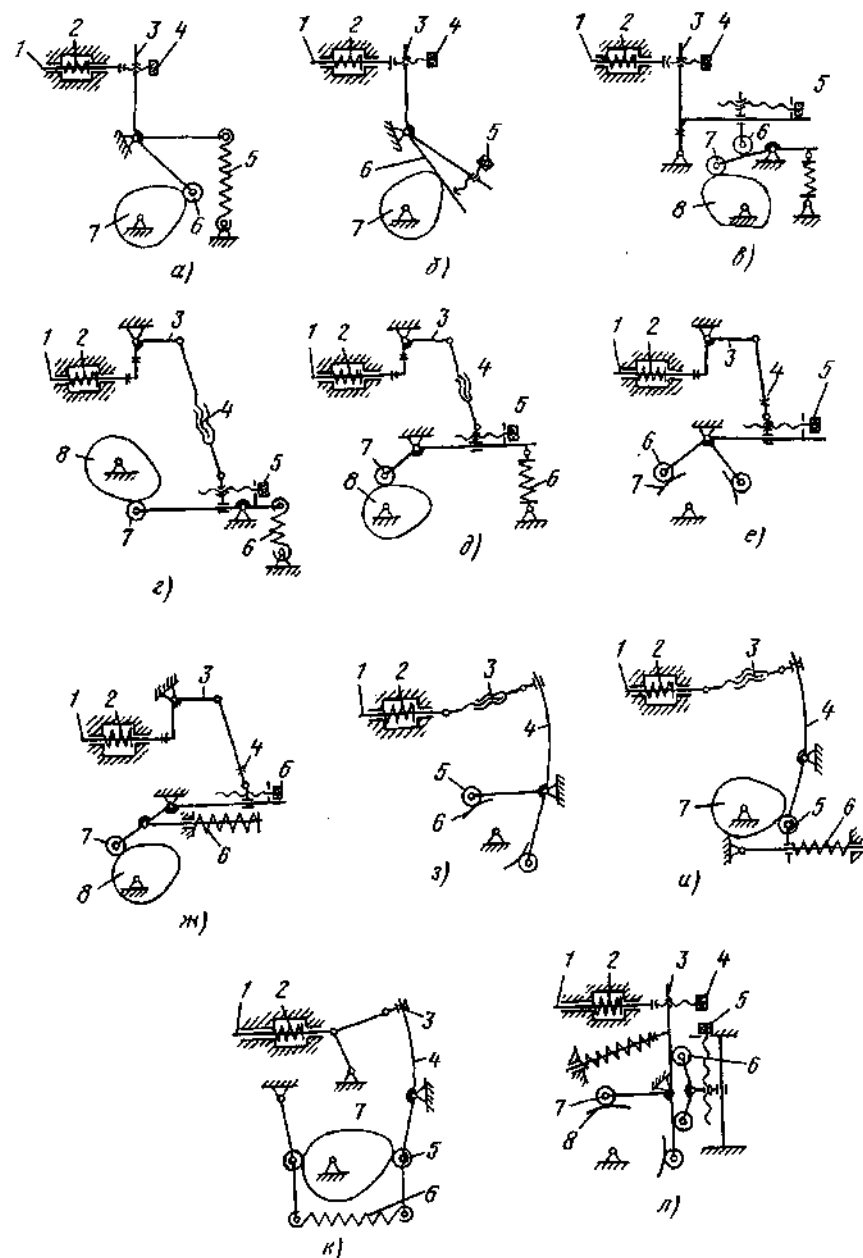


Рис. 4.48. Кинематические схемы механизмов выталкивания из матриц холодноштамповочных автоматов

Во всех схемах, кроме показанной на рис. 4.48, б, вращающийся кулачок передает движение механизму выталкивания посредством ролика 6 (см. рис. 4.48, а). Передача движения от кулачка 7 механизму выталкивания через плоский рычаг 6 (см. рис. 4.48, б) приводит к быстрому изнашиванию рычага и кулачка и уменьшению точности работы механизма. Винт 5 применяют для обеспечения контакта плоского рычага 6 с кулачком 7.

Для обеспечения высокой точности работы механизма выталкивания и его достаточной надежности кулачок и ролик привода (см. например, б и 7, на рис. 4.48, а) во время всего цикла работы механизма должны находиться в постоянном контакте. Применение пружин силового контакта (замыкания) роликов с кулачками приводит к увеличению нагрузок на кулачки и их быстрому изнашиванию. Наиболее рациональным решением является геометрическое (кинематическое) замыкание двух дисковых кулачков прямого и обратного хода выталкивателей с помощью двух роликов, установленных на консолях жесткого двуплечего рычага (см. рис. 4.48, е, з, л). Такая схема кулачкового механизма принята во всех конструкциях современных одно- и многопозиционных холодноштамповочных автоматов.

**Механизмы выталкивания из пуансонов.** Привод выталкивателя 1 (рис. 4.49, а) из пуансонов осуществляется с помощью двуплечего рычага 2, установленного на оси 7 в полости ползуна 3. Качание двуплечего рычага может быть осуществлено различными способами: 1) от копира 6, закрепленного в неподвижной поперечине 5, взаимодействующего с роликом другого двуплечего рычага 4; 2) от дискового кулачка 4 (рис. 4.48, б), установленного на валу, через многозвенную рычажную систему 5, 7 подпружиненную пружиной 6, обеспечивающей беззазорное соединение ролика рычага 5 с кулачком 4 и двуплечий рычаг 2, вращающийся на оси 8.

**Механизм подачи проволоки.** Коробка 1 механизма подачи (рис. 4.50) крепится к станине автомата. Ролики 3, осуществляющие подачу проволоки, закреплены на неподвижной 2 и подвижной 4 осях, которые получают вращение от зубчатой передачи 6. Зубчатая передача приводится в прерывистое вращение от рычажно-кулисного механизма 7 и кулачков, закрепленных на консоли распределительного вала автомата. Прижим роликов осуществляется посредством пневмоцилиндра 5.

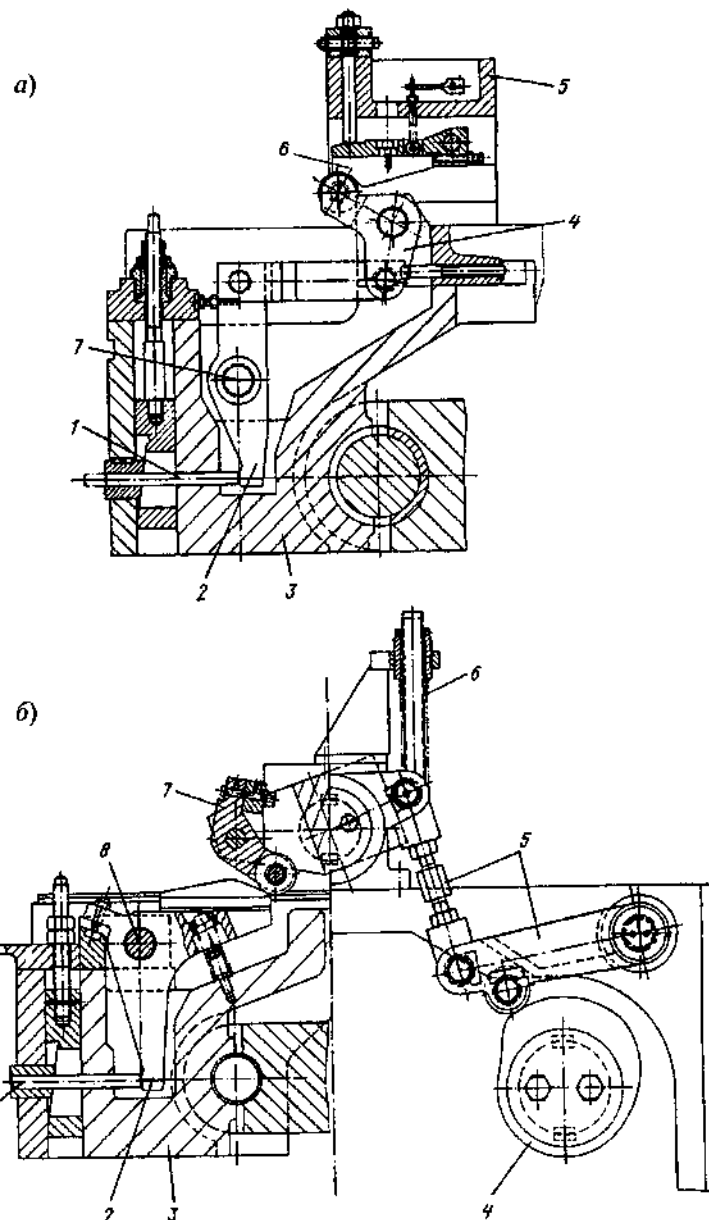


Рис. 4.49. Механизмы выталкивания заготовок из пуансонов с приводом:  
а - от неподвижного плоского кулачка (копира);  
б - от дискового вращающегося кулачка

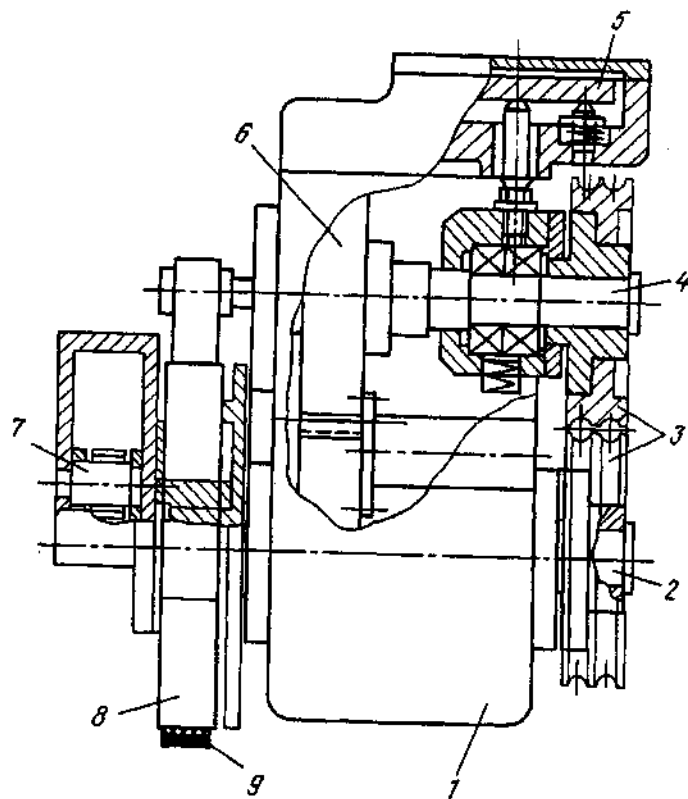


Рис. 4.50. Механизм подачи проволоки

Поглощение инерционных сил и моментов, возникающих при прерывистой подаче проволоки, осуществляется посредством тормоза постоянного действия, состоящего из тормозного диска 8 и прижимаемой к нему тормозной ленты 9.

#### 4.4. АВТОМАТЫ ХОЛОДНОШТАМПОВОЧНЫЕ СПЕЦИАЛЬНЫЕ

При изготовлении относительно коротких деталей с  $l/d \leq 2,5$  одно- и многопереходной холодной объемной штамповкой с применением в качестве основной технологической операции обратного выдавливания из штучных заранее подготовленных заготовок, скорость перемещения ползуна с закреп-

ленными на нем пуансонами должна быть по возможности минимальной ( $v \leq 0,1$  м/с) и плавно затухающей к моменту окончания деформирования заготовки. В то же время для обеспечения высокой производительности оборудования необходимо максимально возможно увеличить скорость перемещения ползуна.

Очевидно, что выполнить это условие с помощью главного исполнительного механизма, спроектированного по схеме кривошипно-ползунного механизма, нельзя, поскольку он работает с примерно одинаковыми скоростями как при деформировании заготовки, так и при возвратном ходе ползуна.

Значительно (в 4 ... 5 раз) снизить скорость ползуна по сравнению со скоростью ползуна в кривошипно-ползунном механизме в процессе деформирования заготовки при сохранении высокой производительности оборудования можно применением одно- и многопозиционных холодноштамповочных автоматов, главный исполнительный механизм которых имеет кинематическую схему, показанную на рис. 4.33.

С главным исполнительным механизмом кривошипного коленно-рычажного типа (см. рис. 4.34, б) выполнены горизонтальные однопозиционные и вертикальные многопозиционные холодноштамповочные автоматы. Кинематические схемы одного из таких автоматов показаны на рис. 4.51. Автомат работает следующим образом. От электродвигателя 1 (рис. 4.51), через клиноременную передачу 2 крутящий момент передается на маховик 3 со встроенной в него муфтой-тормозом 4 и вал 5 и на шестерню 6, выполненную за одно целое с эксцентриком  $R$ . От шестерни 7, жестко соединенной с шестерней 6, крутящий момент передается на вал 8 командоаппарата 9 и далее через конические пары 10 и 11 на валы 12 и 14 привода каретки механизма переноса заготовок 13 и кулачковый вал 14, осуществляющий раскрытие захватов 12 механизма переноса. От эксцентрика  $R$  крутящий момент преобразуется посредством кривошипного коленно-рычажного механизма 15 в возвратно-поступательное движение ползуна 16. Для обеспечения равномерного нагружения подшипников скольжения и направляющих ползун имеет пневматические уравниватели 17. Автомат оснащен верхним 18 и нижним 19 выталкивателями.

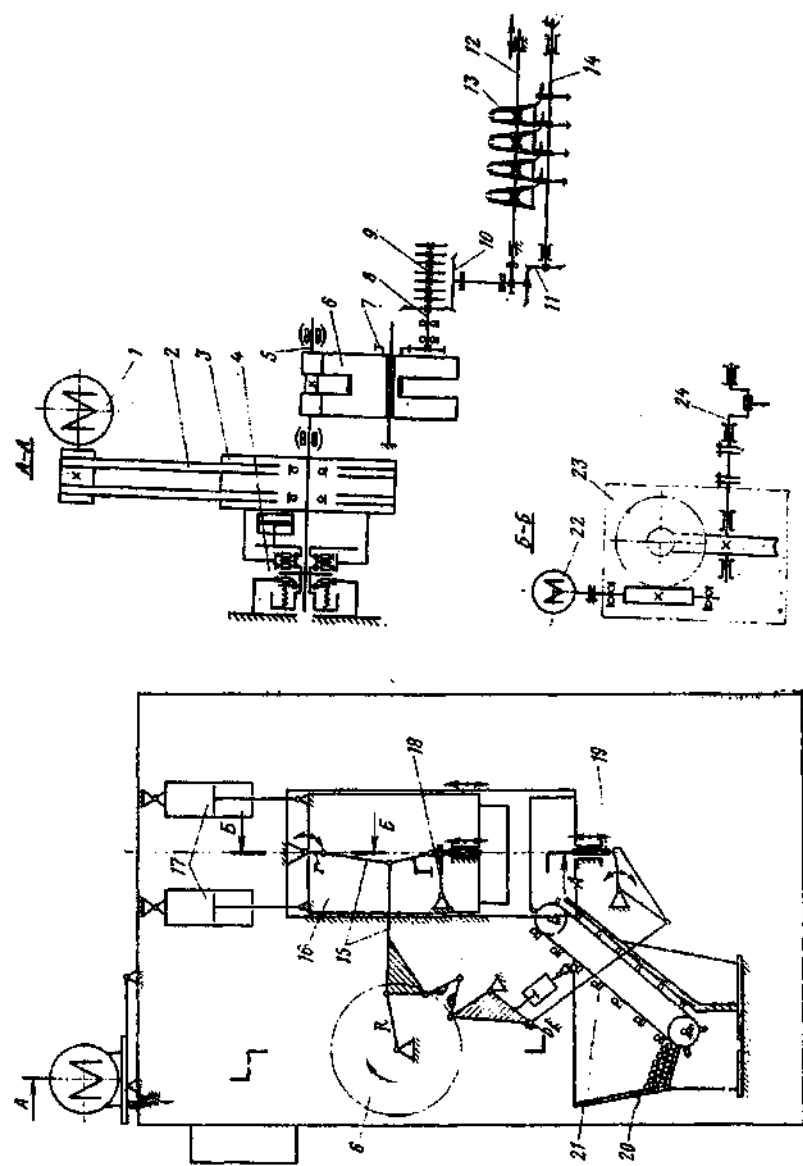


Рис. 4.51. Общая и раздельная схемы вертикального многопозиционного холоднштамповочного автомата с кривошипным коленно-рычажным главным исполнительным механизмом с усилием 6300 кН

Заготовки в зону штамповки автомата подаются из бункера 20 подъемником 21. Полуфабрикаты переносятся на позиции штамповки с помощью механизма переноса 13, 14. Эксцентриковое регулирование закрытой высоты осуществляется от электродвигателя 22 через двухступенчатый червячный редуктор 23 и эксцентриковую ось 24.

Цикловая диаграмма взаимодействия механизмов автомата показана на рис. 4.52, которой представлены графики зависимости перемещений  $S$  рабочих звеньев механизмов от угла  $\alpha$  поворота главного вала:

*I* - ползуна, совершающего ход вниз ( $0 \leq \alpha \leq 180^\circ$ ) и вверх в исходное положение ( $180^\circ \leq \alpha \leq 360^\circ$ );

*II* - каретки механизма переноса, работающей в цикле: перенос заготовок ( $\alpha = 120^\circ$ ) - выстой в переднем положении ( $\alpha = 35^\circ$ ) - возврат в исходное положение ( $\alpha = 170^\circ$ ) - выстой в исходном положении ( $\alpha = 35^\circ$ ); начало переноса заготовок на  $5^\circ$  опережает момент начала перемещения ползуна вниз, т.е. при  $\alpha = 185^\circ$ ;

*III* - захваты (клещи) механизма переноса, работающие в цикле: высотой в сжатом состоянии ( $\alpha = 110^\circ$ ) - разжатие захватов ( $\alpha = 22,5^\circ$ ) - выстой в разжатом состоянии ( $\alpha = 185^\circ$ ) - сжатие захватов ( $\alpha = 22,5^\circ$ ); начало сжатия захватов опережает на  $15^\circ$  момент переноса заготовок и соответственно на  $20^\circ$  момент начала перемещения ползуна вниз, т.е. при  $\alpha = 200^\circ$ ;

*IV* - нижний выталкиватель (из матриц), работающий в цикле: выталкивание заготовок ( $\alpha = 120^\circ$ ) - перемещение в исходное положение ( $\alpha = 240^\circ$ ); начало движения выталкивателя в исходное положение опережает на  $40^\circ$  момент начала перемещения ползуна вниз, т.е. при угле  $\alpha = 220^\circ$ ;

*V* - верхний выталкиватель (из ползуна), работающий в цикле: выстой в исходном положении ( $\alpha = 205^\circ$ ) - выталкивание ( $\alpha = 55^\circ$ ) - выстой ( $\alpha = 45^\circ$ ) - ход в исходное положение ( $\alpha = 55^\circ$ ); остановка верхнего выталкивателя в исходном положении опережает на  $95^\circ$  момент начала перемещения ползуна вниз, т.е. при  $\alpha = 275^\circ$ , когда захваты механизма переноса расжаты.

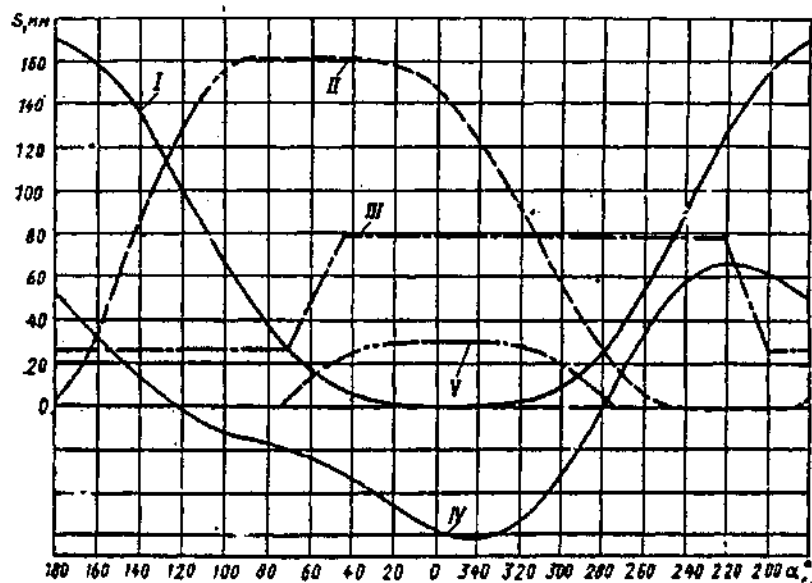


Рис. 4.52. Цикловая диаграмма вертикального многопозиционного холодноштамповочного автомата с усилием 6300 кН

На рис. 4.53 изображен ползун 17 пресса-автомата со встроенными в него коленно-рычажными звеньями 7 и 11, размещенными внутри ползуна. Звенья 7 и 11 соединены с шатуном 8 посредством оси 10.

Ползун сварной, коробчатой формы с бронзовыми накладками на направляющих. Коленно-рычажный механизм подвешен к опоре 4. Звенья 7 и 11 соединены посредством осей 5, 10 и 12 и щеки 18 и 21, прикрепленных к призмам. Щеки 18 и 21 крепятся к призмам болтами и фиксируются штифтами. Верхняя эксцентриковая ось 5 служит для регулирования закрытой высоты пресса и размещается в опоре 4, которая четырьмя шпильками 2 крепится к траверсе 1 пресса и фиксируется шпонкой 3.

Оси 5 и 10 опираются соответственно на вкладыши 6, 9, а также втулку 20 и 22. Фиксация вкладышей 9 обеспечивается планками 16. Нижняя ось 12 неподвижна в осевом направлении и стопорится крышками 19. Средняя ось 10 плавающая, что способствует более равномерному изнашиванию осей и вкладышей. Поперечное смещение коленно-рычажного механизма в ползуне ограничивается боковыми поверхностями щеки эксцентриковой оси 5.

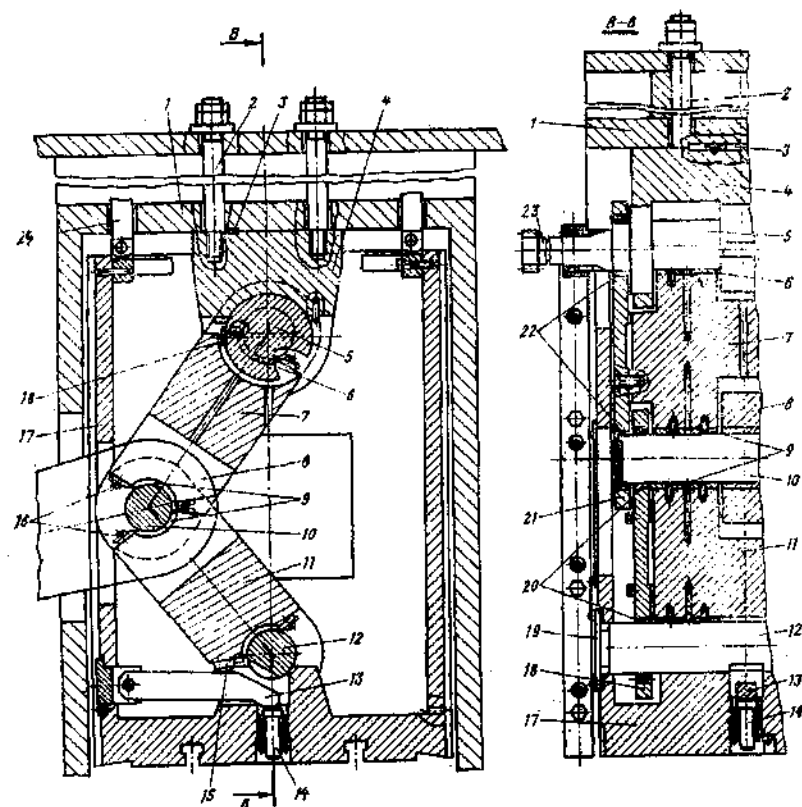


Рис. 4.53. Ползун со встроенными коленно-рычажными звеньями вертикального многопозиционного холодноштамповочного автомата с усилием 6300 кН

Отштампованные детали из верхней половины штампа удаляются верхним выталкивателем 14, приводимым в движение от рычага 13, на который при повороте звена 11 воздействует закрепленный на нем упор 15. Механизм поворота эксцентриковой оси 5 соединен с закрепленной на ней шестерней 23. Масса ползуна 17 уравновешивается пневматическими цилиндрами, штоки которых соединены с тягами 24.

На рис. 4.54 показан механизм переноса с четырьмя парами захватов, смонтированными на каретке 13, совершающей горизонтальное возвратно-поступательное перемещение. Рычаги с захватами 12 вставлены в головки 10 зубчатых валиков 9.

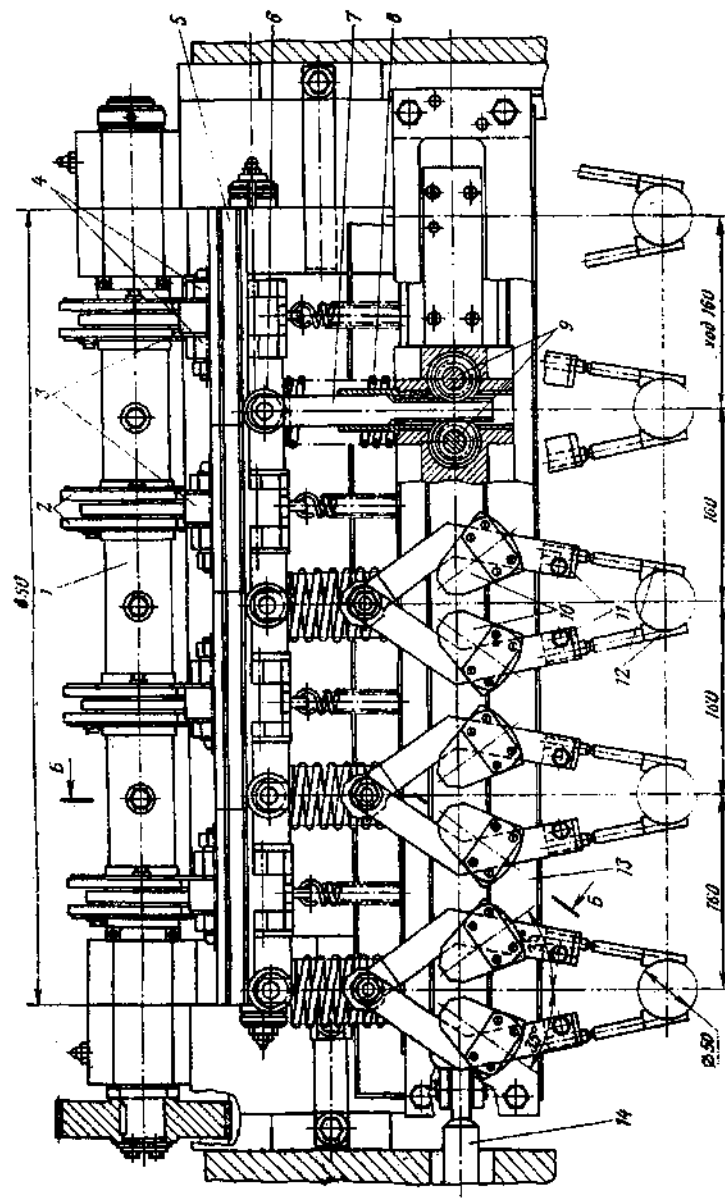


Рис. 4.54. Механизм переноса вертикального многопозиционного холодноштамповочного автомата с усилием 6300 кН

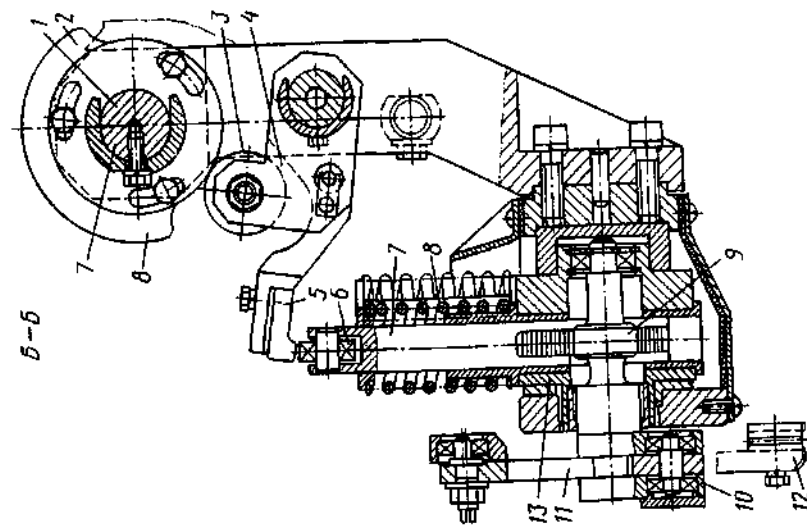


Рис. 4.54. Продолжение

Раскрытие рычагов 11 с захватами осуществляется при опускании подпружиненных вертикальных цилиндрических реек 7. Движение вниз этих реек происходит от четырех регулируемых кулачков 2, установленных на валу 1. При вращении вала кулачки воздействуют через ролики 3, рычаги 4 и линейку 5 на ролики 6. Пружины 8 осуществляют сжатие захватов 12.

Перемещение каретки 13 происходит посредством тяги 14, соединенной посредством рычагов с кулачковым приводом. Возвратно-поступательное перемещение каретки механизма переноса осуществляется пазовым кулачком 1 (рис. 4.55) через ролик 2, рычаг-кулису 3 и серьгу 4. Регулирование положения каретки осуществляется гайкой 5, а хода - винтом 6, который перемещает серьгу 4 вверх или вниз, уменьшая или увеличивая рабочую длину плеча рычага 3. Система блокировки механизма переноса от перегрузки работает следующим образом: при нормальной работе шестерня 13 с закрепленной на ее ступице полумуфтой 11 вращается с одинаковой частотой с валом 12, на котором они установлены. На валу 12 жестко закреплен диск 9 с шариками 10. Посредством этих шариков диск 9 находится в контакте с диском 7 и конечным выключателем 8. Вал 12 приводится во вращение от отдельного привода. При заклинивании каретки механизма переноса происходит остановка рычага 3, кулачка 1 и полумуфты 11, а диск 9 с шпонками 10, повернувшись на определенный угол, смещается вдоль оси вала вправо, и шарики 10 попадают в отверстия полумуфты 11. Происходит смещение наружного диска 7, и срабатывает конечный выключатель 8.

Нижние выталкиватели 15 автомата (рис. 4.56) получают поступательное движение от шатуна 1 главного исполнительного механизма автомата через палец 2, шатунный рычаг 3, тягу 4, шарнирно соединенную пальцем 9, с рычагом 10, тягу 11, рычаг 12 и траверсу 13, в которой установлены пять сферических упоров 14, взаимодействующих с выталкивателями 15.

Для регулирования положения выталкивателей в механизме используют тягу 4 с резьбой и гайками 5, а также стопорное кольцо с винтом 6. При перегрузках предохранительная шпилька, установленная между рычагом 10 и серьгой 7, разрушается. При этом срабатывает конечный выключатель 8, который выключает электродвигатель привода автомата.

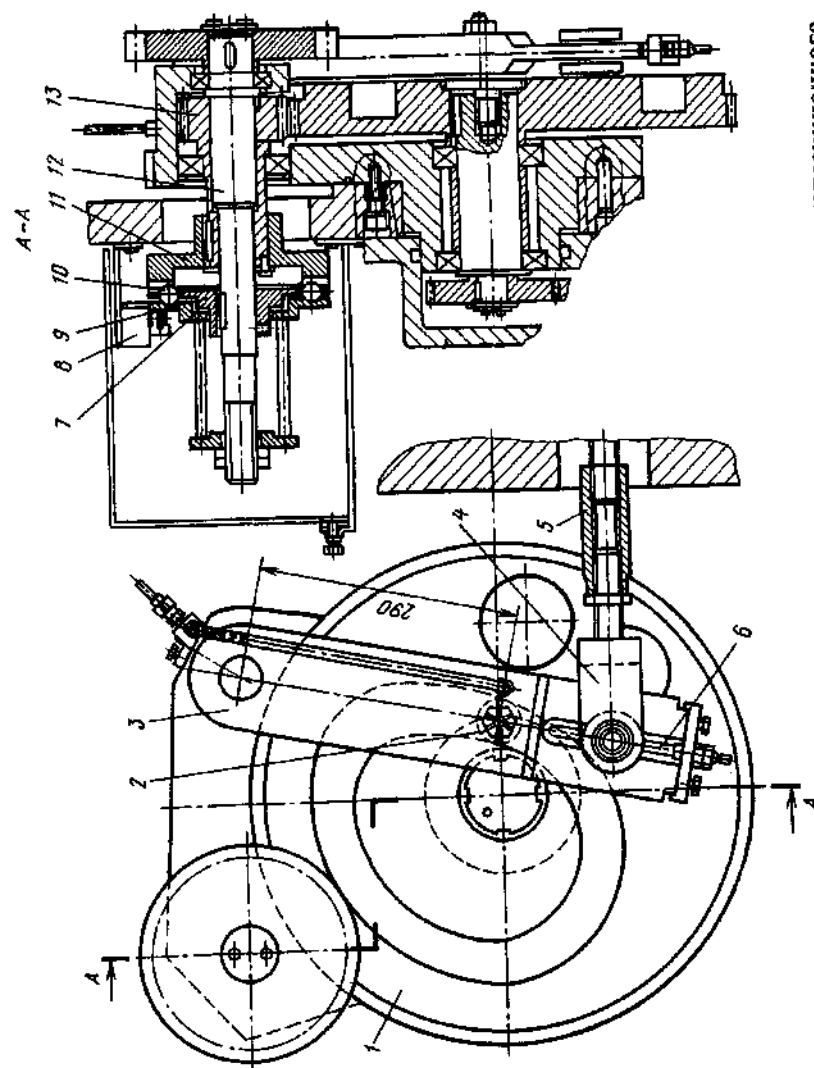


Рис. 4.55. Привод каретки механизма переноса вертикального многопозиционного холодноштамповочного автомата с усилием 6300 кН

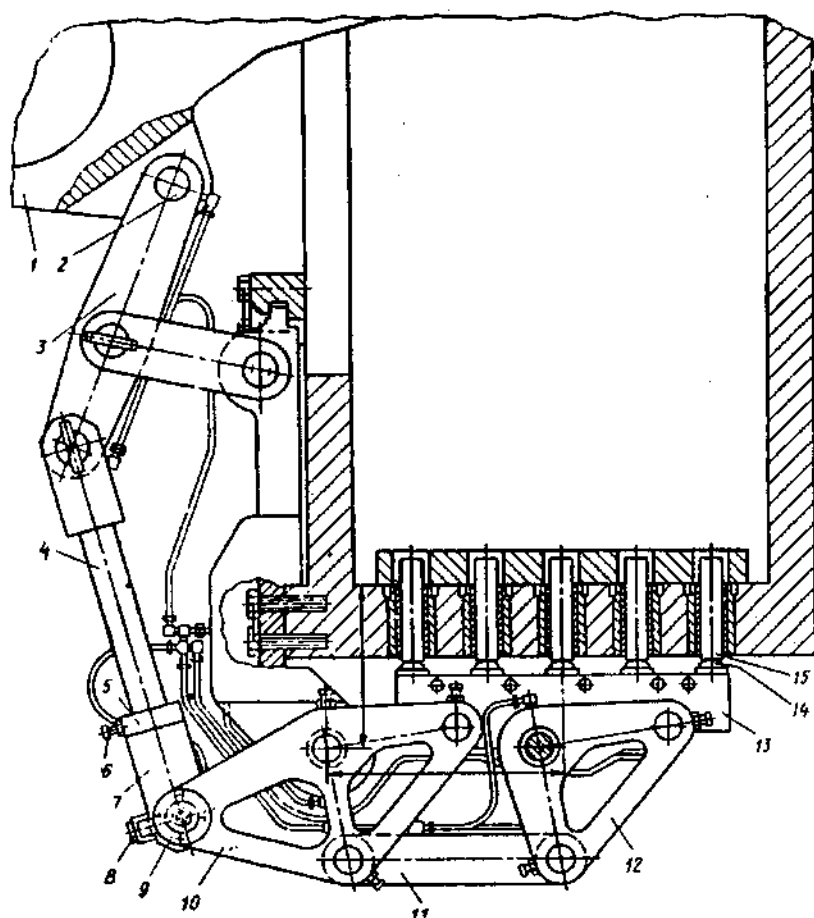


Рис. 4.56. Выталкиватель из матриц вертикального многопозиционного холодноштамповочного автомата с усилием 6300 кН

Фирма Grabener (Германия) изготавливает многопозиционные холодноштамповочные автоматы с главным исполнительным механизмом, также выполненным по схеме кривошипного коленно-рычажного механизма. Этот механизм расположен в нижней части станины, что обеспечивает большую устойчивость автомата на фундаменте и высокую надежность автомата в работе. Автомат

(рис. 4.57) работает следующим образом. От электродвигателя 1 через клиноременную передачу 2 крутящий момент передается маховику 3, а от него посредством зубчатой передачи 4 приводится во вращение кривошипный вал 5. От кривошипного вала с помощью шатуна 6 и рычагов 7 получает возвратно-поступательное движение ползун - рама. На кривошипном валу закреплен кулачок 10, от которого получает движение выталкиватель 8 посредством рычажной системы 9, 11, 12.

Подвижная рама 1 (рис. 4.58) является по существу ползуном. К верхней поперечине рамы крепится плита 4, на которой закрепляется блок пуансонов. Регулируемые направляющие 3 рамы, выполненные в виде призм и расположенные в четырех местах станины 2, имеют отношение длины к ширине 2 - 3. Такое соотношение обеспечивает требуемое направление перемещающейся рамы и предотвращает перекося ее при смещенном положении результирующего усилия во время деформирования заготовки. Стол 5 автомата жестко соединен со станиной.

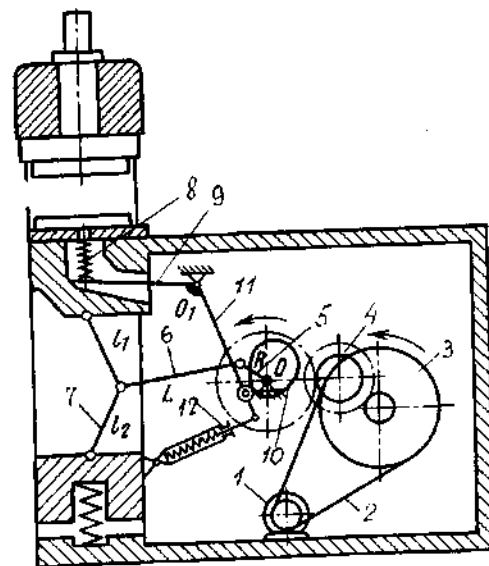


Рис. 4.57. Кинематическая схема вертикального многопозиционного холодноштамповочного автомата с нижним приводом фирмы Grabener (Германия)

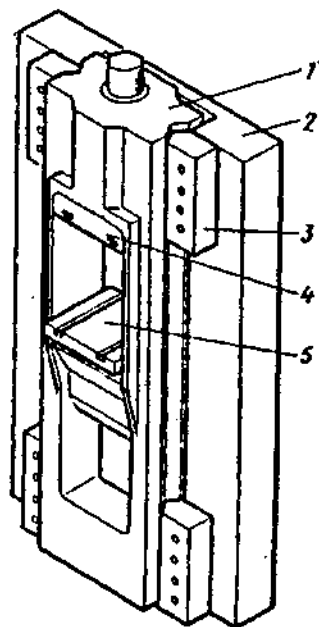


Рис. 4.58. Ползун - рама вертикального многопозиционного холодноштамповочного автомата с нижним приводом фирмы Grabener (Германия)

Технические характеристики автоматов фирмы Grabener представлены в табл. 4.20.

Кривошипный коленно-рычажный главный исполнительный механизм с ползуном, перемещающимся в горизонтальном направлении, применен в однопозиционных холодноштамповочных автоматах для обратного выдавливания деталей типа труб и корпусов конденсаторов из цветных металлов и сплавов.

Кривошипные коленно-рычажные главные исполнительные механизмы имеют многопозиционные автоматы для двустороннего холодного выдавливания поршневых пальцев. Работают эти автоматы следующим образом (рис. 4.59). От электродвигателя 1 посредством клиноременной передачи приводится во вращение маховик со встроенной пневмофрикционной муфтой, закрепленной на консоли приводного вала. На другой консоли этого вала закреплена шестерня 3, передающая крутящий момент зубчатым колесам 4 - 6.

4.20. Основные параметры вертикальных многопозиционных холодноштамповочных автоматов с нижним приводом фирмы Grabener

| Параметр                                      | Номинальное усилие, кН |      |      |      |      |      |        |        |
|-----------------------------------------------|------------------------|------|------|------|------|------|--------|--------|
|                                               | 500                    | 1000 | 1800 | 3600 | 6000 | 8000 | 10 000 | 12 500 |
| Ход ползуна, мм                               | 45                     | 45   | 50   | 60   | 65   | 65   | 70     | 70     |
| Ширина ползуна, мм                            | 320                    | 320  | 390  | 460  | 580  | 600  | 660    | 660    |
| Размеры стола, мм:<br><br>ширина<br><br>длина | 310                    | 310  | 370  | 440  | 550  | 590  | 650    | 750    |
|                                               | 400                    | 400  | 450  | 525  | 620  | 650  | 750    | 650    |
| Число ходов ползуна, мин <sup>-1</sup>        | 110                    | 80   | 60   | 60   | 45   | 45   | 30     | 25     |
| Мощность электропривода, кВт                  | 2,2                    | 4    | 5,5  | 11   | 15   | 22   | 30     | 30     |
| Масса, т                                      | 1,3                    | 2,4  | 3,2  | 6,3  | 13,5 | 17   | 20     | 24     |

## ЭЛЕМЕНТЫ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ И КОНСТРУКЦИЙ АВТОМАТОВ И ИХ МЕХАНИЗМОВ

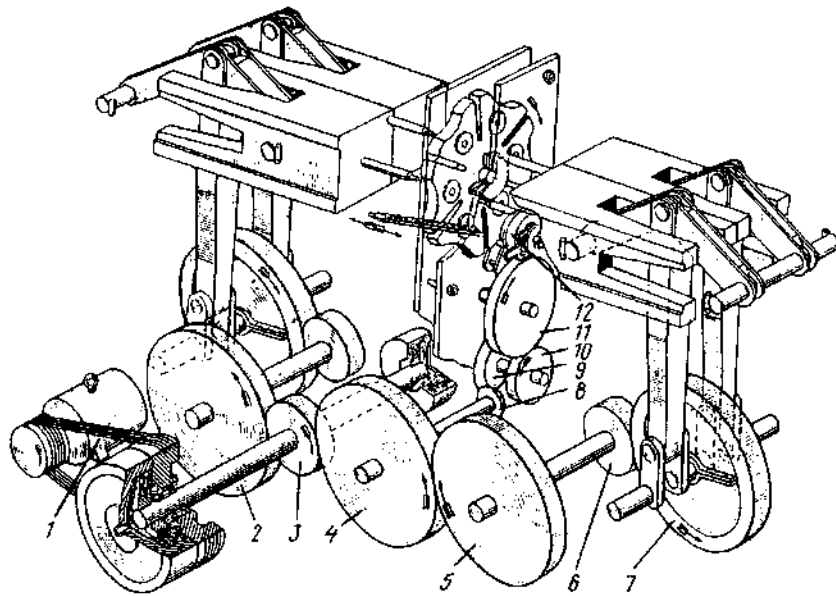


Рис. 4.59. Кинематическая схема автомата для холодного выдавливания поршневых пальцев

Зубчатые колеса 5 и 6 передают крутящий момент - зубчатому колесу 7, установленному на кривошипном валу. Вращение кривошипного вала посредством шатунов и рычагов преобразуется в возвратно-поступательное перемещение ползуна, на котором закреплены пуансоны. Аналогичным образом получает движение второй ползун, перемещающийся навстречу первому посредством коленно-рычажного механизма и зубчатых передач 8 - 12. Далее посредством конической и цилиндрической передач и ролика получает прерывистое вращение матричный блок, расположенный между ползунами.

Постоянно возрастающие требования к повышению качества выпускаемой продукции, в том числе кузнечно-штамповочного производства и важнейшей его составляющей - кузнечно-прессовых машин (КПМ), к повышению их технического уровня и конкурентоспособности, ставят перед учеными и специалистами задачи совершенствования традиционных и создания новых методов расчета в направлении максимально возможного приближения их к реальным условиям эксплуатации.

Традиционно применяемые в кузнечно-прессовом машиностроении методы расчета кузнечно-прессовых машин и автоматов базируются на трудах русских ученых Сторожева М. В. [28], Живова Л. И. и Овчинникова А. Г. [7], Залесского В. И. [8], Ланского Е. Н. [13], Навроцкого Г. А. [20, 21], Игнатова А. А. [10], Власова В. И. [5] и многих других авторов. Однако традиционные методы расчета заведомо предполагают статическое воздействие рабочего органа КПМ на обрабатываемую заготовку и идеализацию расчетного состояния механизмов: отсутствие зазоров в кинематических парах соединения звеньев, пренебрежимо малая величина сил инерции, идеально точное изготовление и сборка и т.п. Реальное состояние механизмов в условиях эксплуатации при расчетах компенсируется созданием так называемого страхового запаса путем применения различных коэффициентов "динамичности", "прочности", "надежности" и других, применение которых приводит к заведомо завышенным расчетным показателям качества КПМ: энерго- и материалоемкости, производительности и надежности и к несоответствию их показателям лучших мировых образцов.

Приведенные в данном разделе методы расчета направлены на уточнение традиционных представлений о состоянии и работе автоматов и их механизмов в условиях, максимально приближенных к реальным.

## 5.1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ И СИНТЕЗ МЕХАНИЗМОВ

В кузнечно-прессовом машиностроении широко используют методы кинематического анализа плоских шарнирных механизмов, целью которого является определение траектории и перемещений, скоростей и ускорений рабочих звеньев по заданным кинематической схеме, размерам звеньев и закону движения начального звена (кривошипа, кулачка). При этом размеры звеньев выбирают почти произвольно, опираясь на ранее созданные механизмы и среднестатистические данные.

Задачи кинематического синтеза - определение размеров звеньев кинематической схемы по заданному закону движения ведущего звена, удовлетворяющих требованиям движения рабочего звена, остаются вне внимания конструкторов ввиду сложности решения задач синтеза в общем виде и неопределенности требований к закону движения рабочего звена (ползуна).

Главный исполнительный механизм (ГИМ), участвующий непосредственно в осуществлении технологического процесса, создании необходимого усилия и запаса энергии для упругопластического деформирования заготовки, и вспомогательные механизмы, обеспечивающие механизацию и автоматизацию технологического процесса, образуют систему цикловых механизмов, функционально связанных между собой и взаимодействующих в соответствии с последовательностью выполнения на автомате замкнутого технологического цикла, начиная от подачи исходной заготовки и завершая выдачей готового изделия.

Согласованное взаимодействие цикловых механизмов автомата определяется цикловой диаграммой, характеризующей зависимость перемещений рабочих звеньев механизмов от угла (времени) поворота основного вала привода главного исполнительного механизма. От того же вала посредством передаточных звеньев (валов, зубчатых колес, рычагов) получают движение рабочие звенья вспомогательных механизмов. Преобразование вращательного движения основного (кривошипного) вала в возвратно-поступательное или качательное перемещение рабочих звеньев механизмов осуществляется посредством жесткой рычажной системы в виде кривошипно-ползунной, кривошипной коленно-рычажной, кривошипно-кулачково-рычажной и, наконец, кулачково-рычажной систем, звенья ко-

торых жестко посредством шарниров соединены между собой и имеют возможность относительного перемещения в зазорах этих шарниров.

Выбор кинематической схемы механизма и его параметров определяется соответствием ее, во-первых, требованиям наиболее эффективного выполнения технологического процесса в заданной последовательности операций штамповки с расчетными значениями деформаций, усилий, скоростей деформации и деформирования и, во-вторых, требованиям обеспечения наилучших показателей качества: надежности, материало- и энергоемкости, точности работы и производительности, техники безопасности и эргономики.

Общие вопросы анализа и синтеза плоских механизмов разработаны русскими учеными Артоболовским И. И., Левитским Н. И., Черкудиновым С. Н. [1], изучены и развиты Решетовым Л. Н. [23], Семеновым М. В. [24], Сумским [30] и др.

Применительно к главным исполнительным и вспомогательным цикловым механизмам автоматов для холодной объемной штамповки основными предпосылками для их анализа и синтеза являются:

во-первых, функциональное назначение механизмов, характеризующее заданным технологическим процессом, особенностями и последовательностью выполнения операций упругопластического деформирования обрабатываемой заготовки, и, соответственно, требования обеспечения наилучших условий выполнения технологического процесса;

во-вторых, условия существования механизмов, определяющие базовые соотношения их звеньев и представляющие собой неравенства вида:

$$a + d \leq b + c \quad \text{при } d > b;$$

$$a + b \leq c + d \quad \text{при } d < b,$$

где  $a, b, c$  - размеры сторон четырехзвенного механизма параллелограмма и антипараллелограмма (рис. 5.1);  $d$  - расстояние между стойками;

в-третьих, закон движения начального звена (кривошипа) при работе механизма без технологической нагрузки должен быть задан функцией изменения его угловой скорости  $\omega$  по времени  $t$  или углу поворота  $\alpha$ :

$$\omega = f(t) \quad \text{или} \quad \omega = f(\alpha) = \text{const.}$$

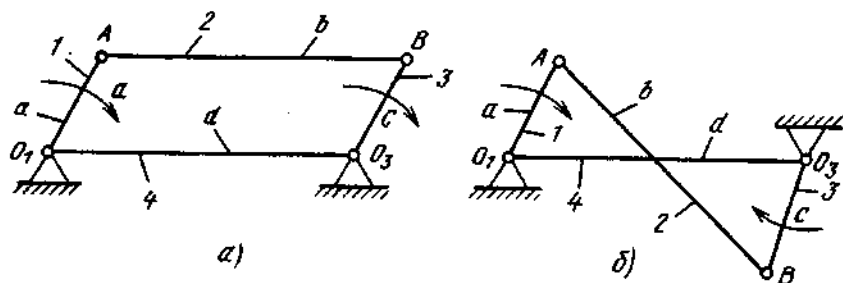


Рис. 5.1. Четырехзвенные механизмы параллелограмма (а) и антипараллелограмма (б)

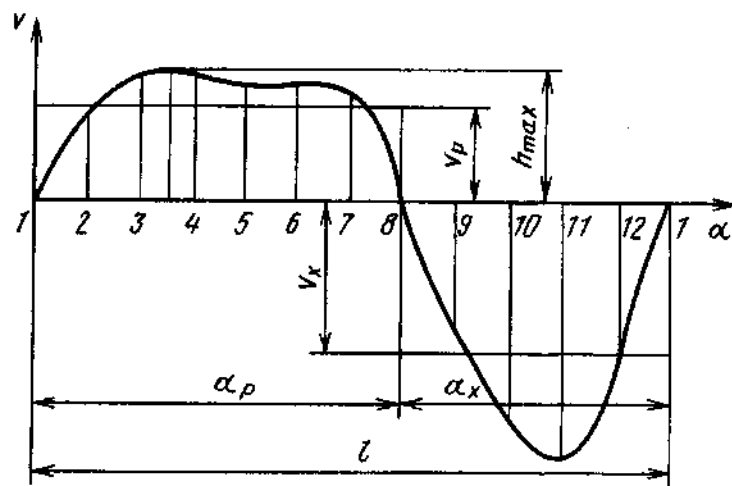


Рис. 5.2. График скорости прямолинейно-поступательно перемещающегося ползуна

При этом также известен коэффициент ускоренности холостого хода  $\mu$ , равный отношению продолжительности (времени) движения рабочего звена (ползуна) вперед  $t_p = \alpha_p / \omega$  к времени (углу поворота кривошипа) движения ползуна назад  $t_x = \alpha_x / \omega$  (рис. 5.2)

$$\mu = t_p / t_x = \alpha_p / \alpha_x = v_p / v_x,$$

где  $v_p$ ,  $v_x$  - средние значения скоростей прямолинейно-поступательного перемещения ползуна при ходе соответственно вперед-назад.

Поскольку  $\alpha_p + \alpha_x = 2\pi$ , то

$$t_p + t_x = t_p(1 + 1/\mu) = 60/n.$$

Отсюда находим  $t_p = 60 / [(1 + 1/\mu)n]$ .

При ходе ползуна  $S_0 = v_p t_p$   $S_0 = 60 v_p / [(1 + 1/\mu)n]$ .

По заданным значениям хода ползуна  $S_0$ , скорости прямого хода  $v_p$  и коэффициенту ускоренности  $\mu$  определяют частоту ходов ползуна

$$n = 60 v_p / [(1 + 1/\mu) S_0].$$

Собственно кинематический анализ механизмов целесообразнее осуществлять методом векторных контуров [1, 24, 30]. Согласно этому методу схема плоского рычажного механизма, располагаемая в прямоугольной системе координат XOY, представляется как замкнутый многоугольник, состоящий в зависимости от сложности механизма из одного или нескольких замкнутых контуров. Условия замкнутости записывают в векторной форме или в виде проекций на оси координат.

## 5.2. КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННЫЙ МЕХАНИЗМ

Основными элементами четырехзвенного с низшими кинематическими парами кривошипно-ползунного механизма (рис. 5.3) являются: ведущее звено 1 длиной  $OA = R$  - кривошип, вращающийся, при отсутствии технологической нагрузки, с постоянной угловой скоростью  $\omega = \text{const}$ ; передаточное звено 2 длиной  $AB = L$  - шатун, совершающий сложное плоскопараллельное движение, вращательное вместе с кривошипом и поступательное вместе с ползуном; рабочее звено 3 - ползун и, наконец, неподвижное звено 4 - станина, в которой располагается опора (т. О) кривошипа и направляющие ползуна.

Положение ползуна в любой промежуток времени  $t$  определяется углом поворота кривошипного вала  $\alpha = \omega t$  и углом наклона шатуна к траектории перемещения ползуна - углом давления  $\beta = \arcsin(\lambda \sin \alpha)$ ,  $\lambda = R/L$ .

В большинстве автоматов для холодной объемной штамповки применяют конструкции центрального кривошипно-ползунного механизма, в котором траектория перемещения ползуна ОХ пересекает ось вращения кривошипа.

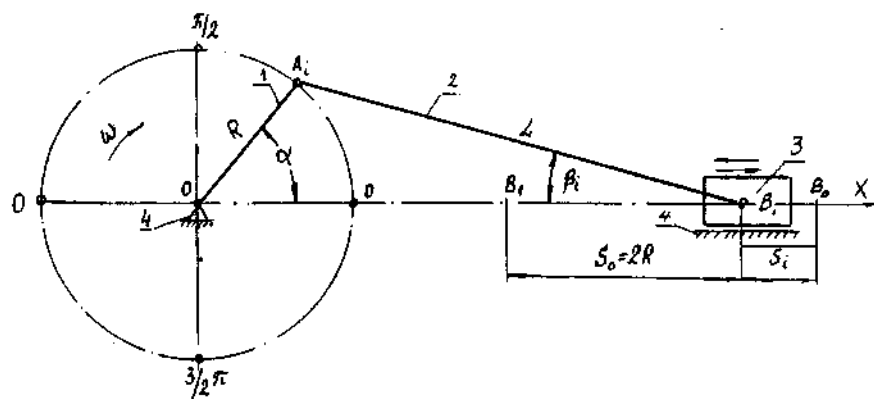


Рис. 5.3. Расчетная схема  
центрального кривошипно-ползунного механизма

Исходными величинами для определения текущих значений кинематических параметров ползуна являются: полный ход ползуна  $S_0$ , радиус кривошипа  $R = \text{const}$ , длина шатуна  $L = \text{const}$ , угловая скорость вращения кривошипа  $\omega$  и одна независимая переменная - угол  $\alpha$  поворота кривошипа.

Полный ход ползуна назначают в зависимости от выполняемого технологического процесса и своевременности срабатывания вспомогательных механизмов. В однопозиционных автоматах последовательного действия, у которых основной и наиболее продолжительной технологической операцией является высадка утолщения на конце стержня и длина заготовки  $l_3$  больше длины изделия  $l_{\text{изд}}$ , наибольшую длину рабочего хода имеет механизм выталкивания, полный ход ползуна выбирают из соотношения  $S_0 \geq l_3$ .

Длина заготовки

$$l_3 = l_{\text{ст}} + h_0,$$

где  $l_{\text{ст}}$  - длина стержневой части изделия;  $h_0$  - длина (высота) части заготовки, идущей на формообразование утолщения; ее рассчитывают из условия равенства объемов  $V_y$  утолщения изделия и части заготовки  $V_0$  на его формообразование.

$$V_y = V_0 = 0,785 d_0^2 l_0,$$

где  $d_0$  - диаметр заготовки.

Радиус кривошипа  $R$  выбирают из условия обеспечения полного хода ползуна из крайнего переднего до крайнего исходного (начального) положения, соответствующих углам поворота  $\alpha$  кривошипа  $\alpha = \pi$  и  $\alpha = 0$  т.е.

$$S_0 = 2R \text{ и } R = S_0/2.$$

В многопозиционных автоматах параллельно-последовательного действия, у которых основной технологической операцией является выдавливание прямым или обратным способом, имеет место обратное условие, т.е. длина заготовки меньше длины изделия,  $l_3 < l_{\text{изд}}$ .

Полный ход ползуна должен назначаться из условий обеспечения возможностей заталкивания отрезанной заготовки в матрицу, деформирования заготовки, выталкивания изделия из матрицы после штамповки и, наконец, обеспечения своевременного транспортирования (переноса) полуфабриката между позициями штамповки,

$$S_0 \geq l_{\text{изд}} + 2A/3,$$

где  $A$  - расстояние между позициями штамповки, равное ходу каретки механизма переноса,

$$A = 0,5(D_{m1} + D_{m2}) + h_n,$$

здесь  $D_{m1}$ ,  $D_{m2}$  - диаметры посадочных отверстий матрицы;  $h_n$  - толщина перемычки между матрицами,

$$h_n = (1,0 - 1,2)d_0 \approx 1,15d_0.$$

Длину шатуна  $L$  выбирают из условия обеспечения: наименьшей нагрузки, действующей на шатун, которая должна быть примерно равной величине наибольшего технологического усилия, наименьшей нагрузки на направляющие; наименьшего крутящего момента на кривошипном валу и, наконец, наименьшего возможного продольного (для автоматов горизонтального исполнения) или вертикального (для автоматов вертикального исполнения) габаритного размера, характеризуемого величиной  $2R + L$ .

На основе обобщения данных лучших образцов автоматов отечественного и зарубежного производства установлено, что эти условия выполняются при  $0,1 \leq \lambda = R/L \leq 0,2$ , что при  $\alpha = \pi/2$  соответствует значениям наибольшего угла давления механизма в диапазоне  $5^\circ \leq \beta \leq 11^\circ 30'$ , когда  $\cos \beta = 0,9962 \dots 0,9799 \approx 1$ .

Согласно расчетной схеме механизма (см. рис. 5.3) текущие значения перемещения ползуна в зависимости от переменных значений углов  $\alpha$  и  $\beta$  рассчитывают по формуле

$$S_i = OB_0 - OB_i = R[(1 - \cos \alpha) + 1/\lambda(1 - \cos \beta)] = RK_s. \quad (5.1)$$

Дважды дифференцируя это уравнение по времени при  $\alpha = \omega t$ , получают формулы для расчета текущих значений скорости и ускорения ползуна:

$$v_i = \frac{dS_i}{dt} = \omega R(\sin \alpha + \cos \alpha \operatorname{tg} \beta) = \omega RK_v;$$

$$a_i = \frac{d^2 S_i}{dt^2} = -\omega R(\cos \alpha + \sin \alpha \operatorname{tg} \beta + \lambda \cos^2 \alpha / \cos^3 \beta);$$

$$\sin \beta = \lambda \sin \alpha; \quad \cos \beta = (1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{1/2};$$

$$\operatorname{tg} \beta = \lambda \sin \alpha / (1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{1/2}.$$

Наибольших значений кинематические параметры достигают при углах поворота кривошипа соответственно:

перемещение  $S_i = S_0 = 2R$  при  $\alpha = \pi$  и  $\beta = 0$ ;

скорость  $v_i = \omega R$  при  $\alpha = \pi/2$  и  $v_i = -\omega R$  при  $\alpha = 3/2\pi$ ;

ускорение  $a_i = -\omega^2 R(1 + \lambda)$  при  $\alpha = 0$  и  $a_i = \omega^2 R(1 - \lambda)$  при  $\alpha = \pi$ .

При построении графиков изменения кинематических параметров по углу поворота кривошипного вала, необходимых для анализа цикловой диаграммы взаимодействия всех механизмов относительно главного исполнительного механизма и используемых в процессе наладки технологического процесса, когда необходимо знание величин кинематических параметров ползуна относительно его крайнего положения, характеризующего момент окончания штамповки, отсчет углов поворота выполняют в сторону, обратную вращению кривошипа. При этом полученные расчетом значения параметров (штриховые линии на рис. 5.4) при изменении  $\alpha$  от 0 до  $360^\circ$  (по часовой стрелке) смещают на  $180^\circ$ , перенося начало координат в точку, соответствующую крайнему переднему положению ползуна (т.  $B_0$  и  $\alpha = 0$  на рис. 5.3). Полученные графики (сплошные линии на рис. 5.4) используют для определения кинематических параметров по заданной величине - длине заготовки  $l_{\text{заг}}$ , соответствующей недоходу  $S_n$  ползуна до крайнего переднего положения.

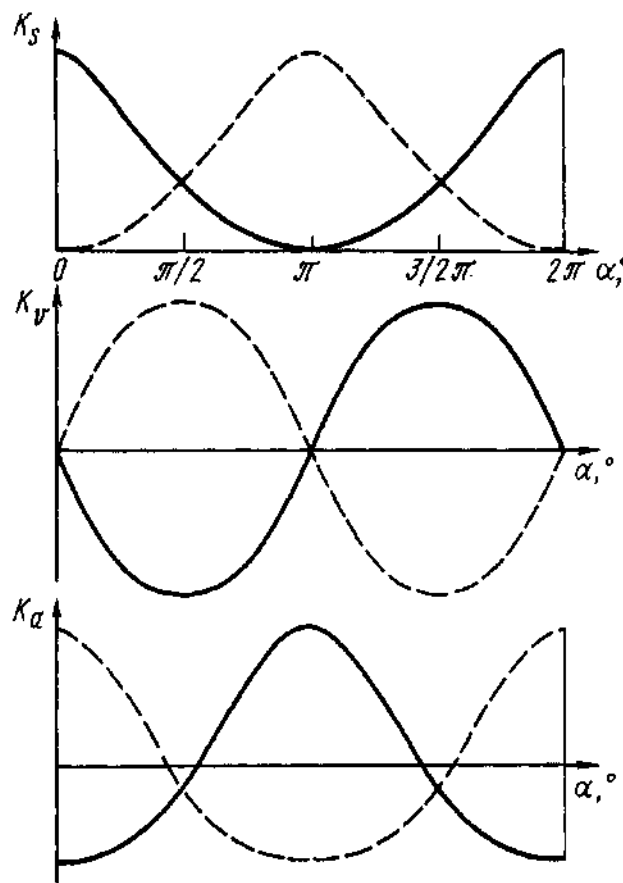


Рис. 5.4. Графики изменения аналогов перемещений  $K_s$ , скоростей  $K_v$  и ускорений  $K_a$  ползуна центрального кривошипно-ползунного механизма

Угол поворота кривошипа, соответствующий началу технологической операции, когда  $S_i = S_n$  можно рассчитывать по формуле, полученной из зависимости (5.1) при  $\cos \beta = 1$

$$\alpha = \arccos(1 - S_n / R).$$

При этом погрешность  $\Delta$  расчета для переменных значений  $0,1 \leq \lambda \leq 0,2$  и  $\alpha \leq 30^\circ$  будет находиться в диапазоне  $0,125 \% \leq \Delta \leq 0,5 \%$ .

Ограничение применения кривошипно-ползунного механизма преимущественно операциями высадки со степенями деформации  $\psi \leq 0,5 \dots 0,6$  и выдавливания со степенью деформации  $\psi \leq 0,3$  определяется особенностями кинематической схемы, при которой в конце хода ползуна все звенья нагружаются наибольшим технологическим усилием, жесткость силовой системы (см. ниже) во многом определяется размерами шатуна (длиной и сечением), а регулирование скорости деформирования и деформации возможно только путем изменения (как правило, снижения) угловой скорости вращения кривошипа и, соответственно, производительности автомата.

### 5.3. КРИВОШИПНЫЙ КОЛЕННО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ

Шестизвенный кривошипный коленно-рычажный главный исполнительный механизм (рис. 5.5) представляет собой сочетание двух механизмов: трехзвенного кривошипно-шатунного  $OAB$  с ведущим звеном кривошипом  $OA = R$  и ведомым звеном шатуном  $AB = L$  и четырехзвенного коромысло-рычажного  $CBГ$  с качающимся коромыслом  $CB$  длиной  $CB = l_1$  и рычагом  $БГ = l_2$ , связанным с ползуном и совершающим плоскопараллельное движение. Обычно принимают  $l_1 = l_2 = l$ . Сочетание этих разновидностей создает два вида исполнения кривошипно-коленного механизма в зависимости от конечного положения шарнира  $B$ , связующего коромысло, шатун и присоединенное звено. Если траектория качательного движения этого шарнира пересекает линию  $CD_0$  распрямления (совмещения) звеньев, то ползун совершает за один оборот кривошипа два двойных хода, если не пересекает, - то один ход.

Но этим не исчерпывается кинематическое многообразие исполнительных механизмов кривошипных коленно-рычажных механизмов, которые для изменения закрытой высоты автомата снабжаются дополнительной кинематической парой  $E$ . Если эта пара (клиновое устройство или винтовое соединение) смонтировано на ползуне (рис. 5.5, в), то изменение закрытой высоты не отражается на положении звеньев механизма относительно центра кривошипа. Если же эта пара введена между коромыслом и стойкой (рис. 5.5, а и б), то положение звеньев механизма определяется двумя аргументами: углом поворота кривошипа  $\alpha$  и установленной величиной регулировки закрытой высоты.

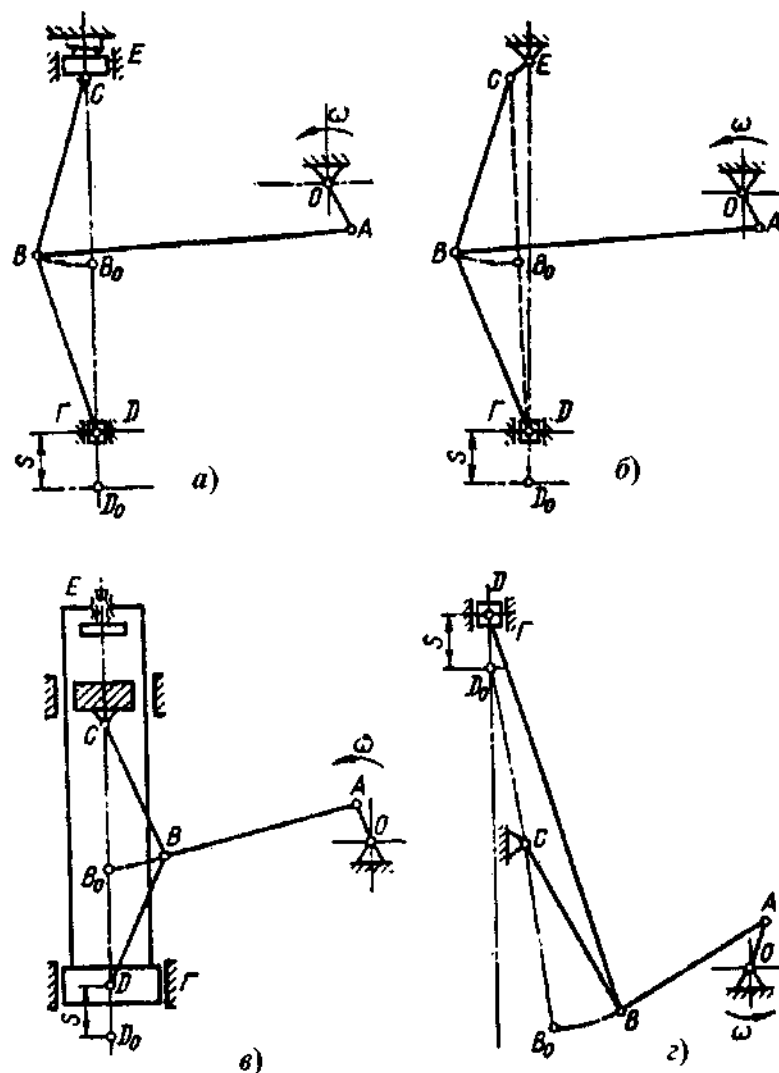


Рис. 5.5. Варианты кинематических схем кривошипных коленно-рычажных механизмов

Особенностью схемы (рис. 5.5, а) является сочетание тянущего шатуна и толкающего присоединенного звена.

Другая схема (рис. 5.5, б) отличается "плаванием" центра кинематической пары С при регулировке закрытой высоты автомата не только в направлении перемещения ползуна, но и перпендикулярно к нему. Поэтому линия  $CD_0$  такого механизма не совпадает с осью ползуна. Механизм на рис. 5.5, в имеет толкающее присоединенное звено и толкающий шатун.

В отличие от рассмотренных механизмов на рис. 5.5, г имеет тянущее присоединенное звено, а также смещенный относительно оси ползуна центр кинематической пары С.

Классификация механизмов прессов [4] в зависимости от структуры и взаимного расположения кинематических пар приведена на рис. 5.6. Ее преимущество - в возможности аналитического выражения особенностей каждой разновидности, что позволяет установить кинематические схемы обобщенного механизма и на их основе разработать обобщенные уравнения для расчета кинематических параметров на ЭВМ.

В прессах и автоматах для холодной объемной штамповки с кривошипным коленно-рычажным главным исполнительным механизмом применяют схему, у которой траектория качательного движения шарнира  $C_0$  (рис. 5.7) не пересекает траекторию перемещения ползуна. Крайнее положение ползуна (т.т.  $B_0$  и  $B_1$ ) определяются отклонением коромысла на угол  $\psi_0$  и распрямленным положением коромысла  $O_1C_0 = O_1D$  и рычага  $C_0B_0 = DB_1$  таким образом, что  $O_1B_1 = O_1D + DB_1 = 2l$  и полный ход ползуна

$$S_0 = 2l(1 - \cos \psi_0).$$

Анализ конструкций таких механизмов, применяемых в прессах и автоматах различного назначения, показал, что значения углов полного размаха коромысла находятся в диапазоне  $32^\circ \leq \psi_0 \leq 42^\circ$  и, следовательно, соотношение  $S_0/l$  соответствует величине

$$0,3 \leq \frac{S_0}{l} \leq 0,5.$$

Учитывая, что с увеличением угла  $\psi_0$  габаритные размеры механизма уменьшаются, для дальнейших расчетов принимаем значение этого соотношения  $S_0/l = 0,5$ , что при заданной величине полного хода ползуна  $S_0$  соответствует  $l = 2,0S_0$  и  $\psi_0 = 41^\circ 25'$ .

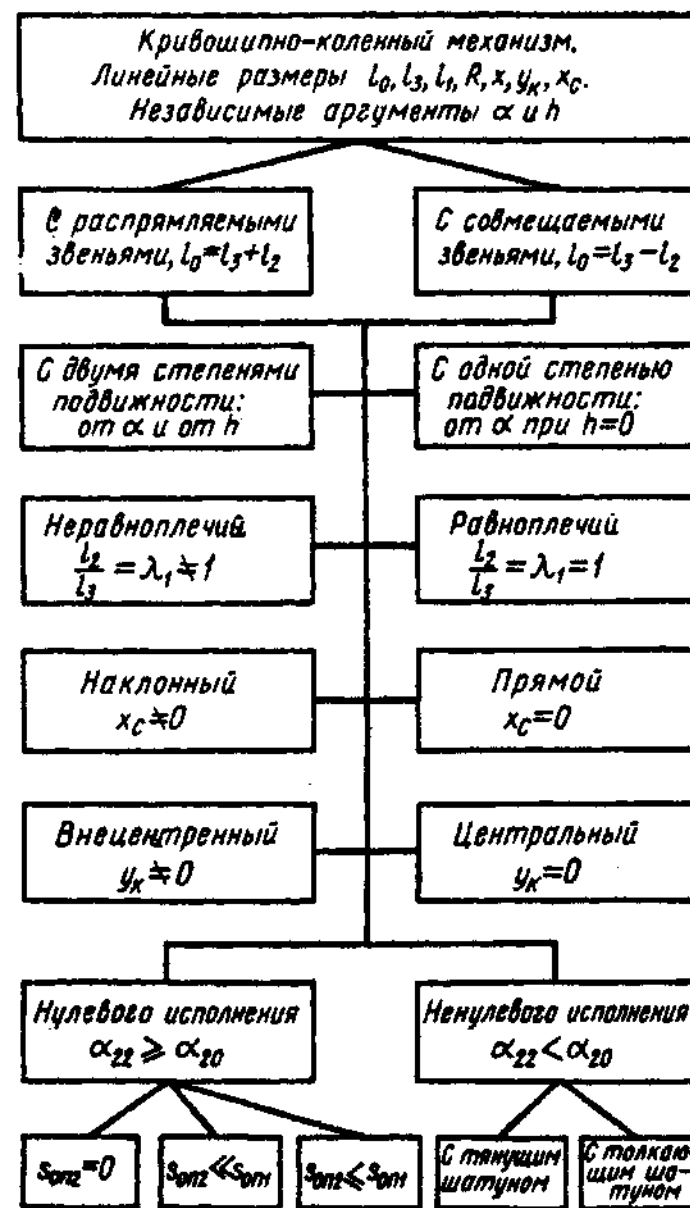


Рис. 5.6. Классификация схем кривошипных коленно-рычажных механизмов

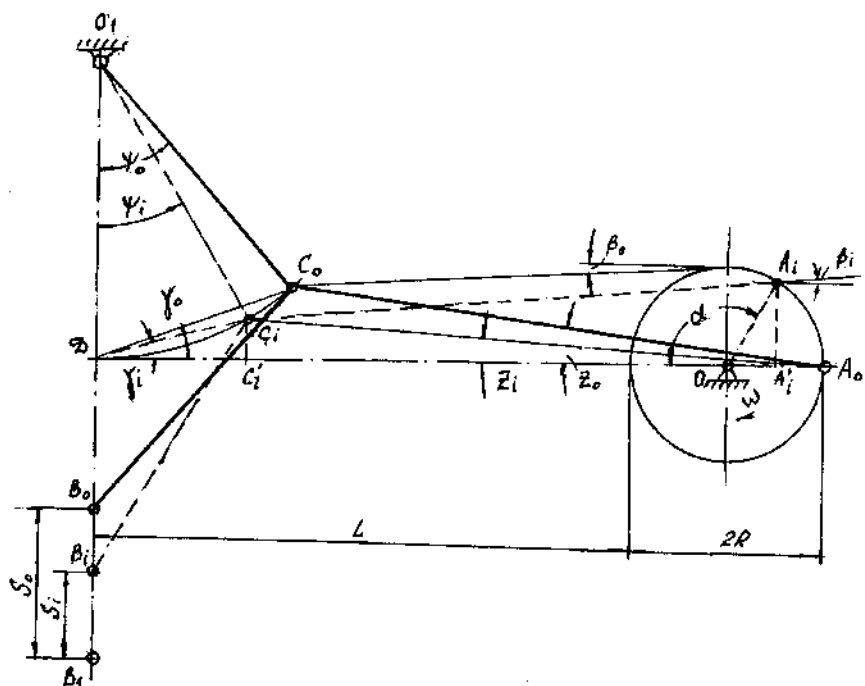


Рис. 5.7. Расчетная схема кривошипного коленно-рычажного механизма

Текущие перемещения ползуна определяются зависимостью

$$S_i = OB_i - OB_0 = 2l(1 - \cos \psi_i).$$

Поскольку привод ползуна осуществляется от кривошипного вала, необходимо установить зависимость между углами, характеризующими положение ползуна в каждый момент перемещения ползуна  $\psi_i = f(\alpha) \neq \text{const}$  и размерами звеньев механизма.

Для этого следует воспользоваться такими условиями:

$$2l \sin^2 \frac{\psi_i}{2} = R \sin \alpha - L \sin \beta_i \quad (5.2)$$

$$2l \sin^2 \frac{\psi_i}{2} = L \sin Z_i \quad (5.3)$$

Из уравнения (5.3) получаем

$$\sin Z_i = 2 \frac{l}{L} \sin^2 \frac{\psi_i}{2}. \quad (5.4)$$

Угол  $Z_i$  влияет на равномерность движения ползуна на фазах его перемещения при прямом ( $0 \leq \alpha \leq \pi$ ) и обратном ходах ( $\pi \leq \alpha \leq 2\pi$ ) и величину усилия, действующего на шатун. Чем меньше величина этого угла, тем равномернее перемещается ползун (проекции шатуна на горизонтальные оси  $DA_0$  приближаются друг к другу) и тем больше усилие, действующее на шатун, соответствует усилию на ползун при выполнении технологической операции. Эти условия выполняются при  $\cos Z_i \approx 1,0$ . Но так как  $Z_i = Z_0 \neq 0$ , то с погрешностью не более 1 % можно принять  $Z_0 = 8^\circ$  ( $\cos 8^\circ = 0,9903$ ). Тогда согласно (5.4) находим величину соотношения длины коромысла  $l$  и шатуна  $L$ :

$$\frac{l}{L} = 0,54; \quad L = 3,7S_0.$$

Решая совместно (5.2) и (5.3), находим

$$L \sin Z_i = R \sin \alpha - L \sin \beta_i;$$

$$\frac{R}{l} \sin \alpha = \sin Z_i + \sin \beta_i.$$

При  $\alpha = \frac{\pi}{2}$ ,  $\psi_i = \frac{\psi_0}{2}$ ,  $\beta_i \leq \beta_0 = 8^\circ$  находим

$$R/L = 0,1788 \text{ и } R/l = 0,3307; \quad R = 0,6614S_0.$$

Из условия  $DA_0 - A'_iA_0 = DC'_i + C'_iA'_i$  находим

$$L + R(1 - \cos \alpha) = l \sin \psi_i + L \cos Z_i \text{ и при } \cos Z_i = 1;$$

$$\sin \psi_i = \frac{R}{l}(1 - \cos \alpha) = \lambda(1 - \cos \alpha).$$

Подставив это значение  $\sin \psi_i$  в уравнение текущего перемещения ползуна, получим окончательное уравнение для расчета текущих значений перемещения ползуна

$$S_i = 2l \left\{ 1 - \sqrt{1 - \left[ \frac{R}{l} (1 - \cos \alpha) \right]^2} \right\} = 2lK_s. \quad (5.5)$$

При размерах звеньев  $l = 2S_0$  и  $R = 0,6614S_0$  и крайних положениях ползуна, определяемых углом поворота кривошипного вала, находим: при  $\alpha = 0$   $K_s = 0$  и  $S_i = 0$ ; при  $\alpha = \pi$   $K_s = 0,25$  и  $S_i = 0,5l$ .

Дифференцируя дважды выражение (5.5), получим формулы для расчета текущих и наибольших значений скоростей и ускорений ползуна при различных углах поворота кривошипного вала:

$$v_i = \frac{dS_i}{dt} = 2\omega l \lambda^2 \frac{(\sin \alpha + 1/2 \sin 2\alpha)}{\{1 - [\lambda(1 - \cos \alpha)]^2\}^{1/2}} = 2\omega \lambda^2 K_v;$$

$$a_i = \frac{d^2 S_i}{dt^2} = 2\omega^2 R \lambda \left\{ \frac{\cos \alpha - \cos 2\alpha}{\{1 - [\lambda(1 - \cos \alpha)]^2\}^{1/2}} + \frac{\lambda^2 (1 - \cos \alpha)^2 \sin^2 \alpha}{\{1 - [\lambda(1 - \cos \alpha)]^2\}^{3/2}} \right\} = 2\omega^2 R \lambda K_a.$$

Скорость ползуна получает наибольшие значения при  $\alpha = \frac{\pi}{2}$ :

$$(v_i)_{\max} = 2\omega l \lambda^2 / (1 - \lambda^2)^{1/2}.$$

Графики изменения аналогов перемещения  $K_s$  и скорости  $K_v$  ползуна, рассчитанные по этим формулам, представлены на рис. 5.8.

#### 5.4. КУЛАЧКОВО-РЫЧАЖНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Кулачково-рычажные механизмы относят к универсальным устройствам, обеспечивающим наиболее полное выполнение требований согласованной и надежной работы всех исполнительных механизмов, преобразование плоского непрерывного поступательного или вращательного движения ведущего звена (кулачка) практически в любое прерывистое (с остановками) плоское или пространственное движение рабочего звена по любому закону его движения. Именно с помощью кулачково-рычажных механизмов удается выбрать оптимальные конструктивные решения по компоновке автоматов с минимальными габаритными размерами и массой.

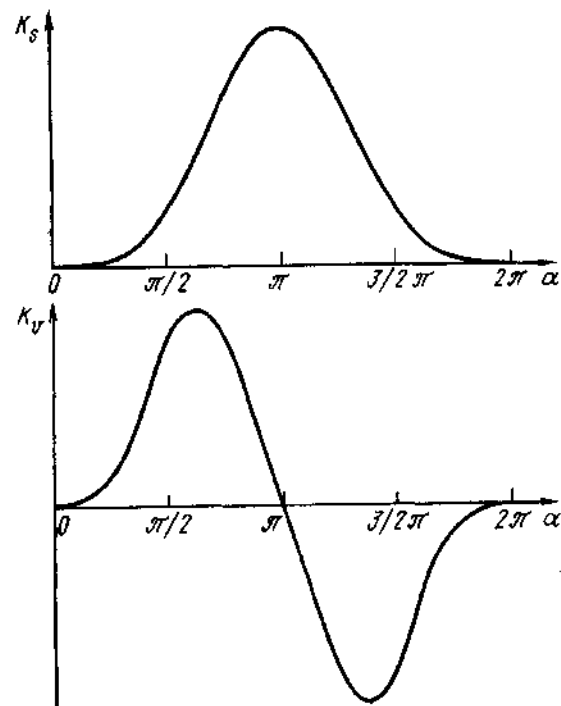


Рис. 5.8. Графики изменения аналогов перемещения  $K_s$  и скорости  $K_v$  кривошипного коленно-рычажного механизма

Кулачковые механизмы содержат высшие кинематические пары, требующие для обеспечения надежной работы повышенного внимания не только к точности изготовления и сборки, но, в первую очередь, к точности расчета координат профиля в соответствии с требованиями обеспечения функционального назначения по заданному закону движения ведомого звена и цикловой диаграмме взаимодействия.

Главным ограничительным фактором области применения этих механизмов является наибольшая величина контактного напряжения между роликом и кулачком, которая для закаленных сталей контактной пары не превышает  $[\sigma_k] = 1200 \dots 1500$  МПа.

Главные элементы кулачково-рычажных механизмов, кулачки и ведомые звенья (толкатели) по конструктивному исполнению и характеристике перемещения делят на следующие типы (рис. 5.9):

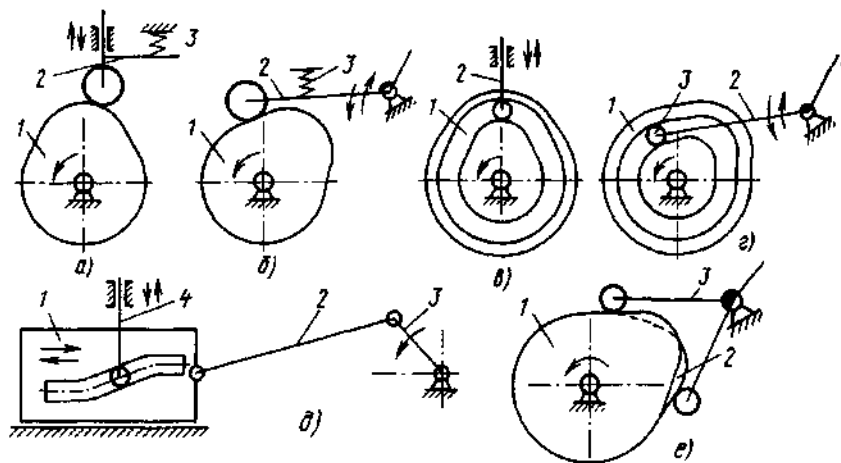


Рис. 5.9. Схемы кулачково-рычажных механизмов автоматов для холодной объемной штамповки

- с дисковым вращающимся кулачком 1 (рис. 5.9, а) и возвратно-поступательно перемещающимся ведомым звеном 2 (толкателем), которое может выполнять непосредственно роль рабочего звена или служить передаточным элементом к рабочему звену. Постоянный контакт пары кулачок-ролик обеспечивается силовым замыканием посредством пружины 3, пневмо- или гидроцилиндра. Траектория перемещения центра ролика может пересекать ось вращения кулачка (центральный механизм) или быть смещенной влево или вправо относительно этой оси (смещенный механизм);

- с дисковым вращающимся кулачком 1 (рис. 5.9, б), качающимся толкателем 2 и силовым замыканием 3 контактной пары кулачок-ролик;

- с пазовым дисковым вращающимся кулачком 1, возвратно-поступательно (рис. 5.9, в) или качательно (рис. 5.9, г) перемещающимся толкателем 2 и геометрическим (кинематическим) замыканием пары ролик 3 - кулачок 2, выполненный в виде замкнутой дорожки (паза) на кулачке;

- с пазовым плоским кулачком, закрепленным на возвратно-поступательно перемещающемся ползуне 2 (рис. 5.9, д), приводимым в движение посредством шатуна 2 и кривошипной шайбы 3. При этом толкатель 4 может совершать возвратно-поступательное или качательное перемещение;

- с двумя дисковыми вращающимися кулачками 1 и 2 (рис. 5.9, е), приводящими в качательное движение двуплечий рычаг 3, обеспечивающий геометрическое замыкание контактной пары кулачок-ролик;

- с цилиндрическим пазовым вращающимся кулачком 1 (рис. 5.10), подобным червяку червячной передачи, и толкателем 2, совершающим сложное перемещение в зависимости от его крепления относительно кулачка.

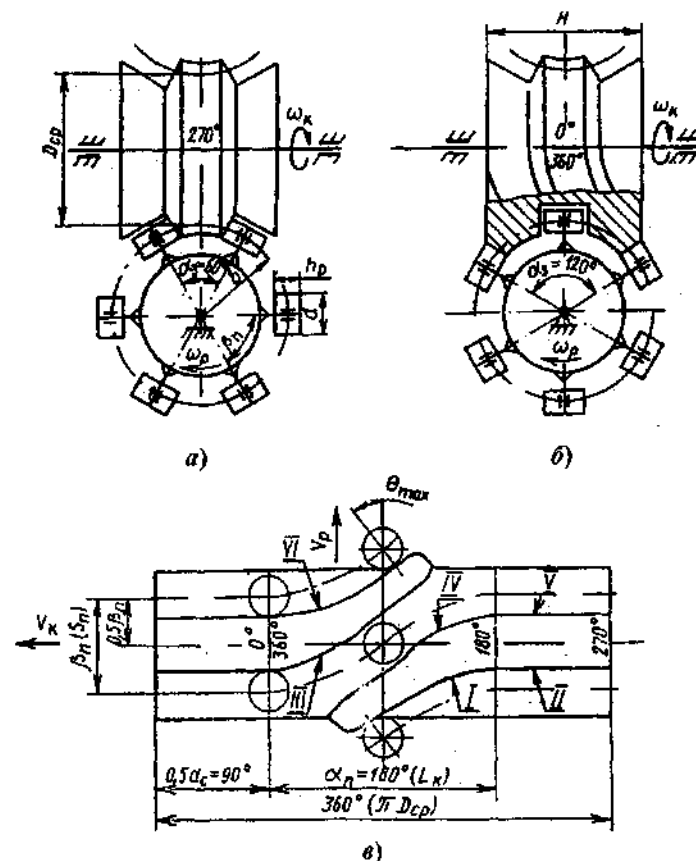


Рис. 5.10. Схема механизма прерывистого действия с глобондальным кулачком:

а - угол зацепления 60°; б - угол зацепления 120°;  
в - развертка глобондальной поверхности кулачка по среднему диаметру на плоскость

Каждая из перечисленных конструктивных схем кулачковых механизмов имеет преимущества и недостатки по сравнению с остальными:

- механизм по схеме "а" (см. рис. 5.9) конструктивно наиболее прост и обеспечивает возможность получения нулевых значений угла давления (центральный механизм) в начальный и конечный моменты перемещения центра ролика толкателя, соответствующие нулевым значениям его скорости и ускорения в эти моменты, что положительно отражается на надежности работы контактной пары кулачок-ролик. Основные недостатки механизма: во-первых, ограниченная величина предельно допустимого значения угла давления ( $30^\circ$ ) и, как результат, недостаточно высокий коэффициент полезного действия ( $\text{КПД} < 0,7$ ) и, во-вторых, необходимость применения силового замыкания контактной пары и повышенная чувствительность к погрешностям изготовления и сборки, которые отрицательно сказываются на надежности работы механизма;

- механизм по схеме "б" обеспечивает получение значительно больших предельных величин угла давления ( $45 - 60^\circ$ )  $\text{КПД} = 0,85 \dots 0,9$ . Основной недостаток тот же, что и у механизма, выполненного по схеме "а" - силовое замыкание;

- механизмы по схеме "в" и "г" свободны от главного недостатка предыдущих схем, но их применение ограничено возможностями изготовления замкнутого пазового профиля с необходимой точностью;

- механизм по схеме "д" обладает недостатками схем "в" и "г" и кроме того не обеспечивает равномерного движения кулачка с постоянной скоростью и наименьших по сравнению с другими схемами габаритных размеров;

- механизм по схеме "е" лишен недостатков предыдущих схем, удобно встраивается в конструкции средств автоматизации и обеспечивает высокий КПД ( $0,8 - 0,9$ ), что способствует преимущественному его применению в прессах и автоматах отечественного и зарубежного производства.

В механизмах автоматов для холодной объемной штамповки обычно применяют четырехучастковую тахограмму движения, характеризуемую графиком зависимости перемещения центра ролика толкателя от угла (времени) поворота кулачка  $S = f(\alpha)$ , состоящим из четырех участков:  $\alpha_{вн}$  - выстой в исходном положении;  $\alpha_y$  - движение вперед;  $\alpha_{вп}$  - выстой в переднем положении;  $\alpha_{вс}$  - движение в исходное положение (рис. 5.11).

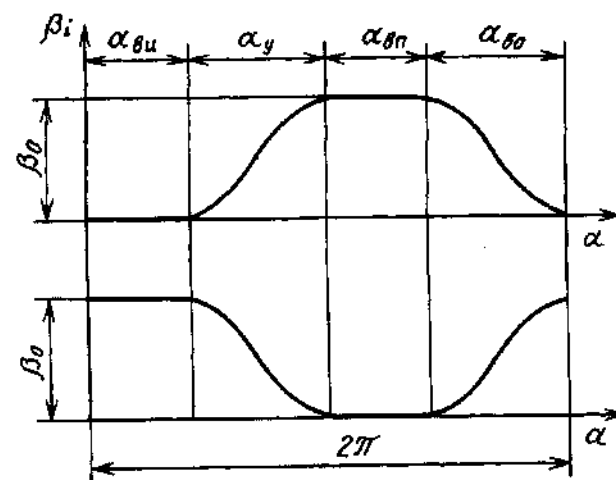


Рис. 5.11. Тахограмма перемещения центра ролика кулачкового механизма

Закон движения ведомого звена на участках (фазах)  $\alpha_y$  и  $\alpha_{вс}$ , выражаемый в виде математической или графической зависимости перемещения (скорости, ускорения) центра ролика от времени (угла) поворота главного распределительного вала, определяет характер изменения динамических характеристик и время срабатывания механизма в тот или иной промежуток цикла.

Требование к механизмам, которые должны обеспечивать закон движения, следующие:

- работа механизмов в последовательности, соответствующей осуществляемому на автоматах технологическому процессу и цикловой диаграмме;

- плавное, непрерывное, без резких переходов изменение графиков перемещения, скорости и ускорения ведомого звена;

- при отсутствии промежуточных участков выстоя в начале цикла движения вперед и конце цикла движения назад скорость и ускорение должны быть равны нулю, а в конце цикла движения вперед и начале цикла движения назад - должны быть равны между собой.

Наиболее полно этим требованиям отвечает закон движения центра ролика с ускорением, изменяющимся по синусоиде (рис. 5.12), с симметричной и несимметричной тахограммой. Когда

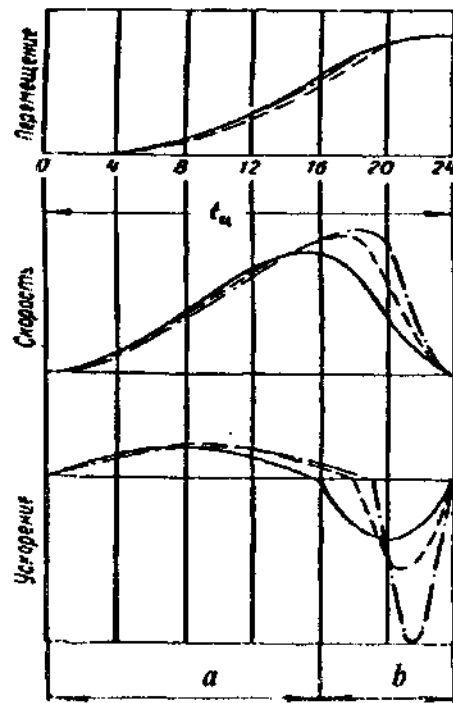


Рис. 5.12. Параметры закона движения центра ролика кулачкового механизма

фаза разгона (увеличения скорости) равна ( $m = a/b = 1$ ), больше ( $m = 2, 3, \dots$ ) или меньше ( $m = 1/2, 1/3, \dots$ ) фазы его торможения (уменьшения скорости), то  $m = \alpha_p / \alpha_t$ , где  $\alpha_p$  - угол поворота кулачка на фазе разгона рычага (роста его скорости от нуля до наибольшей величины);  $\alpha_t$  - угол поворота кулачка на фазе торможения плеча рычага (уменьшения его скорости от наибольшей величины до нуля); при этом  $\alpha_p + \alpha_t = \alpha_\phi$ , здесь  $\alpha_\phi$  - фазовый угол поворота кулачка.

Главными кинематическими параметрами закона движения являются аналоги углового  $K_p$  или линейного  $K_s$  перемещения ( $K_p = K_s$ ), угловой  $K_\omega$  или линейной  $K_v$  скорости ( $K_\omega = K_v$ ), углового  $K_j$  или линейного  $K_a$  ускорения ( $K_j = K_a$ ) центра ролика. Зависимости этих параметров приведены в табл. 5.1 и на рис. 5.13 - 5.15.

### 5.1. Расчетные зависимости аналогов перемещения, скорости и ускорения центра ролика толкателя

| $a/b$ | Фаза смещения                                                                | $K_p = K_s$                                                                          | $K_\omega = K_v$                                       | $K_j = K_a$                                                         |
|-------|------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------|
| 1/4   | $0 \leq V_{1a} \leq \frac{1}{5}V_2$<br>$\frac{1}{5}V_2 \leq V_{1b} \leq V_2$ | $U - \frac{1}{5\pi} \sin 5\pi(1-U)$<br>$U + \frac{4}{5\pi} \sin \frac{5}{4}\pi(1-U)$ | $1 + \cos \pi(1-5U)$<br>$1 - \cos \frac{5}{4}\pi(1-U)$ | $5\pi \sin \pi(1-5U)$<br>$-\frac{5}{4}\pi \sin \frac{5}{4}\pi(1-U)$ |
| 1/3   | $0 \leq V_{1a} \leq \frac{1}{4}V_2$<br>$\frac{1}{4}V_2 \leq V_{1b} \leq V_2$ | $U + \frac{1}{4\pi} \sin 4\pi(1-U)$<br>$U + \frac{3}{4\pi} \sin \frac{4}{3}\pi(1-U)$ | $1 - \cos 4\pi(1-U)$<br>$1 - \cos \frac{4}{3}\pi(1-U)$ | $4\pi \sin 4\pi(1-U)$<br>$-\frac{4}{3}\pi \sin \frac{4}{3}\pi(1-U)$ |
| 1/2   | $0 \leq V_{1a} \leq \frac{1}{3}V_2$<br>$\frac{1}{3}V_2 \leq V_{1b} \leq V_2$ | $U - \frac{1}{3\pi} \sin 4\pi(1-U)$<br>$U + \frac{2}{3\pi} \sin \frac{3}{2}\pi(1-U)$ | $1 + \cos \pi(1-3U)$<br>$1 - \cos \frac{3}{2}\pi(1-U)$ | $3\pi \sin \pi(1-3U)$<br>$-\frac{3}{2}\pi \sin \pi(1-U)$            |
| 1     | $0 \leq V_{1a} \leq \frac{1}{2}V_2$<br>$\frac{1}{2}V_2 \leq V_{1b} \leq V_2$ | $U - \frac{1}{2\pi} \sin 2\pi U$                                                     | $1 - \cos 2\pi U$                                      | $2\pi \sin 2\pi U$                                                  |

| $a/b$ | Фаза смещения                                                                | $K_\beta = K_s$                                                                | $K_\omega = K_v$                                                                              | $K_a = K_j$                                                                                                |
|-------|------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 2     | $0 \leq V_{1a} \leq \frac{2}{3}V_2$<br>$\frac{2}{3}V_2 \leq V_{1b} \leq V_2$ | $U - \frac{2}{3\pi} \sin \frac{3}{2}\pi U$<br>$U + \frac{1}{3\pi} \sin 3\pi U$ | $1 - \cos \frac{3}{2}\pi U$<br>$1 + \cos \left[ 2\pi \left( \frac{3}{2}U - 1 \right) \right]$ | $\frac{3}{2}\pi \sin \frac{3}{2}\pi U$<br>$-3\pi \sin \left[ 2\pi \left( \frac{3}{2}U - 1 \right) \right]$ |
| 3     | $0 \leq V_{1a} \leq \frac{3}{4}V_2$<br>$\frac{3}{4}V_2 \leq V_{1b} \leq V_2$ | $U - \frac{3}{4\pi} \sin \frac{4}{3}\pi U$<br>$U - \frac{1}{4\pi} \sin 4\pi U$ | $1 - \cos \frac{4}{3}\pi U$<br>$1 - \cos 4\pi U$                                              | $\frac{4}{3}\pi \sin \frac{4}{3}\pi U$<br>$-4\pi \sin 4\pi U$                                              |
| 4     | $0 \leq V_{1a} \leq \frac{4}{5}V_2$<br>$\frac{4}{5}V_2 \leq V_{1b} \leq V_2$ | $U - \frac{4}{5\pi} \sin \frac{5}{4}\pi U$<br>$U + \frac{1}{5\pi} \sin 5\pi U$ | $1 - \cos \frac{5}{4}\pi U$<br>$1 + \cos \left[ 4\pi \left( \frac{5}{4}U - 1 \right) \right]$ | $\frac{5}{4}\pi \sin \frac{5}{4}\pi U$<br>$-5\pi \sin \left[ 4\pi \left( \frac{5}{4}U - 1 \right) \right]$ |

Об о з н а ч е н и я :  $U$  - соотношение порядкового номера  $V_1$  и общего числа интервалов  $V_2$  фазы перемещения центра ролика, используемых для расчета промежуточных параметров кулачкового механизма:  $U = \frac{V_1}{V_2}$ ,  $V_1 = 0, 1, 2, \dots, V_2$ ;  $V_{1a}$  - фаза разгона,  $V_{1b}$  - фаза торможения рычага.

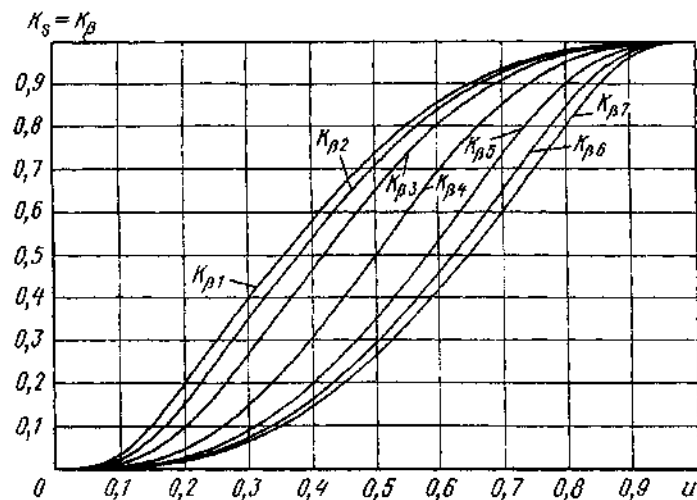


Рис. 5.13. Графики аналогов перемещений центра ролика кулачкового механизма

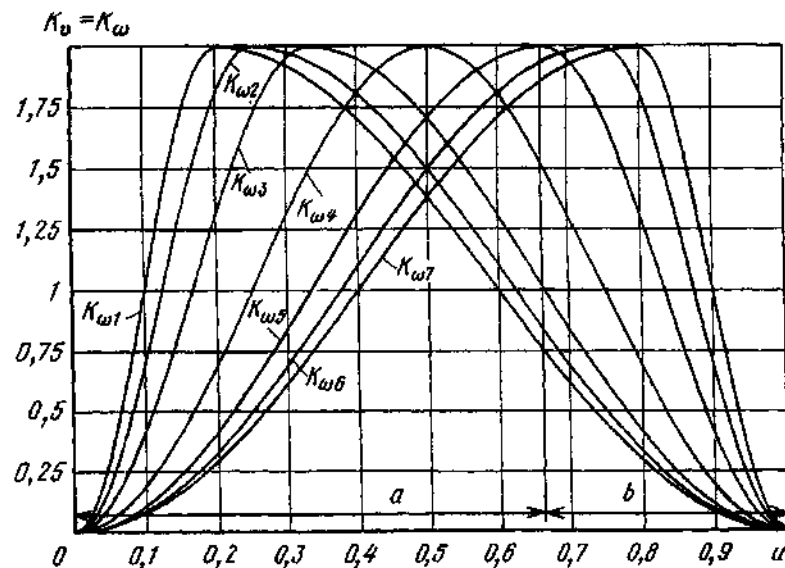


Рис. 5.14. Графики аналогов скоростей центра ролика кулачкового механизма

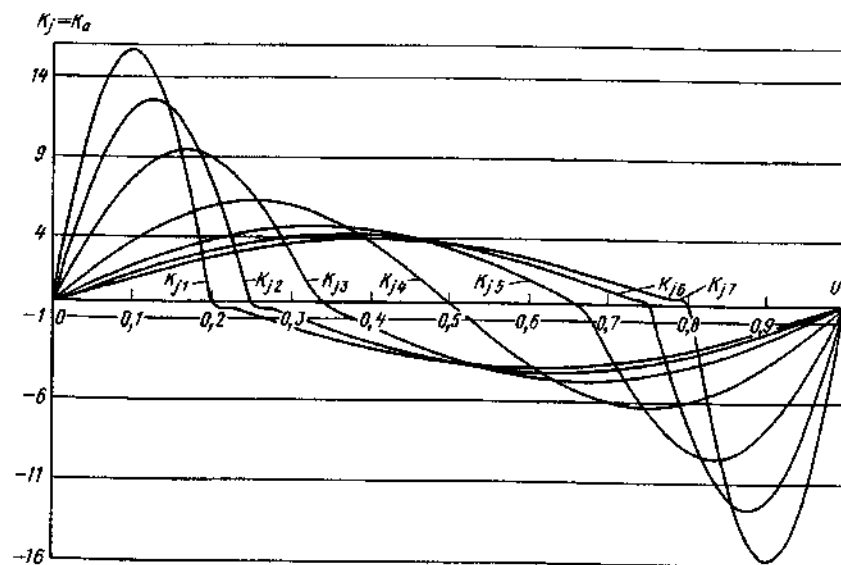


Рис. 5.15. Графики аналогов ускорений центра ролика кулачкового механизма

При расчете на ЭВМ целесообразно число интервалов  $V_2$  принимать равным углу подъема профиля кулачка на фазе удаления плеча рычага от центра вращения кулачка или приближения его к центру вращения кулачка, а порядковый номер (интервал) принимать равным одному градусу, т.е.  $V_1 = 0, 1, 2, \dots; V_2 = \alpha_y$ .

Выбор тахограммы движения, характеризуемой коэффициентом асимметрии цикла  $m$ , определяется функциональным назначением механизма: например, при одинаковых требованиях, предъявляемых к установке пуансонов на позициях первого и второго ударов ползуна, осуществляемой механизмом поворотной пуансонной головки двухударных холоднштамповочных однопозиционных автоматов, - симметричная тахограмма ( $m = 1$ ); при необходимости уменьшения скорости в конце хода каретки механизма переноса многопозиционного автомата - несимметричная тахограмма ( $m < 1$ ); при необходимости увеличения скорости в конце хода механизма выталкивания - несимметричная тахограмма ( $m > 1$ ).

Выполнение кулачкового-рычажного механизма заданных ему функций зависит от точности воспроизведения им аналогов кинематических характеристик, которые вместе с размерными параметрами механизма являются основой при расчете начальных, промежуточных и конечных значений полярных координат центра ролика (центральной профиль) и точек контакта ролика с кулачком (конструктивный профиль).

#### Расчет полярных координат профиля кулачка механизма, выполненного по схеме "а" на рис. 5.9

Полярные координаты центрального профиля кулачка, характеризующие траекторию перемещения центра А ролика (рис. 5.16) при его подъеме (фазовый угол поворота кулачка  $\alpha_y$ ) и опускании (фазовый угол поворота кулачка  $\alpha_n$ ), определяются радиусом-вектором  $R_{z,y_i}$  и углом  $\alpha_{z,y_i}$ , а полярные координаты конструктивного профиля (т. К контакта ролика с кулачком) - соответственно радиусом-вектором  $R_{K_i}$  и углом  $\alpha_{K_i}$ .

К исходным параметрам относят полный ход толкателя  $H$  (подъем и опускание центра ролика относительно оси вращения кулачка), минимальный радиус конструктивного профиля кулачка  $R_{K_{min}}$ , задаваемый конструктором из условия  $R_{K_{min}} \geq D/2$ , где  $D$  - диаметр вала, на котором закреплен кулачок; диаметр ролика  $d_p = 2r_p$ , смещение  $e$  траектории перемещения толкателя центра ролика относительно оси вращения кулачка, фазовые углы  $\alpha_y$  и  $\alpha_n$  поворота кулачка, безразмерные аналоги перемещения, скорости и ускорения центра ролика  $K_s, K_v, K_a$  (табл. 5.1) и наибольший угол давления  $\theta_{max}$  механизма.

Текущие значения радиусов-векторов центрального профиля кулачка рассчитывают по зависимостям соответственно для фаз удаления и приближения центра ролика

$$R_{z,y_i} = R_{z,min} + K_s H;$$

$$R_{z,min} = R_{K_{min}} + r_p;$$

$$R_{z,n_i} = R_{z,min} + (1 - K_s) H.$$

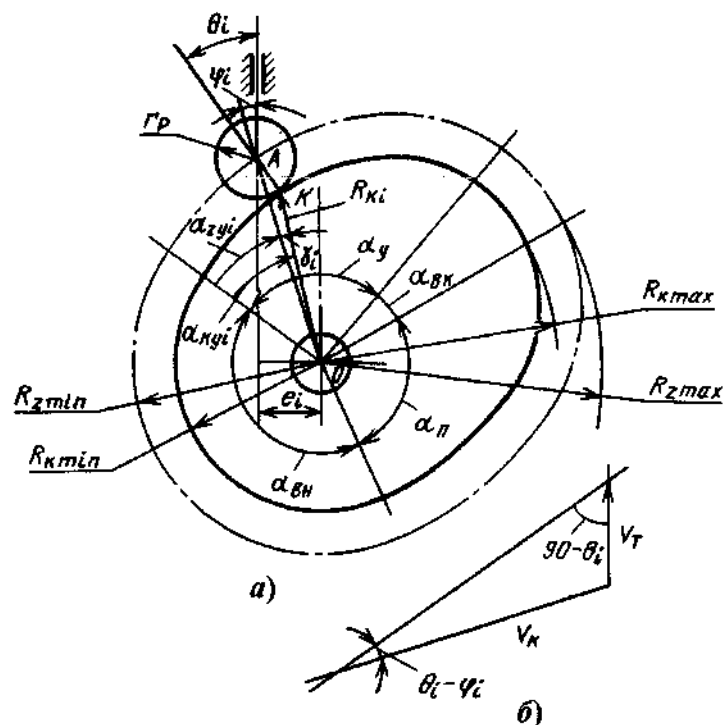


Рис. 5.16. Расчетная схема (а) и план скоростей (б) кулачкового механизма с дисковым кулачком и поступательно перемещающимся толкателем

Углы поворота кулачка, соответствующие этим значениям радиусов-векторов, определяют по формулам:

$$\alpha_{zyi} = \alpha_y U;$$

$$\alpha_{zni} = \alpha_n U.$$

Угол  $\theta_i$  между направлением скорости толкателя  $v_f$  и перпендикуляром к касательной в точке контакта ролика с кулачком (относительной скорости кулачка  $v_k$ ), называемый углом давления кулачкового механизма и влияющий на величину полярных координат конструктивного профиля кулачка, определяют согласно плану скоростей (рис. 5.16, б) из зависимостей:

$$\frac{v_f}{\sin(\theta - \varphi)} = \frac{v_k}{\sin(90 - \theta)};$$

$$v_f = \frac{H}{\alpha} \omega_k K_v; \quad v_k = \omega_k R_{zi};$$

$$\theta = \arctg \frac{H \frac{K_v}{\alpha} \pm e}{\sqrt{R_{zi}^2 - e^2}}.$$

Смещение  $e$  применяют в случаях необходимости прижима толкателя к одной из сторон его направляющих и увеличения или уменьшения угла давления механизма.

Знак "плюс" перед  $e$  в числителе относится к случаю, когда  $e$  расположено справа от оси вращения кулачка, а "минус" - слева от оси вращения кулачка.

При постоянных величинах  $e$ ,  $H$  и  $\alpha$  ( $\alpha = \alpha_y$  или  $\alpha = \alpha_n$ ) наибольшее значение угла давления соответствует наибольшей величине аналога скорости  $K_v = 2$ , а наибольшие значения аналога перемещения равны соответственно:

| $m$   | 1/4 | 1/3 | 1/2 | 1   | 2   | 3   | 4   |
|-------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| $K_v$ | 2   | 2   | 2   | 2   | 2   | 2   | 2   |
| $K_s$ | 1/5 | 1/4 | 1/3 | 1/2 | 2/3 | 3/4 | 4/5 |

Текущие значения координат конструктивного профиля кулачка (точка  $K$ ) рассчитывают по формулам, полученным при рассмотрении треугольника  $OAK$  (см. рис. 5.16, а):

$$R_{ki} = r_p \frac{\sin(\theta - \varphi)}{\sin \gamma_i};$$

$$\varphi = \arcsin \frac{e}{R_{zi}};$$

$$\gamma_i = \arctg \frac{r_p \sin(\theta - \varphi)}{R_{zi} - r_p \cos(\theta - \varphi)};$$

$$\alpha_{kyl} = \alpha_{zyl} + \gamma_l;$$

$$\alpha_{zyl} = \alpha_{yl}.$$

### Расчет координат профиля кулачка механизма, выполненного по схеме "б" на рис. 5.9

Плоская возвратно-поступательно перемещающаяся кулачковая дорожка представляет собой развертку дискового вращающегося кулачка, поэтому координаты перемещения центра ролика и точки касания ролика с нижним и верхним профилями кулачка удобно рассчитывать в декартовой системе координат.

К исходным данным относят (рис. 5.17, а): радиус ролика  $r_p$ , длину профильной части кулачка  $L_p$ , полный ход толкателя  $H$ , длину шатуна  $L_{ш}$ , радиус кривошипа  $R$  и параметры движения  $K_v$  и  $K_a$  (табл. 5.1).

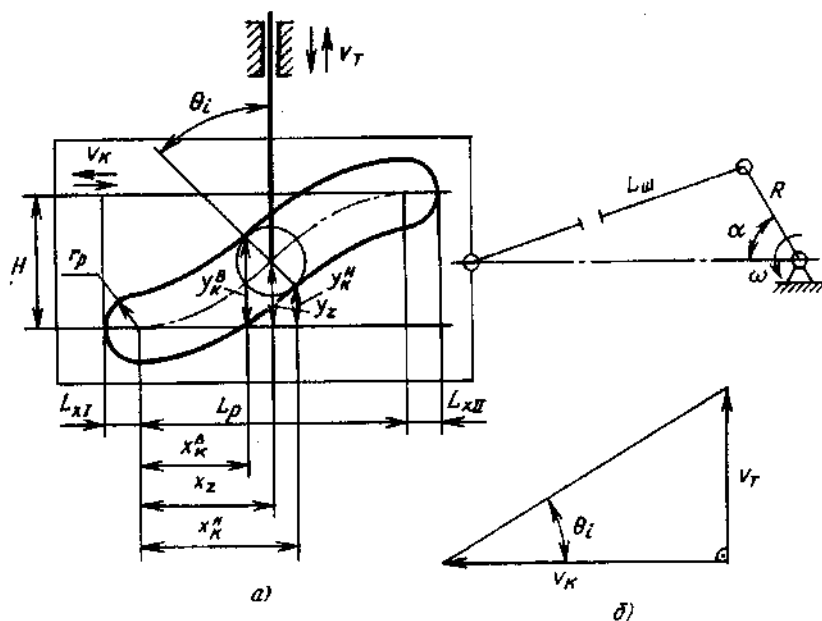


Рис. 5.17. Расчетная схема (а) и план скоростей (б) кулачкового механизма с поступательно перемещающимся толкателем и пазовым кулачком

Текущие значения координат центра ролика  $x_z$  и  $y_z$  рассчитывают соответственно по формулам:

$$y_z = HK_s; \quad x_z = L_p U.$$

Текущие значения координат конструктивного профиля рассчитывают по формулам соответственно:

$$\text{верхний профиль} \quad x_k^B = x_z - r_p \sin \theta_i, \quad y_k^B = y_z + r_p \cos \theta_i;$$

$$\text{нижний профиль} \quad x_k^H = x_z + r_p \sin \theta_i, \quad y_k^H = y_z - r_p \cos \theta_i.$$

Угол давления  $\theta_i$  согласно плану скоростей (рис. 5.17, б) определяют по формуле

$$\theta_i = \arctg v_T / v_K.$$

где  $v_T$  - скорость толкателя,  $v_T = (\omega H / \alpha_y) K_\omega$ ;

$v_K$  - скорость кулачка,  $v_K = \omega R (\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha)$ ;

$\alpha$  - угол поворота кривошипа,  $\alpha = (\alpha_1 - \alpha_2) U$ ;

$\alpha_1$  - угол поворота кривошипа, соответствующий перемещению толкателя на полную длину профиля  $L_p$ ,

$$\alpha_1 = \arccos \frac{2 \left( 1 - \frac{L_{xI}}{R} \right) \left( 1 + \frac{L_{ш}}{R} \right) + \left( \frac{L_{xI}}{R} \right)^2}{2 \left( 1 - \frac{L_{xI}}{R} + \frac{L_{ш}}{R} \right)};$$

$\alpha_2$  - угол поворота кривошипа, соответствующий начальному положению центра ролика,

$$\alpha_2 = \arccos \frac{2 \left( 1 - \frac{L_p}{R} \right) \left( 1 + \frac{L_{ш}}{R} \right) + \left( \frac{L_p}{R} \right)^2}{2 \left( 1 - \frac{L_p}{R} + \frac{L_{ш}}{R} \right)}.$$

### Расчет полярных координат профилей основного и вспомогательного кулачков механизма, выполненного по схеме "е" на рис. 5.9

Классическим примером кулачкового механизма с дисковыми вращающимися кулачками и качающимися толкателями, постоянный контакт между которыми обеспечивается посредством геометрического замыкания, является представленный на рис. 5.18 механизм выталкивания изделий из матриц автомата для холодной объемной штамповки стержневых изделий. Возвратно-поступательным движением выталкивателя 1, осуществляющего удаление из матрицы 2 изделия 3, управляет рычажная система, получающая привод от жесткого двухплечего качающегося рычага, на консолях которого установлены ролики 5, находящиеся в постоянном контакте с двумя вращающимися на одной оси кулачками 4: основным и вспомогательным. Вспомогательный кулачок имеет эквидистантный профиль, повторяющий профиль основного кулачка. При этом габаритные (начальный и конечный) размеры кулачков и плеч рычага могут быть различными.

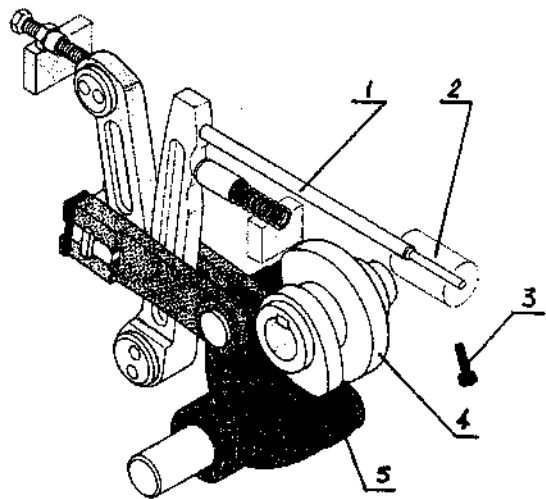


Рис. 5.18. Кулачковый механизм привода выталкивателя 4 посредством основного 1, эквидистантного 2 кулачков и двухплечего рычага с роликами 3

Главными требованиями, предъявляемыми к таким механизмам, являются: во-первых, обеспечение беззорного контакта между роликами и поверхностями кулачков; во-вторых, обеспечение равенства нулю угла давления механизма в начальный момент движения рычага, когда радиус-вектор кулачка от постоянной величины  $R_{\text{нч}} = R_{\text{нач}} = \text{const}$  переходит в профильный участок с радиусом-вектором переменной величины, определяемой заданным законом движения с параметрами  $K_\theta$  и  $K_\omega$  (табл. 5.1).

Выполнение этих требований обеспечивает точное соответствие параметрам закона движения и плавное нарастание нагрузки на контактной поверхности между роликами и кулачками, когда возможен их наибольший износ.

К одной из отличительных особенностей рассматриваемого механизма относится невозможность получения углов давления  $\theta$ , равных нулю одновременно в обоих крайних положениях рычага, и в то же время возможность обеспечения высокого значения КПД (0,8 - 0,9) уже при малых значениях угла давления ( $\theta \geq 10^\circ$ ), что в соответствии с графиком (рис. 5.19) подтверждает правомочность принятия условия  $\theta_{\text{нач}} = 0$ .

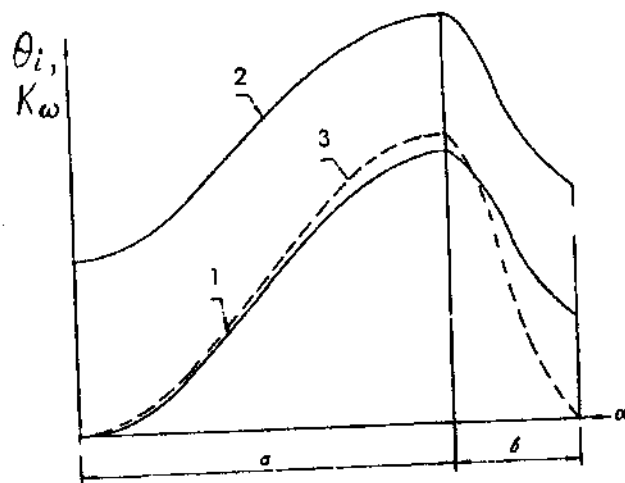


Рис. 5.19. Графики изменения угла давления  $\theta$  и аналога скорости  $K_\omega$ : 1 -  $\theta_{\text{нач}} = 0$ ; 2 -  $\theta_{\text{нач}} \neq 0$ ; 3 -  $K_\omega$  (см. табл. 5.1)

В задачу расчета входит определение полярных координат центров роликов (центральной профиль) и точек касания роликов с поверхностями кулачков (конструктивный профиль) основного и эквидистантного кулачков соответственно с двумя профильными участками для каждого: на участке удаления центра ролика от оси вращения кулачка  $R_{-yi}$  и  $\alpha_{yi}$  и на участке приближения центра ролика к оси вращения кулачка  $R_{-pi}$  и  $\alpha_{pi}$ .

К исходным расчетным параметрам относят: фазовые углы поворота кулачка, устанавливаемые цикловой диаграммой согласованного движения рабочих звеньев исполнительных механизмов автомата  $\alpha_y$  - удаления и  $\alpha_n$  - приближения; безразмерные аналоги закона движения центров роликов  $K_\beta$  и  $K_\omega$  (см. табл. 5.1); начальный радиус-вектор основного кулачка  $R_{-нач} = \text{const}$ ; радиус ролика  $r_p$ ; начальный установочный угол рычага  $\beta_{нач}$  или межцентровое расстояние  $A$  между осями вращения кулачка (точка  $O$ ) и качания (точка  $O_1$ ) рычага и полный угол  $\beta_0$  качания (размаха) рычага.

Неизменность угла  $\psi$  (рис. 5.20) между плечами рычага обуславливает возможность точного расчета полярных координат эквидистантного кулачка по предварительно рассчитанным координатам основного кулачка. При этом расстояние между центрами роликов также является величиной постоянной и при  $\psi_0 = \beta_{нач} + \beta_{кон} = \text{const}$  оно равно

$$l_{AB} = 2B \sin \frac{\psi_0}{2} = \text{const}.$$

Конечный (наибольший) радиус центрального профиля кулачка

$$R_{-кон} = [R_{-нач}^2 + 2AB(\cos \beta_{нач} - \cos \beta_{кон})]^{1/2}.$$

Радиусы-векторы центрального профиля основного кулачка на фазах удаления и приближения рычага рассчитывают по зависимостям соответственно:

$$R_{-yi} = [A^2 + B^2 - 2AB \cos(\beta_{нач} + \beta_0 K_\beta)]^{1/2};$$

$$R_{-pi} = [A^2 + B^2 - 2AB \cos(\beta_{нач} + \beta_0(1 - K_\beta))]^{1/2}.$$

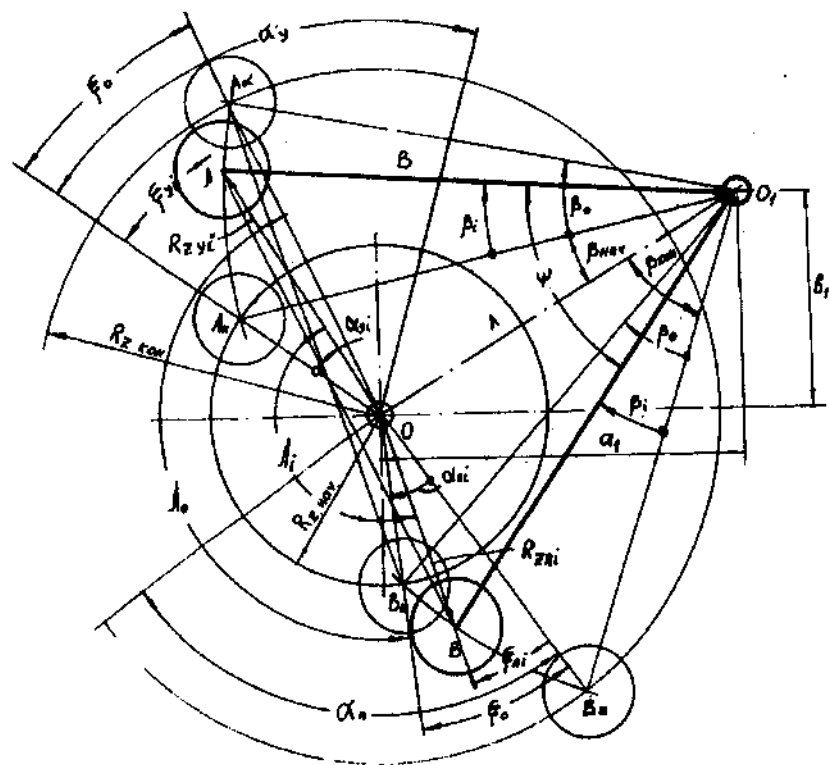


Рис. 5.20. Расчетная схема механизма с геометрическим замыканием и качательно перемещающимся толкателем

Длину  $B$  каждого из плеч рычага устанавливают из условия обеспечения угла давления  $\theta$  механизма равным нулю в начальный момент удаления рычага, когда  $\alpha_y = 0$  и  $R_{-yi} = R_{-нач}$ , а смещение  $e$  центра ролика относительно оси вращения кулачка равно нулю,  $e_i = 0$ .

Тогда из условия

$$e_i = B - A \cos(\beta_{нач} + \beta_0 K_\beta) \text{ при } K_\beta = 0 \text{ и } e_i = 0 \text{ находим}$$

$$B_{опт} = A \cos \beta_{нач}.$$

Оптимальные (минимальные) габаритные размеры механизма следует выбирать не по критерию предельно допустимой величины

угла давления, как это рекомендуется в учебной литературе по курсу ТММ, а исходя из необходимости соблюдения требований, предъявляемых законом движения, согласно которым аналоги перемещения  $K_\beta$ , угловой скорости  $K_\omega$  и углового ускорения  $K_\alpha$  центра ролика качающегося рычага в начальный момент движения должны быть равны нулю ( $K_\beta = K_\omega = K_\alpha = 0$ ). При этом внешняя нагрузка, действующая на рычаг в месте контакта ролика с кулачком, и ударная нагрузка также будут равны нулю. Очевидно, что эти условия соблюдаются при начальном угле давления  $\theta_{нач} = 0$ , когда  $e_i = 0$ .

Текущие значения угла давления на участках удаления и приближения кулачка рассчитывают по формулам соответственно:

$$\theta_{yi} = \arctg \frac{B \frac{\beta_0}{\alpha_y} |K_\omega| \pm e_{yi}}{A \sin(\beta_{нач} + \beta_0 K_\beta)};$$

$$\theta_{ni} = \arctg \frac{B \frac{\beta_0}{\alpha_n} |K_\omega| \pm e_{ni}}{A \sin(\beta_{нач} + \beta_0 (1 - K_\beta))}.$$

В начальный момент для участка удаления при  $B = B_{опт}$ ,  $K_\beta = 0$  и  $e_i = 0$  угол давления  $\theta_{унач} = 0$ . Для участка приближения это условие сохраняется для конечного момента, когда  $K_\omega = 0$ ,  $K_\beta = 1$  и  $\beta_0 = 0$  (движение в сторону, противоположную участку удаления). Минимальная величина  $R_{нач} > R_\beta$ , где  $R_\beta$  - радиус вала, на котором устанавливается кулачок, назначается конструктором. При этом

$$\beta_{нач} = \arcsin \frac{R_{нач}}{A}.$$

Несоблюдение условия  $\theta_{нач} = 0$  приводит к тому, что уже в начальный момент движения мгновенно возрастает контактное усилие между роликом и кулачком, что является причиной их повышенного износа и, кроме того, увеличивается максимальное значение угла давления в точке перегиба профиля кулачка в момент, соответствующий началу торможения рычага, что также приводит к повышенному износу профиля кулачка в этой зоне.

Важной особенностью рассматриваемого механизма, которую зачастую не учитывают при расчете координат профиля, является различие углов подъема профиля кулачка на фазах удаления  $\alpha_y$ , или приближения  $\alpha_n$  рычага, заданных цикловой диаграммой, и углов поворота кулачка на этих фазах (соответственно  $\alpha_{y0}$  и  $\alpha_{n0}$ ), т.е.

$$\alpha_{y0} = \alpha_y - \xi_0;$$

$$\alpha_{n0} = \alpha_n - \xi_0.$$

Угловое смещение  $\xi_0$  конечного положения рычага относительно начального и наоборот определяется зависимостью

$$\xi_0 = \arcsin \left[ 1 - \left( \frac{R_{нач}^2 + R_{кон}^2 - 4B^2 \sin^2 \left( \frac{\beta_0}{2} \right)}{2R_{нач} R_{кон}} \right)^2 \right]^{1/2}.$$

Наличие углового смещения исключает возможность равномерной разбивки профиля кулачка при расчете его угловых координат, которые следует определять по таким зависимостям:

$$\text{на фазе удаления} \quad \alpha_{yi} = (\alpha_y - \xi_0)U + \xi_{yi};$$

$$\text{на фазе приближения} \quad \alpha_{ni} = (\alpha_n - \xi_0)U + \xi_{ni}.$$

Текущие значения угловых смещений рассчитывают по аналогичным зависимостям, с подстановкой соответствующих текущих значений радиусов-векторов центрального профиля кулачка:

$$\xi_{yi} = \arcsin \left[ 1 - \left( \frac{R_{нач}^2 + R_{yi}^2 - 4B^2 \sin^2 \left( \frac{\beta_0 K_\beta}{2} \right)}{2R_{нач} R_{yi}} \right)^2 \right]^{1/2};$$

$$\xi_{ni} = \arcsin \left[ 1 - \left( \frac{R_{z_{кон}}^2 + R_{z_{ni}}^2 - 4B^2 \sin^2 \left( \frac{\beta_0 K_\beta}{2} \right)}{2R_{z_{кон}} R_{z_{ni}}} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Поскольку  $R_{z_{нач}} < R_{z_{кон}}$ ,  $R_{z_{yi}} = R_{z_{ni}}$ , то  $\xi_{yi} \neq \xi_{ni}$ . В начальном положении рычага, когда  $U = 0$ ,  $K_\beta = 0$  и  $R_{z_{yi}} = R_{z_{нач}}$ , а  $R_{z_{ni}} = R_{z_{кон}}$ ,  $\xi_{yi} = \xi_{ni} = 0$ ,  $\alpha_{yi} = \alpha_{ni} = 0$ . В конечном положении рычага, когда  $U = 1$ ,  $K_\beta = 1$ ,  $R_{z_{yi}} = R_{z_{кон}}$ ,  $R_{z_{ni}} = R_{z_{нач}}$ ,  $\xi_{yi} = \xi_{ni} = \xi_0$ ,  $\alpha_{yi} = \alpha_y$ ,  $\alpha_{ni} = \alpha_n$ .

Особенность расчета полярных координат профилей эквидистантного кулачка заключается в том, что, как указывалось выше, угол между плечами рычага и расстояние  $l_{AB}$  между центрами роликов - величины постоянные, а противолежащий угол  $\lambda_i$  - величина переменная:

$$\lambda_i = \lambda_0 - (\xi_{yi} + \xi_{ni}) \neq \text{const};$$

$$\lambda_0 = \arccos \frac{R_{z_{нач}}^2 + R_{z_{кон}}^2 - 4B^2 \sin^2 \frac{\psi_0}{2}}{2R_{z_{нач}} R_{z_{кон}}} = \text{const}.$$

Радиусы-векторы теоретического профиля вспомогательного кулачка на фазах удаления и приближения рассчитывают с учетом углов  $\beta_i$  и по ранее определенным значениям радиусов-векторов теоретического профиля основного кулачка на противоположных фазах соответственно удаления и приближения

$$(R_{z_{yi}})_s = -R_{z_{ni}} \cos \lambda_i + \left[ 4B^2 \sin^2 \frac{\psi_0}{2} - R_{z_{ni}}^2 \sin^2 \lambda_i \right]^{1/2};$$

$$(R_{z_{ni}})_s = -R_{z_{yi}} \cos \lambda_i + \left[ 4B^2 \sin^2 \frac{\psi_0}{2} - R_{z_{yi}}^2 \sin^2 \lambda_i \right]^{1/2}.$$

Координаты конструктивного профиля кулачков (точка  $K$ ) рассчитывают по формулам:  
на участке удаления:

$$R_{kyl} = \frac{R_{z_{yi}} - r_p \cos(\theta_{yi} - \varphi_{yi})}{\cos \gamma_{yi}};$$

$$\varphi_{yi} = \arcsin \frac{e_{yi}}{R_{z_{yi}}};$$

$$\gamma_{yi} = \arctg \frac{r_p \sin(\theta_{yi} - \varphi_{yi})}{R_{z_{yi}} - r_p \cos(\theta_{yi} - \varphi_{yi})};$$

$$\alpha_{kyl} = \alpha_{yi} - \gamma_{yi};$$

$$\theta_{yi} = \arctg \frac{B \frac{\beta_0}{\alpha_y} |K_\omega| + e_{yi}}{A \sin(\beta_{нач} + \beta_i)}.$$

на участке приближения:

$$R_{kni} = \frac{R_{z_{ni}} - r_p \cos(\theta_{ni} - \varphi_{ni})}{\cos \gamma_{ni}};$$

$$\varphi_{ni} = \arcsin \frac{e_{ni}}{R_{z_{ni}}};$$

$$\gamma_{ni} = \arctg \frac{r_p \sin(\theta_{ni} - \varphi_{ni})}{R_{z_{ni}} - r_p \cos(\theta_{ni} - \varphi_{ni})};$$

$$\alpha_{kni} = \alpha_{ni} - \gamma_{ni};$$

$$\theta_{ni} = \arctg \frac{B \frac{\beta_0}{\alpha_n} |K_\omega| + e_{ni}}{A \sin(\beta_{нач} + \beta_i)}.$$

### Расчет координат профилей кулачков, составленных из дуг окружностей

Для механизмов, не подвергающихся высоким динамическим нагрузкам и практически не оказывающим существенного влияния на стабильность и надежность работы автоматов, можно применять закон движения с перемещением ведомого звена по двум дугам окружностей (рис. 5.21). При этом значительно упрощается технология и повышается точность изготовления кулачков.

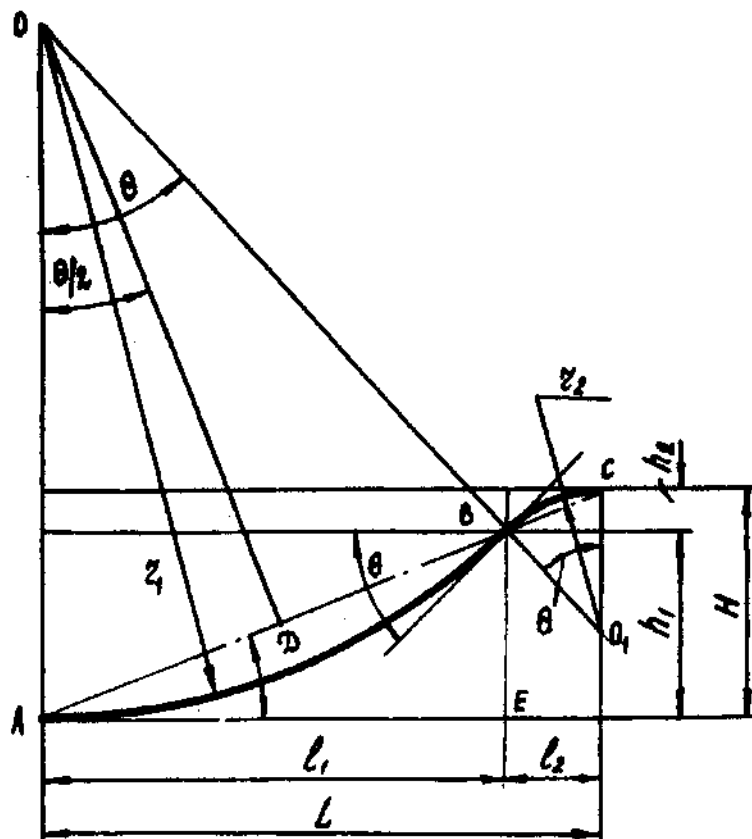


Рис. 5.21. Расчетная схема плоского кулачка, составленного из двух дуг окружностей

Перемещение, скорость и ускорение центра ролика рассчитывают по следующим зависимостям:

на участке  $0 \leq l \leq l_1$  и  $0 \leq h \leq h_1$

$$\left. \begin{aligned} s &= h_1 \left\{ 0,5(1+c^2) - \left[ 0,25(1+c^2)^2 - c^2(t/t_0)^2 \right]^{1/2} \right\} \\ c &= L/H, \quad l = Lt/t_0, \quad s = h; \\ v &= 2h_1 c^2 t \left[ (1+c^2)^2 - 4c^2(t/t_0)^2 \right]^{-1/2} / t_0^2; \\ a &= 2h_1 c^2 (1+c^2)^2 \left[ (1+c^2)^2 - 4c^2(t/t_0)^2 \right]^{-3/2} / t_0^2. \end{aligned} \right\}$$

На участке  $l_1 \leq l \leq L$  и  $0 \leq h \leq h_2$

$$\left. \begin{aligned} s &= h_2 \left\{ 0,5(1+c^2) - \left[ 0,25(1+c^2)^2 - c^2(t/t_0)^2 \right]^{1/2} \right\} \\ v &= 2h_2 c^2 t \left[ (1+c^2)^2 - 4c^2(t/t_0)^2 \right]^{-1/2} / t_0; \\ a &= 2h_2 c^2 (1+c^2)^2 \left[ (1+c^2)^2 - 4c^2(t/t_0)^2 \right]^{-3/2} / t_0^2. \end{aligned} \right\}$$

Ускорение ведомого звена при перемещении по двум дугам окружности в начальный, переходный и конечный моменты движения мгновенно изменяет свой знак и величину, т.е. по характеру изменения этот закон движения близок к параболическому (рис. 5.22). Однако величина так называемого "мягкого удара" в начальный момент движения значительно меньше, чем у параболического.

Выбранный закон движения определяет не только форму графиков перемещений, скорости и ускорения центра ролика ведомого звена кулачкового механизма, но и форму ведущего звена этого механизма, кулачка, характеризуемую координатами в декартовой или полярной системе координат в зависимости от кинематической схемы циклового механизма.

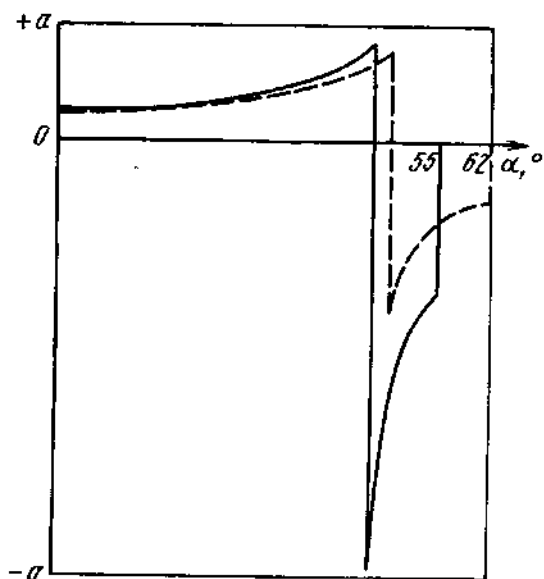


Рис. 5.22. График ускорений центра ролика кулачка, составленного из двух дуг окружностей

#### Многориликовый кулачковый механизм с глобоидальным кулачком

Такие механизмы (см. рис. 5.10) находят все большее распространение для точной, плавной и бесшумной прерывистой передачи вращения между двумя взаимно перпендикулярными валами, например, для прерывистого поворота матричного блока одноударных двухпозиционных автоматов для холодной объемной штамповки, когда матричный блок за каждый ход ползуна поворачивается на  $180^\circ$  с четырьмя остановками за один оборот ведомого колеса через ускоряющую передачу с передаточным отношением  $2:1$ . При этом отсутствует необходимость применения устройства для фиксации остановки матричного блока, если он расположен на одной оси с ведомым колесом.

Механизм можно рассматривать как роликовую червячную передачу с глобоидальным кулачком, у которого угол подъема винтовой линии имеет переменную величину.

Такая передача может работать в любом направлении, что является ее большим преимуществом перед храповым и мальтийским механизмами. Поскольку профиль глобоидального червяка - кулачка в разрезе, проходящем через ось вращения, имеет клиновую форму, осуществляется трение качения роликов благодаря одностороннему контакту, а также обеспечивается надежный предварительный натяг роликов путем регулировки расстояния между ведущим и ведомым валами. В качестве роликов можно использовать подшипники качения.

Предварительный натяг обеспечивает минимальную величину мертвых ходов и высокую точность поворота, что дает возможность избежать необходимости применения вспомогательного стопорного механизма. Беззачерпное замыкание снижает шум, повышает плавность и быстроходность работы передачи в соответствии с необходимым законом движения. Устранение трения скольжения, обычно характерное для передачи между двумя взаимно перпендикулярными валами с цилиндрическим пазовым кулачком, повышает износостойкость и надежность.

Фаза движения можно выбирать в диапазоне от  $45^\circ$  до  $360^\circ$ , а фаза выстоя варьируется в диапазоне от  $0^\circ$  до  $315^\circ$ .

В механизме возможны две остановки и более за один оборот ведомого колеса, без рывков, которые обязательно имеют место в храповом и мальтийском механизмах.

При применении многозаходных кулачков число остановок равно произведению числа роликов на число заходов.

Если необходимы две - пять остановок, то колеса должны иметь число роликов, не менее чем в 2 раза превышающее число остановок:

| Число остановок за один оборот колеса | Число роликов в колесе | Число роликов, входящее в зацепление с кулачком за один оборот кулачка |
|---------------------------------------|------------------------|------------------------------------------------------------------------|
| 2                                     | 6 - 8                  | 3 - 4                                                                  |
| 3                                     | 6 - 9                  | 2 - 3                                                                  |
| 4                                     | 8                      | 2                                                                      |
| 5                                     | 10                     | 2                                                                      |

За исходное положение механизма примем положение, соответствующее окончанию выстоя и началу ускоренного поворота ведомого колеса (отметка  $0^\circ/360^\circ$  на рис. 5.10, в). Угол зацепления в это время составляет  $\alpha_3 = \frac{2\pi}{z} = 60^\circ$ .

При движении развертки кулачка справа налево происходит ускоренное перемещение (поворот) роликов ведомого колеса с сохранением угла зацепления  $60^\circ$ . Причем в зацеплении с роликами находятся профильные участки III и IV (см. рис. 5.10, в). В некоторый момент времени (при угле поворота кулачка  $70^\circ$ ) в зацепление начинает входить третий ролик, а ролик с противоположной стороны выходит из зацепления. Во избежание одновременного зацепления с двумя витками глобоидального профиля кулачка профильные участки III и IV подрезают таким образом, чтобы средний ролик проходил с зазором, когда крайние два ролика находятся в зацеплении. Угол зацепления в это время составляет  $\alpha_3 = \frac{4\pi}{z} = 120^\circ$  (см. рис. 5.10, б).

При выходе верхнего ролика (см. рис. 5.10, в) из зацепления средний ролик входит в зацепление с профильным участком IV, т.е. с этого момента зацепление будет осуществляться с профильными участками I и IV. Угол зацепления снова будет равен  $\alpha = 360^\circ$ . При дальнейшем повороте кулачка происходит переход криволинейных профильных участков I и IV (отметка  $180^\circ$ ) в прямолинейные участки II и V. На последних участках осуществляется выстой ведомого колеса до отметки  $0^\circ/360^\circ$ , и цикл повторяется снова.

Расчет и конструирование глобоидального кулачка начинают с выбора размеров ведомого колеса. Задаются средним радиусом ведомого колеса  $b$ , диаметром  $d_p$  и высотой  $h_p$  ролика. Впоследствии эти размеры при необходимости уточняют, исходя из нагрузки, действующей на ролик, и напряжений в контактной паре ролик-кулачок. Ширину кулачка определяют, исходя из заданного угла зацепления, по формуле

$$H = (2b + h_p) \sin \frac{2\pi}{z} - d_p \cos \frac{2\pi}{z}.$$

При числе роликов  $z = 6$

$$H = 1,73b + 0,87h_p - 0,5d_p.$$

Угол давления механизма

$$\theta_i = \arctg \frac{S_n}{L_k} K_v,$$

где  $S_n$  - круговое перемещение ролика за цикл,  $S_n = b$ ;  $\beta_n = \frac{2\pi}{z} b$ ;  $K_v$  - аналог скорости перемещения центра ролика (см. табл. 5.1);  $L_k$  - длина развертки продольной поверхности и кулачка по среднему диаметру  $D_{cp}$ ,

$$L_k = \frac{D_{cp}}{2} \alpha_n,$$

$\alpha_n$  - угол поворота кулачка за цикл;

$$D_{cp} = \frac{4\pi b}{z \alpha_n \tg \theta_{\max}};$$

$\theta_{\max}$  - наибольший угол давления механизма, рассчитываемый при  $K_v = 2$ .

## 5.5. КРИВОШИПНЫЙ КУЛАЧКОВО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ

Такой главный исполнительный механизм в наибольшей степени удовлетворяет требованиям технологического процесса холодной объемной штамповки полых и стержневых деталей методами выдавливания обратным и прямым способами.

Особенности схемы и принцип действия механизма заключаются в следующем (рис. 5.23). Во-первых, перемещением ползуна при

повороте кривошипного вала на угол  $0 \leq \alpha \leq \frac{\pi}{2}$  управляет криво-

шипно-рычажный механизм 1 - 5 при неподвижном рычаге 6 (и шарнире D), находящемся в крайнем нижнем положении т.  $D_p$ . Это позволяет назначить радиус кривошипа, равный рабочему ходу ползуна, т.е.  $R = S_p$ , и, следовательно, значительно уменьшить его величину, а также скорость ползуна и приведенное плечо крутящего момента без учета трения по сравнению с обычным кривошипно-ползунным механизмом ( $R = S_{обш}/2$ ).

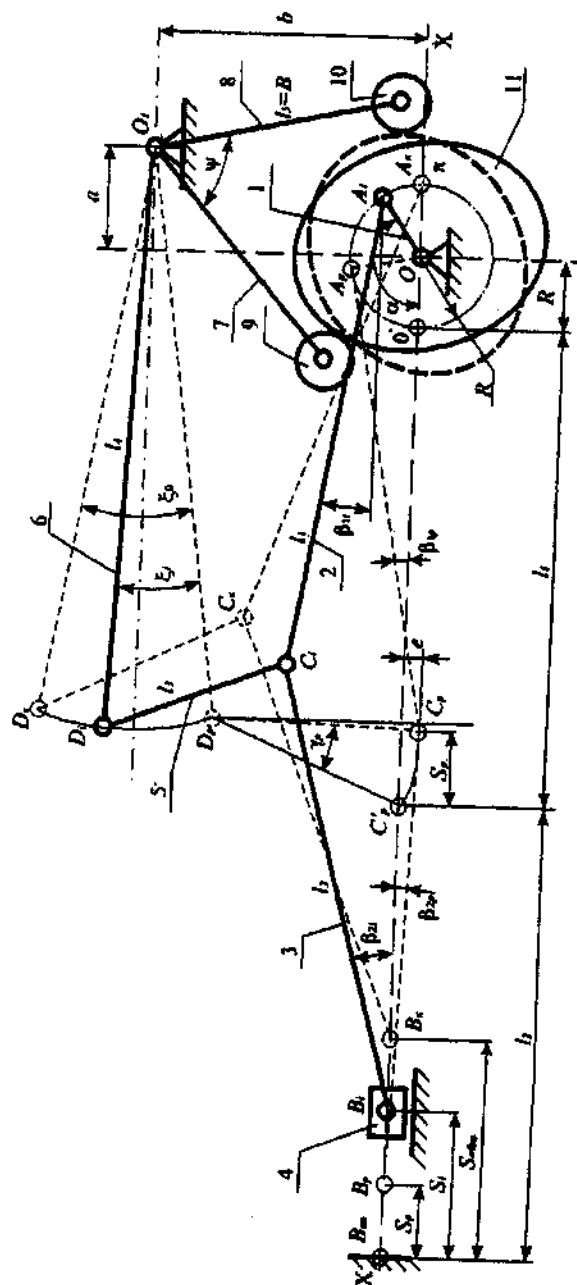


Рис. 5.23. Расчетная схема кривошипного кулачкового-рычажного механизма

Во-вторых, перемещением ползуна при его холостых ходах (подход к заготовке, ее заталкивание в матрицу при  $\pi/2 \leq \alpha \leq \pi$  и возврат в исходное положение при  $\pi \leq \alpha \leq 2\pi$ ) управляет механизм 6 - 11, приводимый в прерывистое движение выстой - перемещения двоянным дисковым кулачком 11, установленным на одной оси с кривошипным валом 1, и геометрически замкнутым "жестким" ( $\psi = \text{const}$ ) двуплечим рычагом 7 - 8 с роликами 9, 10.

Такое исполнение механизма позволяет не только обеспечить замедленное перемещение ползуна при деформировании заготовки, но и благодаря увеличенной скорости холостых ходов обеспечить производительность автомата на уровне современных КПМ для холодного выдавливания деталей с приводом ползуна от кривошипного коленно-рычажного механизма. Кроме того, применение кулачкового привода позволяет обеспечить регулирование не только величины, но и графика изменения скорости холостого хода ползуна путем замены кулачков, спрофилированных по практически любому закону движения центров роликов, варьируя продолжительность фаз остановок и перемещений ведомого звена.

При назначении параметров технической характеристики автоматов для холодного выдавливания и разработке конструкции этих автоматов следует исходить из ограничительных факторов, являющихся основой технико-экономической целесообразности применения выдавливания. К ним относят:

во-первых, предельно допустимое удельное усилие  $[p]$  на рабочие элементы штамповой оснастки (матрицы и пуансона), которое не должно превышать предела текучести материала оснастки в закаленном состоянии,  $[p] \leq 2500 - 3000$  МПа. В крупносерийном и массовом производстве экономически выгодная стойкость рабочих элементов штамповой оснастки достигается при  $[p] \leq 1500$  МПа. Соответствующие этим значениям удельных усилий степени деформации (относительная  $\psi$  и логарифмическая  $\epsilon$ ) не должны превышать (рис. 5.24):

$$\text{при обратном выдавливании } \psi_{об} = \frac{F_n}{F_0} = \frac{d_n^2}{d_0^2} \leq 0,4; \quad \epsilon_{об} = \ln \frac{F_0}{F_n} \leq 0,51 \text{ и}$$

$$\text{при прямом } \psi_{пр} = \frac{F_0 - F_1}{F_0} = 1 - \frac{d_1^2}{d_0^2} \leq 0,6; \quad \epsilon_{пр} = \ln \frac{F_0}{F_1} \leq 0,92;$$

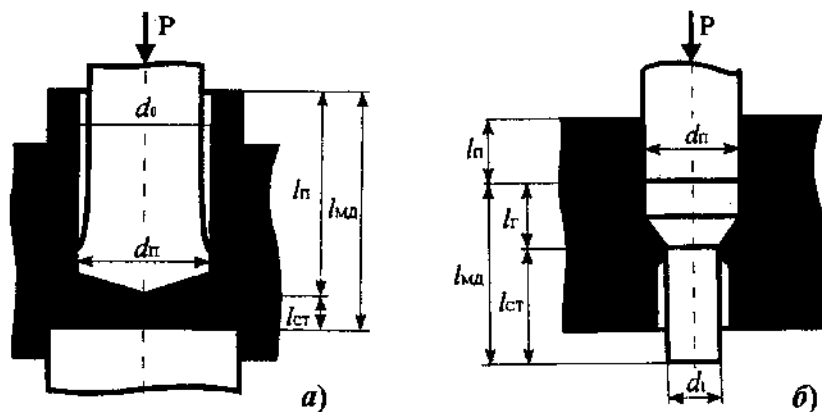


Рис. 5.24. Схемы операций выдавливания прямым (а) и обратным (б) способами

во-вторых, соотношение длины  $l_n$  незакрепленной части пуансона к его диаметру  $d_n$  при обратном выдавливании  $l_n/d_n \leq 2,5$  и при прямом выдавливании  $l_n/d_n \leq 5$ . Соответствующие значения рабочих ходов деформирующего инструмента  $s_p = l(1 - \psi)$  равны; при обратном выдавливании  $s_{p,обр} \leq d_0$  и прямом выдавливании  $s_{p,пр} \leq 2d_n = 2d_0$ ;

в-третьих, поскольку длина изделия после выдавливания всегда превышает длину исходной заготовки, общий ход ползуна должен быть достаточным для своевременного удаления изделия из контейнера матрицы, т.е.  $s_{общ} \geq (1,5 - 2)l_{изд}$ .

Длину изделия, получаемого обратным выдавливанием, рассчитывают по зависимости  $l_{изд,обр} = l_n + t_d \geq 1,8d_0$ , где  $t_d$  - толщина дна изделия,  $t_d \geq t_{ст}$ ;  $t_{ст}$  - толщина стенки. Общий ход ползуна  $s_{общ,обр} \geq 2l_{изд} \geq 3,6d_0$ .

При выдавливании изделий прямым способом длина  $l_{изд} = l_r + l_{ст}$ , где  $l_r$  - высота утолщения (головки),  $l_r \geq d_0$ ;  $l_{ст}$  - длина выдавленной части стержня,  $l_{ст} = (5 \dots 10)d_1 = (3 \dots 6)d_0$ , общий ход ползуна  $s_{общ,пр} \geq 1,5l_{изд} = (6 \dots 12)d_0$ .

Основные кинематические параметры механизма, закон движения ползуна и минимально допустимые размеры звеньев определяют, исходя из уравнения перемещения ползуна в функции углов поворота кривошипа  $\alpha$ , давления шатунов  $\beta_{1i}$ ,  $\beta_{2i}$  и качания коромысла

$\xi$ , приводимого в движение кулачками, а также из геометрических соображений и результатов анализа опыта эксплуатации лучших образцов КПМ и автоматов для холодной объемной штамповки отечественного и зарубежного производства.

Текущее перемещение ползуна в общем случае определяется уравнением:

$$s_{общ} = R \left[ C - \cos \alpha_i - \frac{1}{\lambda_1} \cos \beta_{1i} - \frac{1}{\lambda_2} \cos \beta_{2i} \right];$$

$$C = \frac{\lambda_1 + \lambda_1 \lambda_2 + \lambda_2}{\lambda_1 \lambda_2};$$

Здесь обозначены:  $\lambda_1 = R/l_1$ ;  $\lambda_2 = R/l_2$ .

Наибольшее значение углов давления шатунов  $l_1$  и  $l_2$ , т.е. соответственно  $\beta_{1p}$  и  $\beta_{2p}$  при выполнении технологической операции (рабочий ход  $\alpha = \alpha_p \leq \pi/2$ ) и размеры этих шатунов выбирают на основе опыта проектирования и эксплуатации лучших образцов кривошипных прессов и автоматов отечественного и зарубежного производства, согласно которому надежная работа обеспечивается при давлении на направляющие ползун, значения которых не превышают 10 - 20 % номинального  $P_n$  усилия автомата, т.е. когда при  $0,1 \leq \lambda \leq 0,2$

$$P_{напр} = P_n \tan \beta_{2p} = (0,1 \dots 0,2)P_n;$$

$$\beta_{2p} = \arctg(0,1 \dots 0,2) = 5^\circ 50' \dots 11^\circ 40'.$$

Как и ранее, принимаем  $\beta_{2p} = 8^\circ$ , что соответствует  $0,1 \leq \lambda_2 \leq 0,2$ . Окончательно устанавливаем  $l_2 = 7R$ ,  $\lambda_2 = 0,1429$ . Из геометрических построений, согласно которым точка  $C_k$  (см. рис. 5.23) соответствует максимальному подъему шарнира  $C_p$  над осью  $xx$  при  $\alpha = \pi$  следует соотношение  $l_1 \approx l_2 + R = 8R$  и  $0,1 \leq \lambda_1 \leq 0,2$ ,  $\lambda_1 = 0,125 \leq \lambda_2$ .

Длину коромысла  $l_3$  рассчитываем, соблюдая соотношения  $0,1 \leq \lambda_1 \leq 0,2$ :

$$\text{при } \lambda_3 = R/l_3 = 0,2, \quad l_3 = 5R \quad \text{и угол } \gamma_p = \arcsin s_p/l_3 = 11^\circ 38'.$$

Наконец, длину коромысла  $l_4$  и его полный размах  $h_0$ , а также координаты  $a$ ,  $b$  центра качания  $O_1$  коромысла относительно оси вращения кривошипа  $O$  определяем из условия обеспечения наименьших размеров механизма, улучшения его компоновки и снижения трудоемкости изготовления станины, руководствуясь размерами остальных звеньев, заданными величинами рабочего и общего хода ползуна и условием  $\xi_0 \leq \pi/6$ , обеспечивающим надежную работу кулачкового привода.

Очевидно, что длина коромысла  $l_4$  должна быть  $l_4 \geq 2R + l_1 - s_p \geq 9R$ . Тогда полный линейный размах коромысла будет  $l_{дк.д.р} = h_0 = 2l_4 \sin \frac{\xi_0}{2} = 4,6584R$ .

Координаты точки опоры вращения рычага (точки  $O_1$ ) относительно опоры кривошипного вала (точка  $O$ ) определяем из соотношений:

$$a = l_4 + s_p - (l_1 + R) = R;$$

$$b = h_0/2 + l_3 \cos \gamma_p = 7,2262R.$$

Текущие значения угла размаха коромысла  $l_4 - \xi_i$  и шатунов  $l_1 - \beta_{1i}$ ,  $l_2 - \beta_{2i}$  принимаем пропорциональными безразмерному коэффициенту  $K_\xi = K_\beta$ , характеризующему заданный закон перемещения центра ролика кулачкового механизма (см. табл. 5.1), т.е.  $\xi_i = \xi_0 K_\xi$ :

$$\beta_{1i} = \beta_{1\max} K_\xi;$$

$$\beta_{2i} = \beta_{2\max} K_\xi.$$

Наибольшие значения углов  $\beta_1$  и  $\beta_2$ , определяющие крайнее положение ползуна при  $\alpha = \pi$ , рассчитываем согласно параметрам треугольника  $A_k C_k B_k$  по таким зависимостям:

$$\beta_{1\max} = \arccos \frac{l_1^2 + l_{A_k B_k}^2 - l_2^2}{2l_1 l_{A_k B_k}} = \beta_{10};$$

$$\beta_{2\max} = \arcsin \left( \frac{l_1}{l_2} \sin \beta_{1\max} \right) = \beta_{20};$$

$$l_{A_k B_k} = 2R + l_1 + l_2 - s_{\text{общ}}.$$

Поскольку для исследуемого ГИМ необходимо обеспечить плавное и медленное изменение скорости ползуна при его подходе к заготовке, ее заталкивании в контейнер матрицы и деформирование, целесообразно использовать симметричный закон движения ускорения с отношением фаз разгона и торможения, равным  $m = \alpha_p / \alpha_T = 1$  при рассмотрении движения ползуна против часовой стрелки (от 0 к  $\pi$ ) и при возвратном движении (от  $\pi$  к  $2\pi$ ).

Между угловыми скоростями кулачка  $\omega$  и шатунов  $l_1 - \omega_1$ ,  $l_2 - \omega_2$  при одинаковом времени их перемещения  $t$  принята такая взаимосвязь:

$$\omega_1 = \omega \frac{\beta_{10}}{\alpha_\phi} \text{ и } \omega_2 = \omega \frac{\beta_{20}}{\alpha_\phi},$$

$$\text{при } \alpha = \omega t, \beta_{1i} = \omega_1 t, \beta_{2i} = \omega_2 t, \alpha_\phi = \alpha_p + \alpha_T.$$

Тогда окончательные уравнения для расчета текущих и конечных значений кинематических параметров ползуна имеют вид:

$$s_{\text{общ}} = R \left[ c - \cos \alpha - \frac{1}{\lambda_1} \cos(\beta_{10} K_\xi) - \frac{1}{\lambda_2} \cos(\beta_{20} K_\xi) \right];$$

$$v = \omega R \left[ \sin \alpha + \frac{1}{\lambda_1} \frac{\beta_{10}}{\alpha_\phi} K_\omega \sin(\beta_{10} K_\xi) + \frac{1}{\lambda_2} \frac{\beta_{20}}{\alpha_\phi} K_\omega \sin(\beta_{20} K_\xi) \right];$$

$$j = \omega^2 R \left[ \cos \alpha + \frac{1}{\lambda_1} \left( \frac{\beta_{10}}{\alpha_\phi} \right)^2 K_j \cos(\beta_{10} K_\xi) + \frac{1}{\lambda_2} \left( \frac{\beta_{20}}{\alpha_\phi} \right)^2 K_j \cos(\beta_{20} K_\xi) \right].$$

На рис. 5.25 представлены графики кинематических параметров ползуна.

Кривошипный кулачково-рычажный механизм по сравнению с центральным кривошипно-ползунным механизмом обеспечивает более благоприятные условия для изготовления изделий методами выдавливания при намного меньшем радиусе кривошипа и, соответственно меньшей начальной и текущей скорости рабочего хода ползуна.

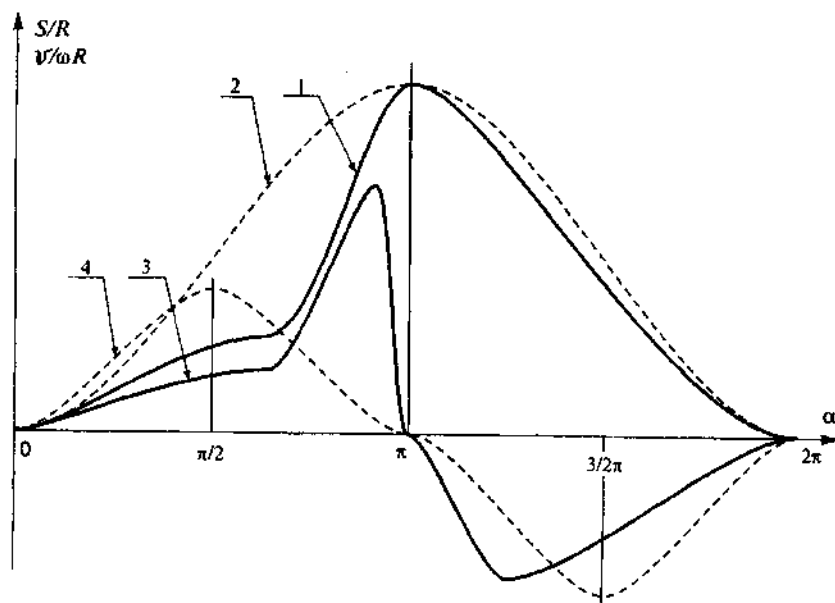


Рис. 5.25. Сравнительные графики аналогов перемещений (1, 2) и скоростей (3, 4) кривошипных кулачково-рычажного (1, 3) и кривошипно-ползунного (2, 4) механизмов

## 5.6. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЦИКЛОВЫХ ДИАГРАММ АВТОМАТОВ

Цикловая диаграмма взаимодействия механизмов является одним из наиболее важных элементов технической документации, позволяющих уже на стадии проектирования выявить скрытые резервы времени перемещений рабочих звеньев главного исполнительного и вспомогательных цикловых механизмов, и путем их оптимального использования в течение кинематического цикла работы автомата повысить быстроходность, производительность и надежность работы автоматов.

Расчет и проектирование цикловых диаграмм однопозиционных и многопозиционных холоднштамповочных автоматов в своей основе одинаков и сводится, в конечном итоге, к определению последовательности и времени срабатывания механизмов, к расчету составляющих кинематического цикла, фазовых и цикловых углов,

зависящих от особенностей технологического процесса штамповки типового изделия на автомате, кинематической схемы и конструкции автомата, его размерных, кинематических и динамических параметров. С ростом быстроходности автоматов в большей мере проявляется различие действительной и проектной циклограмм, вызванное обычно не учитываемыми при проектировании циклограмм зазорами в сочленениях, погрешностями изготовления, сборки, регулирования механизмов и ростом дополнительных динамических нагрузок в результате усиливающегося действия упругих колебаний звеньев. В условиях эксплуатации автоматов искажаются идеальные (расчетные) законы изменения кинематических характеристик звеньев механизмов (перемещение, скорость и ускорение) и нарушается стабильность работы автоматов.

Так как цикловая диаграмма показывает зависимость перемещения звеньев главного исполнительного и вспомогательных цикловых механизмов от угла поворота главного вала, то особое внимание при разработке цикловой диаграммы должно быть обращено на следующие три фактора: особенность схемы и последовательность осуществления технологических переходов штамповки изделия, закон движения ведомого звена циклового механизма, величины фазовых и цикловых углов.

Основными технологическими и размерными параметрами, используемыми при расчете цикловых диаграмм автоматов для холодной объемной штамповки, являются: размеры исходной заготовки, полуфабриката по переходам штамповки и готового изделия, относительные степени деформации по переходам штамповки, недоход ползуна до крайнего переднего положения, соответствующий моментам начала заталкивания заготовки или полуфабриката в матрицу и начала осуществления формообразующей операции, а также особенности конструкции и размеры инструмента.

Последовательность выполнения технологического процесса и согласованность работы механизмов **однопозиционных двухударных** автоматов при штамповке стержневых деталей заключаются в следующем (рис. 5.26). Заготовку длиной  $l_0$  отрезают ножом 5 от прутка 4, подаваемого до упора 3, и с помощью того же ножа переносят к формообразующей матрице 7, в отверстие которой заготовку заталкивает заготовительный пуансон 2, закрепленный в плите пуансонной головки 1. Заготовку деформируют последовательными

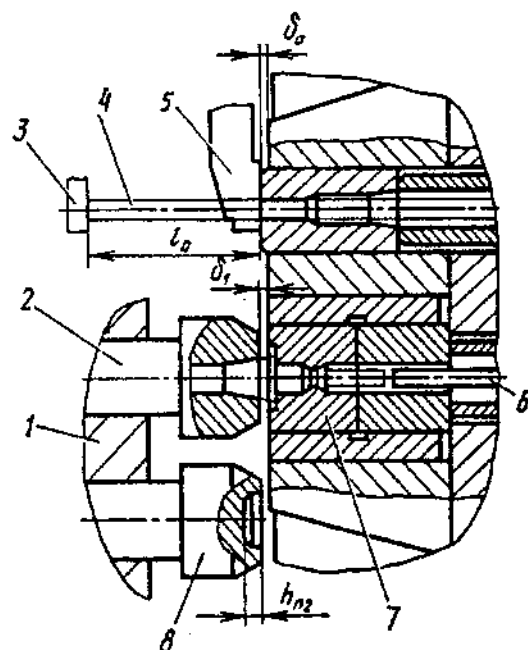


Рис. 5.26. Последовательность осуществления штамповки на однопозиционном двухударном автомате

ударами пуансонов 2 и 8 за два хода ползуна, после чего выталкиватель 6 удаляет готовое изделие из матрицы. Центрирование пуансонов в их рабочих положениях осуществляется фиксатором (на рисунке не показан).

Надежная работа однопозиционных двухударных холодноштамповочных автоматов с заданной производительностью во многом зависит от надежной работы механизма перемещения пуансонной головки и ее фиксации. Поэтому вопросы расчета и проектирования циклограммы именно этого механизма имеют первостепенное значение.

Пуансонная головка 1 (см. рис. 5.26), закрепленная на качающемся звене 2, приводится в движение от кулисы 4, жестко соединенной с рычагами 5 кулачкового механизма. Пуансонная головка вместе со звеном 2 и камнем кулисы 3 совершают возвратно-поступательное (переносное) движение вместе с высадочным ползуном.

В однопозиционном двухударном автомате можно выделить две группы цикловых механизмов, движение исполнительных органов которых относительно главного исполнительного механизма штамповки носит преимущественно последовательный характер. Первую группу составляют механизмы подачи проволоки, прижима и отрезки заготовки и ее штамповки, вторую - механизмы перемещения пуансонной головки, ее фиксации и также штамповки заготовки. Цикл работы обеих групп механизмов входит в общую продолжительность кинематического цикла работы автомата. Поскольку работа каждой группы согласуется с работой главного исполнительного механизма, то он входит в состав каждой группы механизмов. Кроме первых двух групп, можно выделить две пары цикловых механизмов с параллельным характером движения исполнительных органов: выталкивания из матрицы и штамповки; выталкивания из пуансонов и также штамповки.

Кинематический цикл механизмов второй группы, куда входят механизмы перемещения пуансонной головки и ее фиксации, состоит из восьми последовательных движений (рис. 5.27): 1 - расфиксация пуансонной головки после второго штамповочного перехода; 2 - ее поворот на позицию первого штамповочного перехода; 3 - фиксация пуансонной головки на позиции первого штамповочного перехода (первого удара); 4 - рабочий ход штамповочного ползуна; 5 - расфиксация пуансонной головки по окончании первого штамповочного перехода; 6 - ее поворот на позицию второго штамповочного перехода; 7 - фиксация пуансонной головки на этой позиции штамповки и 8 - рабочий ход штамповочного ползуна при окончательной штамповке (второй удар).

На рис. 5.27 приведены типовые расчетные графики перемещений исполнительных органов механизмов второй группы в зависимости от угла поворота кривошипного вала. Параметры выстаивания имеют индекс "в". Если выстаивание осуществляется после окончания обратного хода исполнительного органа, то использовано обозначение со штрихом, после прямого хода - без штриха. В интервале  $\pi \leq \alpha \leq 3\pi$  параметры имеют индекс (2). Перемещения исполнительного органа отсчитывают от следующих баз: штамповочного ползуна  $s_1$  - от крайнего переднего положения; пуансонной головки  $s_3$  - от положения, соответствующего второму штамповочному удару; стержня фиксатора  $s_6$  - от рабочего положения, при котором пуансонная головка зафиксирована.

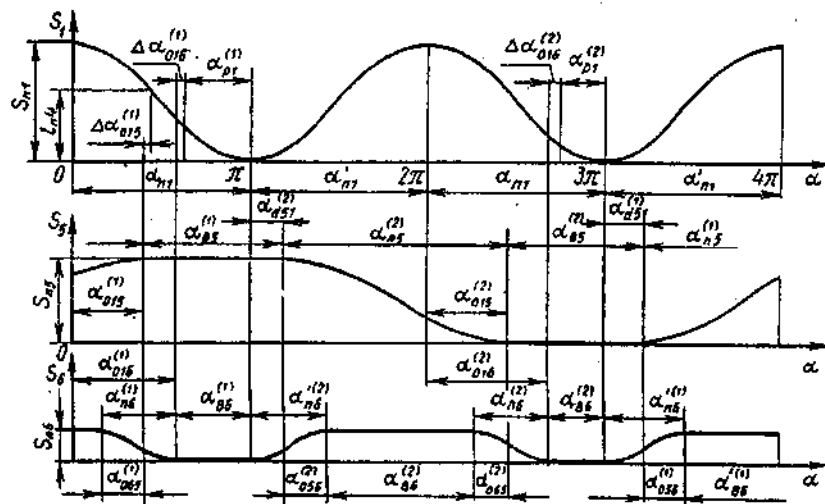


Рис. 5.27. Типовые расчетные графики перемещений штамповочного ползуна  $S_1$ , пуансонной головки  $S_5$  и стержня фиксатора  $S_6$

За начало отсчета угла  $\alpha$  поворота коленчатого вала принимают отметку, соответствующую крайнему заднему положению штамповочного ползуна после второго штамповочного перехода. Фазовые углы опережения  $\alpha_{015}$ ,  $\alpha_{016}$ ,  $\alpha_{056}$ ,  $\alpha_{065}$  и запаздывания  $\alpha_{d51}$  отсчитывают от конца предыдущего (вторая цифра индекса) до начала последующего (третья цифра индекса) движения исполнительного органа.

Основные условия согласования движений исполнительных органов рассматриваемой группы цикловых механизмов:

во-первых, пуансонная головка начинает поворачиваться после окончания первого или второго штамповочного удара в моменты времени, соответствующие фазовому углу  $\alpha_{d51}^{(2)}$  или  $\alpha_{d51}^{(1)}$ , выбираемому с учетом выхода штампуемой заготовки из полости пуансона и компенсации погрешностей положений штамповочного ползуна и пуансонной головки. Указанные моменты начала движения пуансонной головки определяют первое и второе характерные положения названных исполнительных органов и отвечают углам поворота коленчатого вала автомата соответственно  $\alpha_1 = \pi + \alpha_{d51}^{(2)}$  и  $\alpha_2 = 3\pi + \alpha_{d51}^{(1)}$ ;

во-вторых, пуансонная головка должна совершать поворот перед первым или вторым штамповочным ударом в моменты времени, соответствующие фазовому углу опережения  $\alpha_{015}^{(1)}$  или  $\alpha_{015}^{(2)}$ , выбираемому с учетом размеров заготовки и инструмента по каждому технологическому переходу, а также с учетом приращения  $\Delta\alpha_{015}^{(1)}$  или  $\Delta\alpha_{015}^{(2)}$  для компенсации погрешностей положений штамповочного ползуна и пуансонной головки. Указанные фазовые углы с соответствующими приращениями определяют третье и четвертое характерные положения исполнительных органов;

в-третьих, стержень фиксатора должен фиксировать пуансонную головку перед первым или вторым штамповочным ударом в моменты времени, соответствующие фазовым углам опережения  $\alpha_{016}^{(1)}$  или  $\alpha_{016}^{(2)}$ , выбираемым с учетом приращений  $\Delta\alpha_{016}^{(1)}$  или  $\Delta\alpha_{016}^{(2)}$  для компенсации ошибок положений штамповочного ползуна и стержня фиксатора и затухания колебаний до расчетного уровня. Указанные фазовые углы с соответствующими приращениями определяют пятое и шестое характерные положения исполнительного органа;

в-четвертых, стержень фиксатора при расфиксировании пуансонной головки начинает движение после окончания штамповочных ударов и возврата системы "инструмент - штамповочный ползун - станина" в недеформированное состояние с учетом погрешностей положений штамповочного ползуна и стержня фиксатора. Указанные моменты начала движения стержня фиксатора определяют седьмое и восьмое характерные положения исполнительного органа и отвечают углам поворота коленчатого вала

$$\alpha_7 = \pi + \alpha_{d61}^{(2)} \quad \text{и} \quad \alpha_8 = 3\pi + \alpha_{d61}^{(1)}.$$

Для определения неизвестных параметров рассмотрим наиболее трудный участок циклограммы в диапазоне  $3\pi \leq \alpha \leq 5\pi$ . Установлено, что

$$\left. \begin{aligned} \alpha_{n5} &= 180^\circ + \alpha_{015} - \alpha_{d51}; \\ \alpha_{056} &= \alpha'_{n6} - \alpha_{d51}; \\ \alpha_{065} &= \alpha_{n6} - \alpha_{016} - \alpha_{015}; \end{aligned} \right\}$$

где  $\alpha_{015} = \alpha_3 - \Delta\alpha_{015}$ ;  $\alpha_{016} = \alpha_5 - \Delta\alpha_{016}$ ;  $\alpha_3 = \pi - \bar{\alpha}(l_{n4})$ ;  $\alpha_5 = \pi - \alpha_{p1}$ .

Угол  $\alpha(l_{n4})$  соответствует недоходу ползуна до крайнего переднего положения при первом штамповочном ударе  $l_{n4}$ , определяемому по формуле  $l_{n4} = l_0 + \delta_0 - \delta_1$ , где  $\delta_0$  - расстояние между режущей кромкой отрезного ножа и зеркалом матрицы;  $\delta_1$  - зазор между торцом предварительного пуансона в его крайнем переднем положении и зеркалом матрицы;  $\alpha_{p1}$  - угловой интервал, соответствующий продолжительности первого штамповочного удара.

Далее, используя статистические значения относительных параметров  $\xi_{\omega 5}$ ,  $\xi_{v6}$ ,  $\xi'_{v6}$ , равные максимальным абсолютным значениям первой передаточной функции соответствующего исполнительного органа, получим следующие соотношения между цикловыми углами:

$$\alpha'_{n6} = \xi_{\omega 5} R_{n5} K'_{v6 \max} s_{n6} \alpha_{n5} / \xi'_{v6} K_{v5 \max} s_{n5};$$

$$\alpha_{n6} = \xi_{\omega 5} R_{n5} K_{v6 \max} s_{n6} \alpha_{n5} / \xi_{v6} K_{v5 \max} s_{n5},$$

где  $R_{n5}$  - радиус дуги окружности, описанной при движении центра полости предварительного пуансона;  $K_{v5 \max}$ ,  $K_{v6 \max}$  - максимальные значения безразмерных позиционных коэффициентов соответственно скорости при движении пуансонной головки и стержня фиксатора;  $s_{n5}$ ,  $s_{n6}$  - соответственно ход пуансонной головки и стержня фиксатора.

При одинаковых законах движения ведомых звеньев цикловых механизмов перемещения пуансонной головки и фиксации можно принять  $K'_{v6 \max} = K_{v6 \max} = K_{v5 \max}$  и упростить соотношения, которые используют при расчете параметров циклограммы в первом приближении. Чтобы установить взаимосвязь углов  $\alpha_{n6}$ ,  $\alpha'_{n6}$ ,  $\alpha_{n5}$  во втором приближении, необходимо рассмотреть взаимодействие пуансонной головки и стержня фиксатора с учетом их суммарных погрешностей положения.

В общем случае суммарные погрешности включают статическую, динамическую и технологическую составляющие. Статические погрешности возникают при воздействии статических нагрузок, динамические - при упругих колебаниях исполнительных органов, технологические - из-за погрешностей изготовления, сборки и регулирования и в значительной мере случайны. Погрешности целе-

сообразно суммировать по методу максимума-минимума с учетом гарантированного зазора  $\delta_{x1}$  между полостью или торцом пуансона и поверхностью штампуемой заготовки в расчетных положениях.

Относительные фазовые погрешности положения представляют собой углы  $\Delta\alpha_{015}$ ,  $\Delta\alpha_{016}$ ,  $\alpha'_{d61}$ . Относительная фазовая погрешность во втором положении - составляющая фазового угла  $\alpha_{d51}$ .

Перечисленные фазовые погрешности в положении  $k$  ( $k = 2, 3, 5, 7$ ) определяют с помощью выражения

$$\Delta\alpha_k = \Delta\bar{\alpha}_{nk} + \Delta\bar{\alpha}_{fk} + \alpha_{yk}.$$

Фазовая погрешность  $\Delta\bar{\alpha}_{nk}$  вызывается отклонением действительного закона движения исполнительных органов взаимодействующих цикловых механизмов от теоретического при одинаковых положениях ведущих звеньев реального и идеального механизмов. Суммарная фазовая погрешность  $\Delta\bar{\alpha}_{fk}$  - погрешность положения ведущих звеньев взаимодействующих цикловых механизмов. Погрешность  $\alpha_{yk}$  представляет собой приращение угла поворота главного вала, необходимое для приведения колебаний исполнительного органа к расчетному уровню.

Учитывая изложенное можно записать

$$\Delta\alpha_2 = \alpha_{d51} - \bar{\alpha}(h_{n2}); \quad \Delta\alpha_3 = \Delta\alpha_{015}; \quad \Delta\alpha_5 = \Delta\alpha_{016}; \quad \Delta\alpha_7 = \alpha'_{61},$$

где  $\bar{\alpha}(h_{n2})$  - угол, соответствующий недоходу ползуна  $h_{n2}$  до крайнего переднего положения при втором штамповочном ударе. Этот недоход равен высоте полости в чистовом пуансоне.

Приведенная ошибка  $\Delta\bar{\alpha}_{nk}$  сравнительно мала, поэтому ее рассчитывают, используя приближенные выражения, связывающие приращение угла поворота  $\Delta\alpha_{nk}$  ведущего звена с приращением  $\Delta\Pi_{\Sigma}$ , выражающим суммарную ошибку положения исполнительного органа циклового механизма. Одно из выражений можно получить, если функцию положения  $\Pi_{\Sigma}(\alpha_0 + \Delta\alpha_{nk})$  разложить в ряд Тейлора по степеням  $\Delta\alpha_{nk}$  и пренебречь членами выше первой степени. В этом случае

$$\Delta\alpha_{nk} = \Delta\Pi_{\Sigma} / \Pi'(\alpha_k),$$

где  $\alpha_k$  - угол характерного положения по циклограмме перемещений ( $k = 3; 5$ ). При  $k = 2; 7$  ведущее звено - кривошип, исполнительный орган - ползун, а погрешность  $\Delta\Pi_\Sigma$  отсчитывают от крайнего переднего положения ползуна. При этом зависимость  $\Delta\alpha_{bk}$  можно записать

$$\Delta\alpha_{bk} = 2[\Delta\Pi_\Sigma/s_{n1}(1+\lambda)]^{1/2}.$$

Погрешность  $\Delta\bar{\alpha}_{fk}$  получают суммированием погрешностей  $\Delta\alpha_{bk}$  по каждому исполнительному органу, причем фазовые погрешности, связанные с "мертвым" ходом исполнительного органа при  $k = 2, 5, 7$ , учитывают слагаемыми вида

$$\Delta\alpha_{n\lambda 5} = U\left(\frac{|\Delta\Pi_{\lambda 5}|}{s_{n5}}\right)\alpha_{n5};$$

$$\Delta\alpha_{n\lambda 6} = U\left(\frac{\Delta_\phi}{s_{n6}}\right)\alpha'_{n6};$$

где  $U(\Delta\Pi_{\lambda 5}/s_{n5})$ ,  $U(\Delta_\phi/s_{n6})$  - относительные времена, соответствующие перемещениям  $\Delta\Pi_{\lambda 5}/s_{n5}$  и  $\Delta_\phi/s_{n6}$ ;  $\Delta\Pi_{\lambda 5}$  - ход пуансонной головки;  $\Delta_\phi$  - приведенный зазор в звеньях циклового механизма фиксации.

В качестве динамических составляющих погрешностей принимают их предельные значения по фазе или положению. Так как с изменением рабочего режима автомата фазовые характеристики колебаний изменяются, предельные значения упомянутых погрешностей определяют на отрезках  $(\alpha_k \pm 2\pi\omega/p_1)$ , где  $p_1$  - низшая частота колебаний соответствующей колебательной системы. Следует отметить, что колебательные составляющие погрешностей в приводе автомата пренебрежимо малы.

При выборе значений  $\Delta\alpha_{\lambda 5}$  можно использовать теоретические и экспериментальные данные. Результаты расчетов показывают, что для гашения колебаний пуансонной головки достаточно интервала времени, равного трем - шести периодам  $t_c$  свободных колебаний механизма. На начальных стадиях проектирования частота свобод-

ных колебаний неизвестна, что не дает возможности определить время  $t_c$ . Неизвестны также значения цикловых углов, суммарных фазовых погрешностей, положения и углов  $\alpha_k$  в положениях, когда  $k = 2; 7$ . В этих случаях, основываясь на опытных данных, можно принимать  $\Delta\alpha_{\lambda 5} = (0,08 \dots 0,1)\alpha_{n5}$ ,  $\Delta\alpha_{n\lambda 5} = 0$ ,  $\Delta\alpha_{fk} = 0$  ( $k = 2, 3, 5, 7$ ). Кроме того, можно принять равными нулю суммарные погрешности положения  $\Delta\bar{\alpha}_{uk}$  ( $k = 2, 3, 5, 7$ ). При  $\Delta\alpha_7 = 0$   $\alpha_7 = \pi$ .

Во **многопозиционных автоматах** для штамповки, стержневых изделий методом двухкратного редуцирования (выдавливания) стержня, высадки цилиндрической головки и ее обрезки на шести-гранник (рис. 5.28) необходимо провести расчет моментов начала заталкивания заготовки или полуфабриката в матрицы и осуществления формообразующих операций.

Недоход ползуна до крайнего переднего положения, соответствующий моменту начала заталкивания заготовки в матрицу первой штамповочной позиции, определяется из выражения

$$s_{n1} = l_0 - h_0 - l_{31}.$$

Рабочий ход ползуна при первом редуцировании

$$s_{p1} = l_{p1}d_{p1}^2/d_0^2.$$

Недоход ползуна до крайнего переднего положения, соответствующий моменту начала заталкивания в матрицу второй позиции заготовки, отштампованной на первой позиции, составляет

$$s_{n2} = h_0 + l_{p1} - h + \delta_m.$$

Рабочий ход ползуна при высадке головки

$$s_b = h_0 - h.$$

Недоход ползуна до крайнего переднего положения, соответствующий моменту начала заталкивания в матрицу третьей позиции заготовки, отштампованной на второй позиции, будет  $s_{n3} = l_1 - l_c + l_{33}$ , а рабочий ход ползуна при втором редуцировании стержня составляет

$$s_{p2} = l_{p2}d_{p2}^2/d_1^2.$$

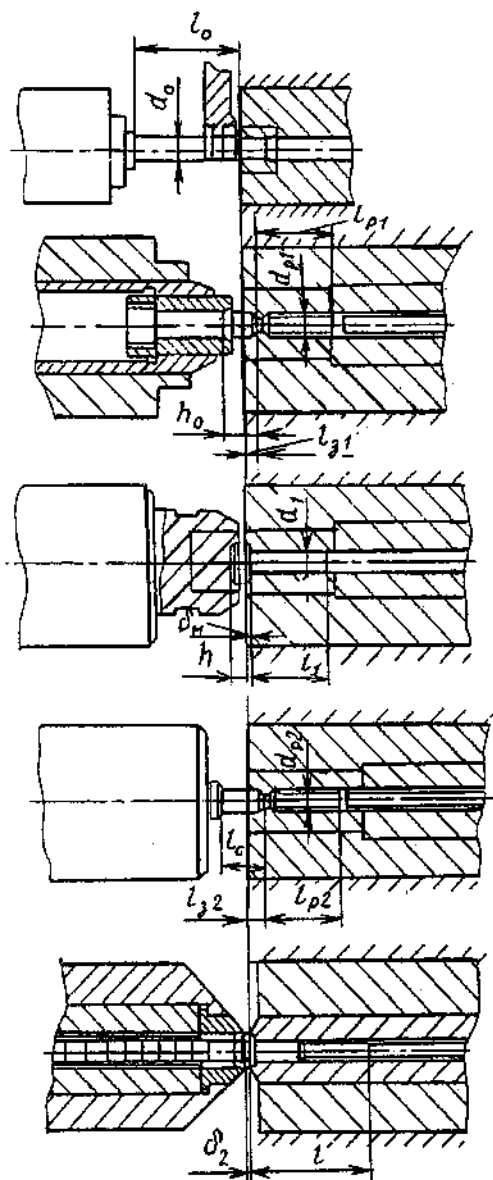


Рис. 5.28. Технологический процесс штамповки изделий и инструмент многопозиционного холоднштамповочного автомата

Наконец, недоход ползуна до крайнего переднего положения, соответствующий моменту начала заталкивания в матрицу четвертой позиции заготовки, отштампованной на третьей позиции, будет

$$s_{н4} = l + h - \delta_2$$

а рабочий ход ползуна при обрезке головки изделия  $s_{р4} = 1/3h$ .

Также, как и в однопозиционных двухударных автоматах, во многопозиционных первую группу механизмов составляют механизмы подачи проволоки, прижима и отрезки заготовки и ее штамповки. Это и определяет общность методического подхода к расчету цикловой диаграммы взаимодействия этой группы механизмов в одно- и многопозиционных автоматах. Во многопозиционных автоматах можно выделить еще такие группы:

- выталкивание изделий из матриц на первых трех позициях штамповки, перенос заготовок между позициями и штамповка;
- выталкивание изделий из матриц четвертой позиции и штамповка;
- управление захватывающими пальцами и штамповка.

Наиболее сложным по кинематической схеме и конструкции и оказывающим наибольшее влияние на надежность работы и производительность многопозиционных автоматов является механизм переноса, включающий механизмы перемещения каретки с захватами и управления раскрытием и закрытием захватов.

Особенность взаимодействия механизмов переноса, выталкивания и штамповки заключается в том, что пуансон и стержень выталкивателя движутся в одном направлении, а пуансон и захваты - во взаимно перпендикулярных направлениях.

Наиболее жесткие требования предъявляют быстродействию захватов на последней позиции штамповки (обрезка головки изделия), поскольку раскрытие захватов можно начинать только после того, как заготовка войдет в матрицу при заталкивании всей редуцированной части стержня изделия и зафиксируется нередуцированной частью на длине  $l_3 = (0,5 \dots 1,5)d$  ( $d$  - диаметр стержня болта). С уменьшением длины нередуцированной части стержня изделия требования к быстродействию захватов возрастают.

На рис. 5.29, а показаны схема и графики взаимодействия обрезающего пуансона 1, заготовки 4, заталкиваемой в матрицу 3, и захватов 2 в момент начала их раскрытия. Между перемещением захватов  $s_2$  (рис. 5.29, б) и перемещением штамповочного ползуна  $s_1$  зависимость линейная, а момент окончания раскрытия захватов совпадает с крайним передним положением (КПП) штамповочного ползуна, на котором закреплен обрезающий пуансон 1. Воспользовавшись методом обращения движений, остановим пуансон 1 и заготовку 4, тогда захваты 2 будут совершать сложное движение: абсолютное - в направлении их раскрытия и переносное - в направлении, обратном ходу ползуна. При этом передняя кромка одной из губок захватов 2 опишет прямую А.

Уравнение движения захватов

$$s_2 = s_{n2}s_1 / l_{np},$$

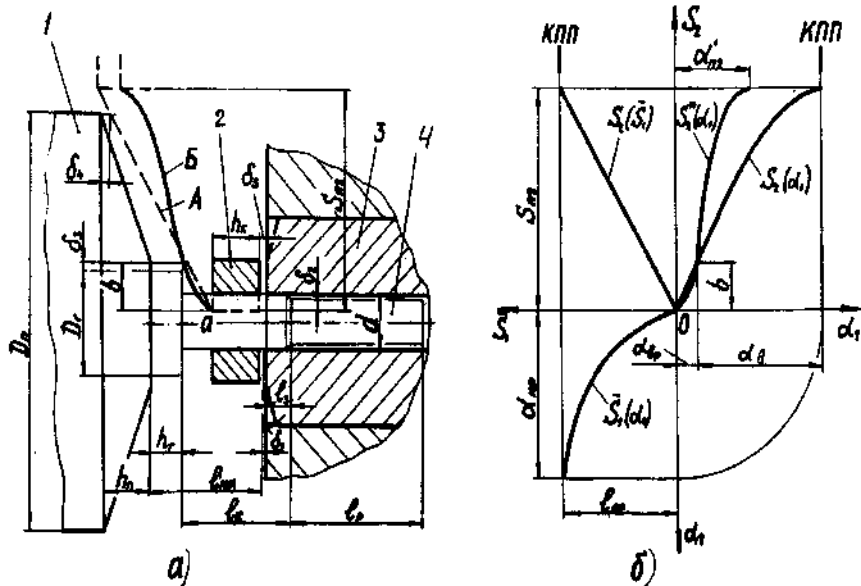


Рис. 5.29. Схема (а) и графики взаимодействия обрезающего пуансона и захватов механизма переноса (б)

где  $l_{np} = l_c + h_r - l_3 - \delta_1$ ; здесь  $l_c$  - длина нередуцированной части стержня;  $h_r$  - высота головки болта;  $\delta_1$  - зазор между торцами матрицы и обрезающего пуансона в КПП;  $s_{n2}$  - ход захватов, с учетом "мертвого хода"

$$\delta_2 = (0,05 \dots 0,1)s_{n2}.$$

Уравнение перемещения пуансона (ползуна) 1 запишем в виде

$$s_{n1} = l_{np} - \left\{ 1 - \cos(\alpha_{np} - \alpha_1) + 0,25\lambda \left[ 1 - \cos(\alpha_{np} - \alpha_1) \right] \right\},$$

где  $s_{n1}$  - ход штамповочного ползуна;  $\alpha_1$  - угол поворота коленчатого вала автомата, отсчитываемый в направлении его вращения;  $\lambda$  - параметр кривошипно-ползунного механизма, равный отношению длины кривошипа к длине шатуна;  $\alpha_{np}$  - угол поворота главного вала, соответствующий недоходу ползуна до крайнего переднего положения на величину  $l_{np}$ ,

$$\alpha_{np} = \arccos \left\{ \left[ 1 - \left( 1/\lambda - l_{np}/s_{n1} \right) \frac{l_{np}}{s_{n1}} \right] / \left[ 0,5(1 + 1/\lambda) - \frac{l_{np}}{s_{n1}} \right] \right\}.$$

Чтобы в процессе раскрытия захваты не задевали заготовку 4 и пуансон 1, необходимо выполнить следующие условия:

$$b \geq 0,5(D_r - d) + \delta_2 + \delta_3;$$

$$h_n \geq l_b + \delta_4 - l_{np} \left[ 1 - (D_n - d + 2\delta_2)/s_{n2} \right],$$

где  $b$ ,  $l_b$  - величина хода раскрытия захватов и недоход ползуна до КПП соответственно в момент соприкосновения основания головки изделия при заталкивании его в матрицу с передней плоскостью захватов;  $\delta_3$  - гарантированный зазор между головкой заготовки и губками захватов ( $\delta_3 = (0,1 \dots 0,15)d$ );  $\delta_4$  - гарантированный зазор между торцом пуансона и траекторией А, принимаемый для компенсации погрешности положения обрезающего пуансона ( $\delta_4 = (0,01 \dots 0,02)s_{n1}$ );  $D_r$  - диаметр головки заготовки;  $D_n$ ,  $h_n$  - соответственно наружный диаметр и высота усеченной части обрезающего пуансона.

Недоход

$$l_b = h_r + h_k + \delta_5 - \delta_1,$$

где  $h_k$  - ширина губок захватов;  $\delta_5$  - зазор между зеркалом матрицы и задней плоскостью захватов.

Обеспечить необходимые значения  $b$  и  $h_n$  можно благодаря надлежащему выбору закона движения захватов, соотношения фаз разгона и торможения, а также циклового угла раскрытия  $\alpha'_{n2}$ , соответствующего ходу  $s_{n2}$ .

Необходимо также, чтобы в раскрытом положении захваты не препятствовали проходу в зону штамповки передней части пуансона диаметром  $D_n$ .

Законы движения захватов реализуются с помощью кулачкового механизма, профиль кулачка которого выполнен по заданному закону изменения ускорения толкателя. В этом случае зависимость  $\bar{s}_2(\bar{s}_1)$  нелинейная.

Кривая  $B$  соответствует кривой  $s_2(\alpha_1)$  в системе координат  $s_2\theta\alpha$ , причем перемещение  $s_{n2}$  осуществляется за угол поворота привода  $\alpha'_{n2}$ . Прежде чем приступить к определению последнего, нужно вычислить фазовый угол  $\alpha_b$ , соответствующий недоходу  $l_b$ .

Перемещение захватывающих пальцев на величину  $b$  осуществляется за угол поворота кулачка привода  $\alpha_{вр}$ , равный разности фазовых углов  $\alpha_{нр}$  и  $\alpha_b$ , т.е.

$$\alpha_{вр} = \alpha_{нр} - \alpha_b.$$

От абсолютных величин  $s_2$  и  $\alpha_1$  перейдем к относительным величинам  $K_{s2} = s_2/s_{n2}$  и  $U = \alpha_1/\alpha'_{n2}$ . Поскольку углу  $\alpha_{вр}$  соответствует относительный угол  $U(b/s_{n2})$ , то цикловой угол  $\alpha'_{n2}$  равен отношению этих величин

$$\alpha'_{n2} = \alpha_{вр} / U(b/s_{n2}).$$

Таким образом, задача сводится к нахождению значений  $U(b/s_{n2})$  по безразмерной характеристике перемещения  $K_{s2} = K_{s2}(U)$ . При применении, например, синусоидального закона изменения ускорения ведомого звена при аналитическом решении зависимости  $U = U(b/s_{n2})$  можно воспользоваться или численным методом решения, или номограммой (рис. 5.30). На оси ординат  $K_{s1}$  в масштабе  $\mu_{Ks}$  откладываем значения  $l_{нр}/s_{n1}$  и  $l_b/s_{n1}$ , проводим прямые, параллельные оси абсцисс  $\alpha$ , до пересечения с кривой относительного недохода ползуна с соответствующим значением  $\lambda$ ,

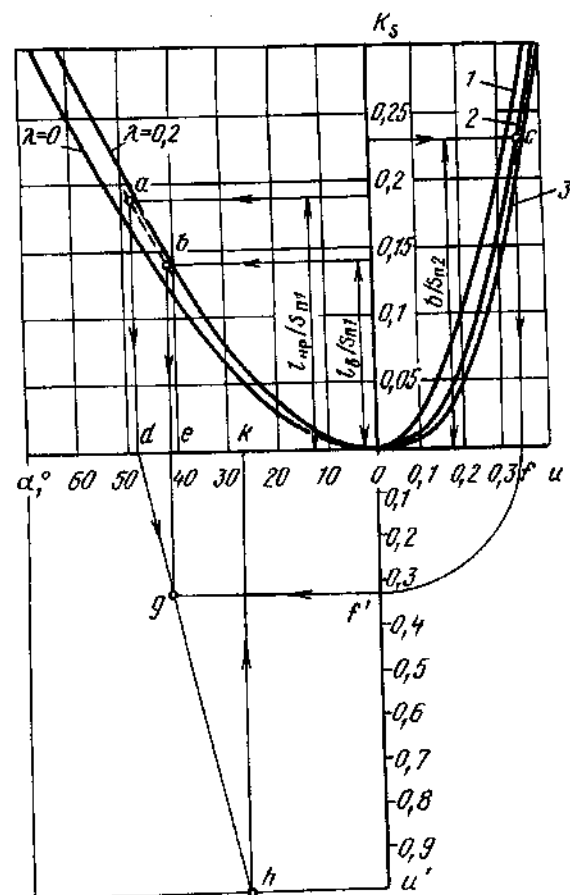


Рис. 5.30. Номограмма для определения цикловых и фазовых углов

получая точки  $a$  и  $b$ . Точки для значений  $\lambda$ , отличающихся от приведенных на рис. 5.30, находим с помощью линейной интерполяции. Затем на оси ординат  $K_s$  в масштабе  $\mu_{Ks}$  откладываем значение  $b/s_{n2}$  и проводим прямую, параллельную оси абсцисс  $U$  до пересечения с кривой относительного хода захватов по соответствующему закону движения, получая точку  $c$ . Через точки  $a$ ,  $b$  и  $c$  проводим прямые, параллельные оси ординат  $K_s$  до пересечения с осями абсцисс  $\alpha$  и  $U$  в точках  $a$ ,  $b$  и  $c$ . Точку  $f$  на оси  $U$  сносим на ось  $U'$  (точка  $f'$ ), являющуюся продолжением оси ординат  $K_{s1}$ ,  $K_{s2}$ . На пересечении про-

должения отрезка  $be$  и прямой, проходящей через точку  $f'$  и параллельной оси  $\alpha$ , получаем точку  $g$ . Через точки  $d$  и  $g$  проводим прямую до пересечения с осью  $U' = 1$  в точке  $h$ . Проводя через эту точку прямую, параллельную оси  $U'$ , до пересечения с осью  $\alpha$ , получаем точку  $k$ . В результате отрезки  $od$ ,  $de$  и  $dk$  равны значениям углов  $\alpha_{nd}$ ,  $\alpha_{nd}$  и  $\alpha'_{nd}$ , т.е.

$$\alpha_{\text{HP}} = \text{od}\mu_{\alpha}, \quad \alpha_{\text{BP}} = \text{de}\mu_{\alpha}, \quad \alpha'_{\text{H2}} = \text{dk}\mu_{\alpha}.$$

Отрезок  $of$  равен значению  $U(b/s_{n2})$ , соответствующему углу  $\alpha_{в0}$ .

Из полученных зависимостей и графиков следует, что для увеличения угла  $\alpha_{n2}$  необходимо стремиться к увеличению отношения  $l_{np}/s_{n1}$  и уменьшению отношений  $l_b/s_{n1}$  и  $b/s_{n2}$ . Этому способствует уменьшение параметров  $s_{n1}$  и  $\lambda$ , а также использование законов движения толкателя кулачковых механизмов с наиболее высокими значениями характеристики  $K_{s2} = K_{s2}(U)$  в начале цикла движения захватов. По последнему признаку закон Гутмана оказывается несколько выгоднее синусоидального закона.

Взаимодействие стержня выталкивателя из матрицы и обрезного пуансона должно осуществляться так, чтобы при возвратном ходе штамповочного ползуна после завершения операции обрезки головки болта стержень выталкивателя начал перемещение раньше, чем начнет перемещаться обрезной пуансон. Это способствует своевременному продвижению заготовки болта по транспортному устройству от позиции обрезки к устройству для подрезки торца и снятия фаски.

Величину опережения движения выталкивателя  $s_{опз}$  выбирают в пределах

$$1,5h_r \leq s_{\text{опз}} \leq 4h_r.$$

### Ход стержня выталкивателя

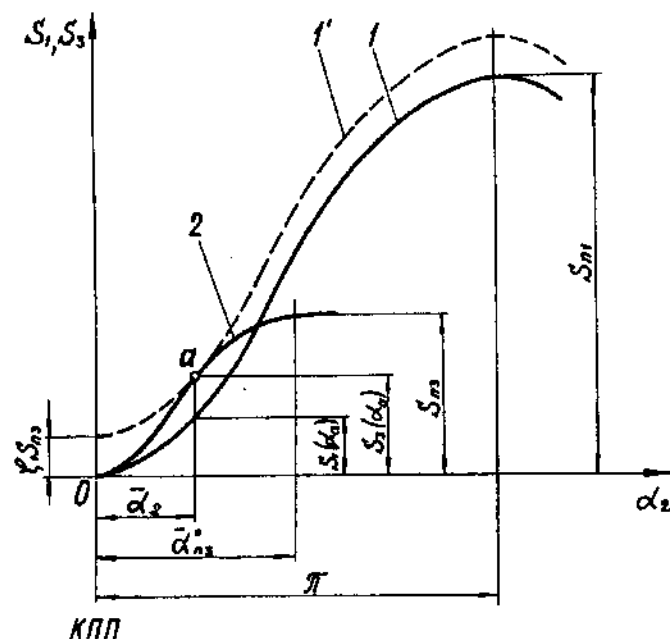
$$s_{\Pi 3} \leq l_c + l_p + \delta_6,$$

где  $\delta_6$  - зазор между задним торцом заготовки и передним торцом стержня выталкивателя в момент начала его срабатывания.

Для определения угла  $\alpha_{пз}$  условимся, что начало выталкивания (кривая 2 на рис. 5.31) совпадает с моментом прихода обрезающего пуансона в КПП (кривая 1). Выразим опережение хода выталкивателя к ходу ползуна в виде

$$S_{0n3} = \xi S_{n3}.$$

При заданном значении параметра  $\xi$  построим кривую  $I'$ , параллельную кривой  $I$ , смещенную в положительном направлении оси координат  $s_1, s_3$  на расстояние  $\xi_{s_{п3}}$ . Кривые  $I$  и  $2$  имеют общую точку касания  $\alpha$ . Абсцисса  $\bar{\alpha}_2$  точки касания соответствует углу поворота коленчатого вала автомата от отметки  $0$ , при котором обеспечивается опережение  $\xi_{s_{п3}}$ , ордината  $s_3(\alpha)$  - перемещению стержня выталкивателя, равному сумме перемещений  $s_1(\bar{\alpha}_2)$  и  $\xi_{s_{п3}}$ . При этом в первом приближении угол  $\alpha_{п3}$  представляет собой цикловой угол выталкивания из обрезной матрицы. Обозначив



**Рис. 5.31. Графики перемещения выталкивателя и ползуна многопозиционного автомата**

$$v = s_{n3} / s_{n1}, \quad K_{s1}(\bar{\alpha}_2), \quad K_{s3}(U) = s_3(U) / s_{n3}, \quad U = \bar{\alpha}_2 / \alpha_{n3}^0,$$

запишем условие равенства перемещений и скоростей исполнительных органов в точке  $a$  в безразмерном виде:

$$v[K_{s3}(U) - \xi] - K_{s1}(\bar{\alpha}_2) = 0;$$

$$vUK'_{s3}(U) - \alpha_2 K'_{s1}(\bar{\alpha}_2) = 0,$$

где  $K_{s1}(\bar{\alpha}_2) = 0,5(1 - \cos \bar{\alpha}_2) + 0,25\lambda(1 - \cos 2\bar{\alpha}_2);$

$$K'_{s3}(U) = d[K_{s3}(U)]/dU; \quad K'_{s1}(\bar{\alpha}_2) = d[K_{s1}(\bar{\alpha}_2)]/d\bar{\alpha}_2.$$

Из первого уравнения системы найдем  $\bar{\alpha}_2 = \bar{\alpha}_2(U)$  и подставим во второе уравнение. В результате получим уравнение с одним неизвестным

$$vUK'_{s3}(U) - \bar{\alpha}_2(U)K'_{s1}[\bar{\alpha}_2(U)] = 0,$$

где 
$$\alpha_2(U) = \arccos \left\{ \frac{-1 + \sqrt{1 - \lambda \{4v[K_{s3}(U) - \xi] - (2 + \lambda)\}}}{\lambda} \right\}.$$

В случае  $\lambda = 0$  приходим к неопределенности вида  $0/0$ , раскрывая которую по правилу Лопиталя, получим

$$\bar{\alpha}_2(U) = \arccos \{1 - 2v[K_{s3}(U) - \xi]\}.$$

Решив это уравнение относительно параметра  $U$ , найдем

$$\alpha_{n3}^0 = \bar{\alpha}_2 / U.$$

Таким образом, цикловой угол  $\alpha_{n3}^0$  находится в функциональной зависимости от безразмерных характеристик  $K_{s3}(U)$ ,  $K'_{s3}(U)$ , определяющих закон движения стержня выталкивателя, и параметров механизмов штамповки и выталкивания  $\lambda$ ,  $v$  и  $\xi$ .

Обычно при определении  $K_{s3} = K_{s3}(U)$  перемещений выталкивателей на всех четырех позициях штамповки используют синусоидальную функцию вида  $K_{s3} = U - \frac{1}{2\pi} \sin 2\pi U$ . На финишной (4-й) позиции штамповки предпочтительнее применять этот же закон движения, но с несимметричной тахограммой (см. ниже).

На заготовку в направлении перемещения выталкивателей действует возрастающая сила инерции, которая способствует продвижению заготовки по транспортному устройству. Если при этом длительности прямого и обратного ходов выталкивателей равны, то в момент изменения направления скорости стержня выталкивателя исключается разрыв функции импульса  $K'_s(U)$ , вызывающей возбуждение сопровождающих колебаний.

Для упрощения расчетов целесообразно использовать синусоидальную функцию  $K_{s3} = f(U)$  на всем протяжении прямого хода стержня выталкивателя. При этом следует учесть, что действительное значение  $\xi$  меньше первоначально принятого расчетного значения. Для закона движения с равной продолжительностью разгона и торможения уменьшение составляет 5 - 9 % по сравнению с первоначально принятым.

По результатам решения уравнения  $K_{s3} = U - \frac{1}{2\pi} \sin 2\pi U$  численным методом на ЭВМ ЕС-1020 в диапазоне значений  $v = 0,02 \dots 0,8$ ;  $\xi = 0; 0,2; 0,5; 0,8$ ;  $\lambda = 0; 0,2$  построены зависимости  $\alpha_{n3} = f(v, \xi, \lambda)$  (рис. 5.32). Штриховые линии соответствуют значению  $\lambda = 0$ , а сплошные значению  $\lambda = 0,2$ .

Цикловой угол  $\alpha_{n3}$  возрастает с увеличением параметра  $v$ , причем скорость возрастания падает по мере увеличения параметра  $\xi$ . При увеличении  $\lambda$  угол  $\alpha_{n3}$  уменьшается. Влияние параметра  $\lambda$  на угол  $\alpha_{n3}$  снижается при увеличении параметра  $\xi$ .

Для обеспечения своевременного скола венца, образующегося на головке изделия к концу операции обрезки, необходимо, чтобы выталкивание начиналось ранее прихода обрезного пуансона в КПП. Перемещение стержня выталкивателя к этому моменту должно составлять

$$\Delta s_{n3} = \delta_1 + \delta_6.$$

Угол поворота кулачка привода механизма при перемещении  $\Delta s_{n3}$  будет  $\Delta \alpha_{n3} = U(\Delta s_{n3}) \alpha_{n3}^0$ .

Относительный угол  $U(\Delta s_{n3} / s_{n3})$  определяют либо численным способом, либо по приближенной зависимости

$$U(\Delta s_{n3} / s_{n3}) = 0,558(\Delta s_{n3} / s_{n3})^{1/2}.$$

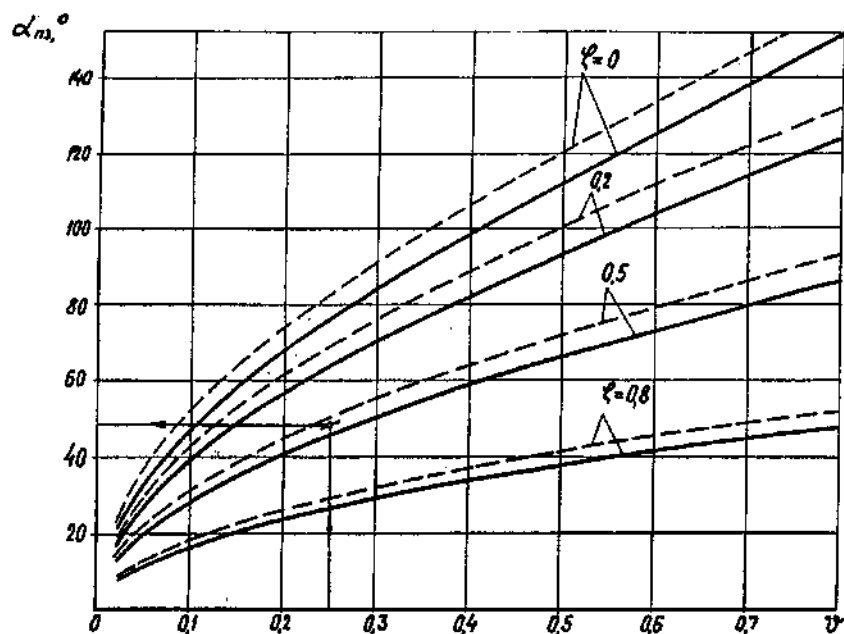


Рис. 5.32. Графики для определения цикловых углов

С учетом фазового смещения  $\Delta\alpha_{п3}$  уточненное значение циклового угла выталкивателя из обрезной матрицы составляет

$$\alpha_{п3} = \alpha_{п3}^0 + \Delta\alpha_{п3}.$$

Цикловые углы при прямом и обратном ходах стержня выталкивателя рекомендуют принимать равными друг другу, т.е.  $\alpha_{п3} = \alpha'_{п3}$ , а цикловой угол выстоя выталкивателя между концом прямого и началом обратного хода - равным нулю. Угол  $\alpha_{п3}$  не должен превышать величины

$$\alpha_{п3} \leq 180^\circ - 0,5(\alpha_{п0} - \Delta\alpha_{п3}),$$

где  $\alpha_{п0}$  - угол, соответствующий недоходу обрезного пуансона до КПП на расстояние

$$l_{п0} = h_r + \Delta s_{п1},$$

где  $\Delta s_{п1} = (0,01 \dots 0,015)s_{п1}$ .

Согласно статистическим данным угол  $\alpha_{п0} < 40^\circ$  для любого типоразмера гаммы многопозиционных автоматов для изделий стержневого типа.

Принятые на первых этапах проектирования параметры циклограммы следует уточнить на последующих этапах проектирования при построении графиков перемещений исполнительных органов (звеньев), при анализе кинематической точности, а также при частотном и амплитудно-частотном анализе этих механизмов по результатам испытаний и исследований опытного образца автомата.

Известно, что в реальных условиях для обеспечения возможности движений звеньев механизмов их изготавливают и собирают с определенными зазорами. Однако в результате несовершенства изготовления в высших парах - зубчатых зацеплениях и кулачковых механизмах зазоры нередко превышают допустимые нормы. Кроме того, под действием усилий звеньев механизмов, обладающих конечной упругостью (жесткостью), изменяют свою первоначальную длину. Погрешности изготовления и сборки механизмов, изменение размерных параметров в процессе нагружения приводят к тому, что реальное положение звеньев механизмов отличается от расчетных, а фазовые и цикловые углы их перемещения не соответствуют предусмотренным цикловой диаграммой.

Погрешность исходного положения ползуна определяется суммарным значением зазоров в его кинематических парах: опорах коленчатого вала  $\Delta_O$ , большой шатунной шейке  $\Delta_A$  и малой шатунной шейке  $\Delta_B$ , т.е.  $\Delta_\Sigma = \Delta_O + \Delta_A + \Delta_B$ .

Чтобы обеспечить получение изделий необходимой точности по высоте, пуансоны выдвигают вперед на величину этого зазора. Этот же зазор влияет и на величину начальной скорости встречи пуансонов с матрицами при работе автомата на холостых ходах

$$v_0 = \omega R(\sin \alpha_\Delta + 0,5 \sin 2\alpha_\Delta),$$

где  $\alpha_\Delta$  - угол поворота коленчатого вала, соответствующий моменту встречи пуансонов с матрицами.

Моменты начала движений цикловых механизмов зависят от погрешностей, вносимых зазорами в зубчатых передачах, вызванных упругостью промежуточных валов, погрешностями изготовления кулачковых пар, зазорами в них и упругостью звеньев самих цикловых механизмов.

Если принят отсчет движения от состояния покоя, когда  $\omega = 0$ , то ведущая шестерня первой пары зацепления некоторое время будет совершать движение в поле зазора между сопряженными профилями зубьев при неподвижном втором зубчатом колесе, затем произойдет удар и дальнейшее совместное движение осуществляется при неподвижном сначала ведущем (в пределах угла скручивания вала), а затем ведомом колесе второй пары зацепления. В момент пуска автомата в работу выбор зазоров, соударение звеньев и скручивание валов идет последовательно от ведущей шестерни к ведомой по линии передачи, а при остановке - в противоположном направлении, так как ведущее звено становится неподвижным.

Поэтому вращение распределительного вала начинается только после того, как коленчатый вал повернется на угол

$$\alpha_0 = \alpha_{зп1} + \alpha_{зп2},$$

где  $\alpha_{зп1}$ ,  $\alpha_{зп2}$  - углы соответственно поворота зубчатых передач и скручивания валов от коленчатого вала до кулачка привода циклового механизма.

Угол поворота ведущего колеса первой зубчатой пары в пределах зазора в зацеплении  $\Delta_{ззц}$  и упругой деформации зубьев ведущего и ведомого колес будет

$$\alpha_{зп1} = (\Delta_{ззц} + e_1 + e_2) / (R_1 \cos \alpha_{ззц}),$$

где  $R_1$  - радиус начальной окружности колеса;  $\alpha_{ззц}$  - угол зацепления;  $e_1$ ,  $e_2$  - упругая деформация зубьев.

Поскольку максимальная упругая сила между зубьями в конце удара соответствует максимальным деформациям, можно записать

$$P_{упр} = c_1 e_1 = c_2 e_2, \text{ откуда } e_1 = e_2 c_2 / c_1, \text{ тогда}$$

$$\alpha_{зп1} = [\Delta_{ззц} + e_2 (1 + c_2 / c_1)] / (R_1 \cos \alpha_{ззц}),$$

где  $c_1$ ,  $c_2$  - коэффициенты жесткости соответственно ведущего и ведомого зубчатых колес и валов, на которых они установлены. По аналогии для последующих пар зацепления можно записать:

$$\alpha_{зп2} = [\Delta_2 + e_4 (1 + c_4 / c_3)] / (R_2 \cos \alpha_2);$$

$$\alpha_{зпn} = [\Delta_n + e_{n+2} (1 + c_{n+2} / c_{n+1})] / (R_n \cos \alpha_n).$$

Коэффициент жесткости каждой зубчатой передачи рассчитывают с учетом изгиба зубьев и кручения вала, на котором установлено зубчатое колесо.

Максимальная деформация зубчатых колес:

$$e_1 = e_{ст.1} + e_{д1};$$

$$e_2 = e_{ст.2} + e_{д2}.$$

Добавочную динамическую деформацию определяют из условия, что в моменты удара подвижной массы о неподвижную кинематическая энергия полностью переходит в потенциальную энергию деформаций.

В этом случае для первой зубчатой пары получим

$$m_1 v_1^2 - (m_1 + m_2) v_{12}^2 = c_1 e_1^2 + c_2 e_2^2.$$

Из условия  $m_1 v_y = v_{12} (m_1 + m_2)$  скорость сближения масс

$$v_{12} = v_y m_1 / (m_1 + m_2),$$

где  $m_1$ ,  $m_2$  - массы зубчатых колес, приведенные к радиусу основной окружности и приходящиеся на единицу рабочей ширины зуба;  $v_y$  - скорость удара.

Принимая во внимание, что  $P_y = c_1 e_1 = c_2 e_2$  и заменив  $m_1 m_2 / (m_1 + m_2) = m$ ,  $c_2 (c_2 / c_1 + c_1) = c$  с учетом коэффициента восстановления  $\psi_1 = 0,6 \dots 0,9$ , учитывающего упругость вала, получим

$$e_{д2} = v_y \psi_1 (m / c)^{1/2};$$

$$e_{д1} = e_1 - e_{ст.1} = P_y / c_1 = e_2 c_2 / c_1.$$

Деформации от действия статических нагрузок

$$e_{ст.1} = P_{ст.1} / c_1; \quad e_{ст.2} = P_{ст.2} / c_2.$$

При  $P_{ст.1} = P_{ст.2}$  имеет место равенство

$$e_{ст.1} = e_{ст.2} c_2 / c_1.$$

Многочисленными экспериментальными исследованиями установлено, что действительные значения цикловых и фазовых углов

значительно (на 17 - 25 %) отличаются от запроектированных в сторону уменьшения их величин, поскольку при разработке цикловой диаграммы конструкторы не учитывают зазоры в зубчатых зацеплениях и кинематических парах звеньев цикловых механизмов, упругость звеньев и реальную точность изготовления кулачков.

Основной причиной отклонения действительных значений цикловых углов от расчетных являются погрешности изготовления профиля кулачка, которые всегда имеют место.

На современных металлорежущих станках изготовить кулачки с точностью выше  $\pm(0,01 \dots 0,02)$  мм невозможно. В этом случае расчетная величина циклового угла при построении цикловой диаграммы должна быть увеличена и принята равной

$$\alpha_{\text{ц}} = \alpha_0 + \Delta\alpha_{\text{ор}} + \Delta\alpha_{\text{от}},$$

где  $\alpha_0$  - расчетная величина циклового угла, определенная без учета возможных погрешностей изготовления;  $\Delta\alpha_{\text{ор}}$ ,  $\Delta\alpha_{\text{от}}$  - поправочный угол, рассчитанный с учетом заданной точности изготовления кулачка и величины подъема его профиля  $H = R_{\text{т. max}} - R_{\text{т. min}}$  соответственно для участков разгона и торможения ведомого звена;  $R_{\text{т. max}}$ ,  $R_{\text{т. min}}$  - наибольшее и наименьшее значения теоретического радиуса профиля кулачка.

Величина поправочного угла  $\Delta\alpha_{\text{ор}}$  и  $\Delta\alpha_{\text{от}}$  или его относительная величина  $\Delta\alpha_{\text{ор}}/\alpha_0$  и  $\Delta\alpha_{\text{от}}/\alpha_0$  может быть определена из основных уравнений перемещений ведомого звена с подстановкой в них вместо перемещения величины поля допуска на изготовление кулачка  $\delta = 0,02 \dots 0,4$  мм. Так, для ведомого звена, перемещающегося по синусоидальному закону изменения ускорения с различными интервалами разгона и торможения

$$\delta/H = \Delta\alpha_0/\alpha_0 - m/[2\pi(m-n)] \sin\left(2\pi \frac{m-n}{m} \frac{\Delta\alpha_0}{\alpha_0}\right).$$

Разложив выражение в ряд

$$\sin[2\pi(m-n)\Delta\alpha_0/(m\alpha_0)] = 2\pi \frac{m-n}{m} \frac{\Delta\alpha_0}{\alpha_0} - \frac{1}{6} \left(2\pi \frac{m-n}{m} \frac{\Delta\alpha_0}{\alpha_0}\right)^3,$$

получим 
$$(\Delta\alpha_0/\alpha_0)_a = 0,534 \left[ \delta/H \left( \frac{m-n}{m} \right)^2 \right]^{1/3}.$$

При  $\delta = 0,04$  мм,  $H = 50$  мм,  $m = 1$  и  $n = 0$   $(\Delta\alpha_0)_a = 0,05\alpha_0$ .

Следовательно, на участке разгона  $\Delta\alpha_{\text{ор}} = 0,05\alpha_0$ .

Для участка торможения

$$(\Delta\alpha_{\text{от}}/\alpha_0)_a = 0,534 \left[ \delta/H (m-n)^2 \right]^{1/3}.$$

### Реализация цикловой диаграммы

Рассчитанные на основе анализа особенностей технологического процесса и параметров операций, входящих в его состав, фазовые углы цикловой диаграммы практически реализуются с учетом особенностей выбранной схемы механизмов.

Ниже приведена методика реализации цикловой диаграммы, разработанная в ЦБКМ применительно к механизму отрезки заготовок с возвратно-поступательно перемещающимся ножевым штоком, получающем привод от дисковых вращающихся кулачков и качающихся рычагов.

Структура кинематики этого механизма скачкообразно изменяется в начале и конце выполнения разделительной операции. Отличительная особенность кинематической схемы механизма (рис. 5.33) два элементарных базисных механизма: четырехзвенный шарнирно-рычажный (звенья 1 - 4) с изменяемой длинной стойки 1 и кривошипа 2 и трехзвенный кулачковый с роликовым коромыслом 4 и кинематическим замыканием высших пар. Ведущие звенья этих механизмов - кривошип 2 и кулачок 2' вращаются совместно относительно общей оси А, будучи жестко закрепленными на одном распределительном валу. Ведомое звено 4 можно рассматривать как ведущее звено элементарного исполнительного механизма, представляющего собой четырехзвенный механизм (звенья 1, 4, 5 и 6) с качающейся кулисой и ползуном.

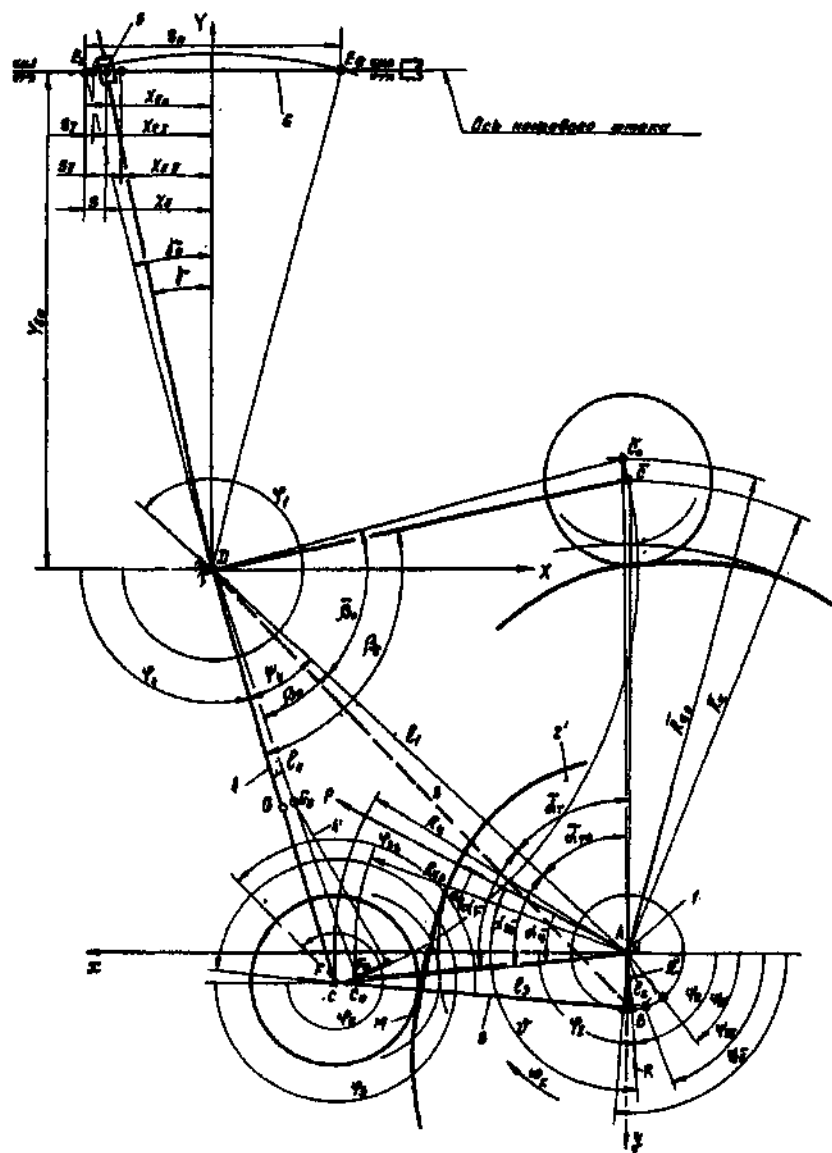


Рис. 5.33. Расчетная схема механизма отрезки

При прямом ходе ножевого штока (звено б) различают три стадии. На первой стадии ножевой шток подходит к заготовке. В это время шарнирно-рычажный механизм не совершает полезной работы, так как движение ножевого штока не зависит от движения его звеньев. На второй стадии выполняется разделительная операция и включается в работу базисный четырехзвенный шарнирно-рычажный механизм, выходное звено 4 которого является роликовым коромыслом кулачкового механизма. На второй стадии движения, когда  $s_1 \leq s \leq s_{II}$  усилие отрезки воспринимается низшими кинематическими парами. По окончании отрезки заготовки движение происходит от профиля прямого кулачка, а малое коромысло в относительном движении начинает поворачиваться вокруг точки G и отходит от роликового коромысла, благодаря чему четырехшарнирный механизм не участвует в третьей (заключительной) стадии движения ножевого штока ( $s \leq s_{II}$ ) при прямом ходе - переносе отрезанной заготовки на первую позицию штамповки.

При реальных размерах звеньев механизма отрезки скольжение камня 5 относительно кулисы, закрепленной на ведомом звене 4, на первых двух стадиях ( $0 \leq s \leq s_{II}$ ) незначительно, поэтому закон движения ножевого штока (звено б) практически совпадает с законом движения ведомого звена 4. На рис. 5.34 показан типовой график перемещений ведомого звена базисного механизма. Арабскими цифрами обозначены номера  $p$  участков графика, соответствующие указанным стадиям ( $p = 1, 2, 3$ ), а римскими цифрами без штриха - номера  $g$  положений ведомого звена, граничных между первым и вторым ( $g = I$ ), между вторым и третьим ( $g = II$ ) участками и конечного положения ( $g = III$ ). Отсчет перемещений проводят по дуге радиуса  $l_4$ , равного длине коромысла  $l_{DF}$  (см. рис. 5.33). Чтобы движения ножевого штока и ведомого звена на всем протяжении циклового времени  $t_{п\pi}$  ( $t_{п\pi} = \alpha_{п\pi} / \omega_k$ ) были плавными и безударными, необходимо обеспечить сопряжение траекторий их перемещений, соответствующих на графике (рис. 5.34) кривой I - II, кривой 0 - I и кривой II - III. Первая кривая представляет собой закон движения коромысла четырехзвенного шарнирно-рычажного механизма в интервале углов поворота кулачка  $\alpha_1 \leq \alpha \leq \alpha_{п\pi} - (\alpha_1 + \alpha_{II})$ , вторая и третья кривые - законы движения роликового коромысла

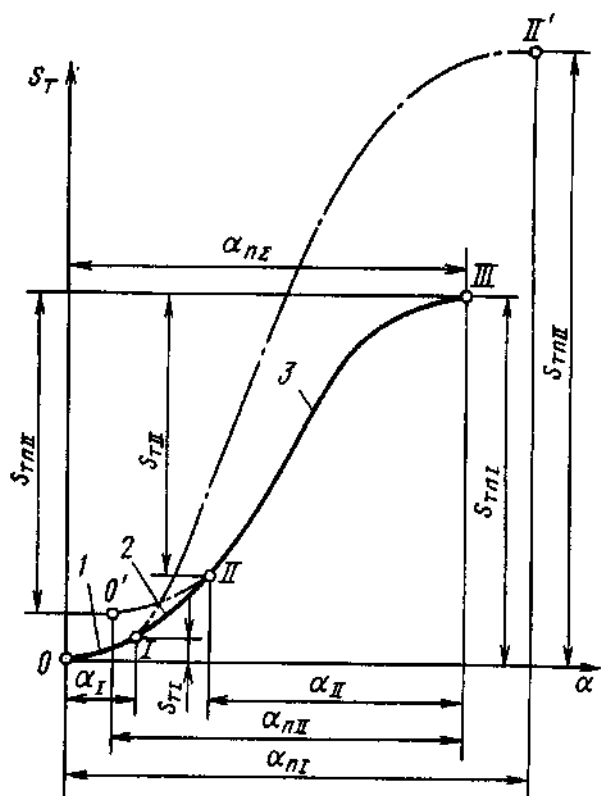


Рис. 5.34. График перемещения ведомого звена циклового механизма с изменяемой структурой

трехзвенного кулачкового механизма в интервалах  $0 \leq \alpha \leq \alpha_I$  и  $\alpha_{nI} - \alpha_{II} \leq \alpha \leq \alpha_{nI}$ . При этом полное перемещение шарнира  $s$ , соединяющего рычага 3 и 4 (см. рис. 5.33), из одного крайнего положения в другое составляет величину  $s_{TnI}$  (см. рис. 5.34). Штрихпунктирными линиями I - II' и O' - II нанесены участки графиков движения на первой и третьей стадиях. Эти графики характеризуются параметрами  $\alpha_I$ ,  $s_{TI}$ ,  $\alpha_{nI}$ ,  $s_{TnI}$  на первой стадии и параметрами  $\alpha_{II}$ ,  $s_{TII}$ ,  $\alpha_{nII}$ ,  $s_{TnII}$  - на второй. Отсчет угла  $\alpha_{II}$  и перемещения  $s_{TII}$  проводят от конечных положений ведущего и ведомого звеньев в отрицательных направлениях осей координат  $\alpha$  и  $s_T$ .

Равенство перемещений и скоростей на границах базового участка графика  $s_T(\alpha)$  обеспечивается с помощью позиционных коэффициентов  $\gamma_g$  сопряжения смежных участков траектории движения ведомого звена:

$$\gamma_g = [\Pi'_4(\varphi_2)]_g \alpha_g l_4 / s_{Tg},$$

где  $[\Pi'_4(\varphi_2)]_g$  - значение первой передаточной функции звена 4 по углу поворота  $\varphi_2$  кривошипа шарнирного четырехзвенника при  $\varphi_2 = \varphi_{2I}$  ( $g = I$ ) и  $\varphi_2 = \varphi_{2II}$  ( $g = II$ );  $\alpha_g$ ,  $s_{Tg}$  - углы поворота кулачка и соответствующие им перемещения ведомого звена в граничных положениях ( $g = I, II$ );  $l_4$  - длина коромысла 4.

Вначале выбирают значения перемещений ножевого штока  $s_I$  и  $s_{II}$  в зависимости от диаметра заготовки  $d_0$ :

$$s_I = (0,08 \dots 0,12)d_0;$$

$$s_{II} = (0,55 \dots 0,65)d_0.$$

Затем графическим построением, двигаясь от исполнительного органа к ведущему звену, находят углы поворота кривошипа 2 ( $\psi_{20}$ ,  $\psi_{21}$ ,  $\psi_{22}$ ), отвечающие началу каждой из трех стадий движения.

Округляя полученные значения углов до целых значений, принимают

$$\alpha_I = \psi_{21} - \psi_{20};$$

$$\alpha_{II} = \alpha_{nI} - \psi_{2II} + \psi_{20}.$$

Принимая во внимание, что

$$s_{TnI} = (\bar{\beta}_0 - \beta_0) l_4,$$

$$s_{TnII} = s_{nI} - s_{TI},$$

определяют величины  $[\Pi'_4(\varphi_2)]_g$  и  $s_{Tg}$  при  $i = 0$  ( $g = I$ ) и  $i = n$  ( $g = II$ ).

По зависимости

$$\gamma_g = \frac{U_g K_v(U_g)}{K_s(U_g)}$$

находят значения безразмерного времени  $U_g$ , отвечающее граничному положению ведомого звена в диапазоне

$$U_{g \min} < U_g < U_{g \max}$$

и выполняют расчет параметров шарнирного четырехзвенника, кулачкового и кулисного механизмов.

Расчет начинают с базовых профильных участков кулачкового механизма на второй стадии движения.

Исходными данными для расчета базовых профильных участков являются значения  $l_2, l_3, l_4, x_D, y_D, \psi_{20}, \psi_{21}, \psi_{211}, x_{E0}, y_{E0}, R_{u0}, \bar{R}_{u0}, \Delta\psi_2, n$ , где число  $n$  равно числу интервалов, на которые разбивают профильный участок при определении текущих значений параметров.

Алгоритм расчета состоит из расчета констант, текущих значений параметров шарнирного четырехзвенника, кулачкового и кулисного механизмов. Для идентификации положений шарнирного четырехзвенника по отношению к вектору, определяющему положение отрезка  $BD$ , используется составной подстрочный индекс, включающий основной индекс (номер звена) и дополнительный индекс в виде символа  $s$ . Нумерация положений звеньев осуществляется индексами  $i$  и  $j$ . Переход от первого индекса ко второму связан со смещением отсчета положений звеньев от начала выполнения раздельной операции к началу прямого хода ножевого штока.

Постоянные  $l_1, \phi_1, \beta_0, \beta_2, \alpha_{r0}, v$  и  $\gamma_0$  рассчитывают по формулам:

$$l_1 = (x_D^2 + y_D^2)^{1/2};$$

$$\phi_1 = 2\pi + \arctg(y_D/x_D);$$

$$\beta_0 = \arccos \frac{l_1^2 + l_4^2 - R_{u0}^2}{2l_1l_4};$$

$$\bar{\beta}_0 = \arccos \frac{l_1^2 + l_4^2 - \bar{R}_{u0}^2}{2l_1l_4};$$

$$\beta_2 = \beta_0 + \bar{\beta}_0;$$

$$\alpha_{r0} = \arccos \frac{R_{u0}^2 + l_1^2 - l_4^2}{2l_1R_{u0}};$$

$$\bar{\alpha}_{r0} = \arccos \frac{\bar{R}_{u0}^2 + l_1^2 - l_4^2}{2l_1\bar{R}_{u0}};$$

$$v = 1,5\pi - \left[ \alpha_{r0} + \frac{\pi\phi_{20}}{180} - \arctg(y_D/x_D) \right];$$

$$\gamma_0 = \arctg(x_{E0}/y_{E0}).$$

Текущие значения параметров шарнирного механизма рассчитывают по формулам:

$$\psi_{2i} = \frac{\pi}{180}(\psi_{21} + i\Delta\psi_2), \text{ где } i = 0, 1, 2, \dots, n = \frac{\psi_{211} - \psi_{21}}{\Delta\psi_2};$$

$$\phi_{2i} = \pi - \psi_{2i};$$

$$A_i = l_1 \sin \phi_1 - l_2 \sin \phi_{2i};$$

$$B_i = l_1 \cos \phi_1 - l_2 \cos \phi_{2i};$$

$$\phi_{si}^* = \arctg|A_i/B_i|;$$

$$\phi_{si} = \begin{cases} \phi_{si}^* & \text{при } A_i/|A_i| = +1; B_i/|B_i| = +1; \\ \pi - \phi_{si}^* & \text{при } A_i/|A_i| = +1; B_i/|B_i| = -1; \\ \pi + \phi_{si}^* & \text{при } A_i/|A_i| = -1; B_i/|B_i| = +1; \\ -\phi_{si}^* & \text{при } A_i/|A_i| = -1; B_i/|B_i| = -1; \end{cases}$$

$$s_i = |A_i/\sin \phi_{si}|;$$

$$\phi_{4si} = \arccos \frac{l_3^2 - l_4^2 - s_i^2}{2l_4s_i};$$

$$\phi_{3si} = \arccos \frac{l_3^2 - l_4^2 + s_i^2}{2l_3s_i};$$

$$\phi_{4i} = \phi_{4si} + \phi_{si};$$

$$\phi_{3i} = \phi_{3si} + \phi_{si};$$

$$[\Pi'_4(\varphi_2)]_g = \frac{l_2 \sin(\varphi_{2i} - \varphi_{3i})}{l_4 \sin(\varphi_{4i} - \varphi_{3i})};$$

$$\psi_{4i} = \varphi_i - (\pi + \varphi_{4i}).$$

Параметры кулачкового механизма рассчитывают по вышеприведенной в этом разделе методике, а кулисного механизма - по формулам:

$$\gamma_j = \psi_{4j} - \beta_0 + \gamma_0;$$

$$\alpha_j = j\Delta\psi_2;$$

$$X_{Ej} = Y_{E0} l_{y_j}.$$

Расчет сопряженных профильных участков кулачка выполняют в четыре этапа.

На первом этапе осуществляют формирование и ввод исходных данных: закон изменения ускорения центра ролика звена 4,  $s_{т\pi\Sigma}$ ,  $s_{т\pi g}$ ,  $Y_{E0}$ ,  $l_1$ ,  $l_4$ ,  $\alpha_y$ ,  $\Delta\alpha$ ,  $\beta_0$ ,  $\bar{\beta}_0$ ,  $\gamma_0$ ,  $\alpha_{т0}$ ,  $\bar{\alpha}_{т0}$ ,  $\psi_{20}$ ,  $\psi_{2II}$ ,  $\alpha_{п\Sigma}$ ,  $\alpha'_{пg}$ ,  $[\Pi'_4(\varphi_2)]_g$ ,  $U_{g \min}$ ,  $U_{g \max}$ ,  $\Delta U_g$ ,  $\Delta g$ ,  $n_g$ .

При выборе исходных данных необходимо учитывать следующее:

- значения параметров  $Y_{E0}$ ,  $\psi_{20}$ ,  $\psi_{2II}$  выбирают из исходных данных для второго профильного участка, а параметров  $l_1$ ,  $\beta_0$ ,  $\bar{\beta}_0$ ,  $\gamma_0$ ,  $\alpha_{т0}$ ,  $\bar{\alpha}_{т0}$  - из результатов расчета констант того же участка (см. выше);

- значения  $[\Pi'_4(\varphi_2)]_g$  и  $s_{т\pi g}$  принимают по результатам расчета текущих параметров шарнирного четырехзвенника и кулачкового механизма (см. выше) с учетом значений  $s_{т\pi\Sigma}$  и  $s_{т\pi}$ ;

Параметр  $\alpha'_{пg}$  определяют после выполнения третьего этапа расчета.

На втором этапе решают нижеприведенное уравнение относительно параметра  $U_g$

$$s_{т\pi g} U_g K_v(U_g) - l_4 K_s(U_g) [\Pi'_4(\varphi_2)]_g \alpha_g = 0.$$

Это уравнение решают на ЭВМ стандартным методом уменьшения шага поиска корня  $U_g$  в целое число раз. Расчет прекращают при

$$|s_{т\pi g} U_g K_v(U_g) - l_4 K_s(U_g) [\Pi'_4(\varphi_2)]_g \alpha_g| \leq \Delta_g,$$

после чего вычисляют

$$\alpha_{пg} = \alpha_g / U_g.$$

На третьем этапе значение  $\alpha_{пg}$  округляют до целого числа  $\alpha'_{пg}$  по общепринятому правилу и вводят в ЭВМ в качестве дополнительного исходного данного. Затем вычисляют значения  $U'_g$ ,  $K_{sg}$ ,  $K_{vg}$  и  $s_{т\pi g}$  по формулам:

$$U'_g = \alpha_g / \alpha'_{пg};$$

$$K_{sg} = K_s(U'_g);$$

$$K_{vg} = K_v(U'_g);$$

$$s_{т\pi g} = \frac{s_{т\pi\Sigma}}{K_s(U'_g)}.$$

Значение  $K_{vg}$  используют впоследствии для определения координат точек пересечения практического профиля на втором участке с плоскостью  $M$  среза этого профиля.

На четвертом этапе выполняют расчет параметров профильного участка (см. рис. 5.34).

Для третьего участка различие нумерации  $j$  и  $j'$  обусловлено фазовым смещением начала третьей стадии движения ведомого звена относительно начала его условного движения по одноучастковому графику. Началу движения ведомого звена соответствует угол поворота кулачка  $\alpha_0$ :

$$\alpha_0 = \begin{cases} \alpha_I & \text{для первого участка,} \\ \alpha_{II} & \text{для третьего участка.} \end{cases}$$

Константы для расчета параметров первого участка рассчитывают по формулам:

$$\beta_2 = \beta_0 + \bar{\beta}_0;$$

$$\alpha'_0 = 0;$$

$$U_1 = 0;$$

$$U_2 = \alpha_0 / \alpha'_{ng};$$

$$\beta'_0 = \beta_0;$$

$$\alpha_0 = 0.$$

Константы для расчета параметров третьего участка рассчитывают по формулам:

$$\beta_2 = \beta_0 + \bar{\beta}_0;$$

$$\alpha'_0 = \alpha'_{ng} - [\alpha_{n\Sigma} - (\psi_{211} - \psi_{20})];$$

$$U_1 = \frac{\alpha''_{ng} - [\alpha_{n\Sigma} - (\psi_{211} - \psi_{20})]}{\alpha'_{ng}};$$

$$U_2 = 1;$$

$$\beta'_0 = \beta_0 + \frac{s_{m\Sigma} - s_{mg}}{l_4} - \frac{1 - K_s(U''_g)}{l_4} s_{mg};$$

$$\alpha_0 = \psi_{211} - \psi_{20}.$$

Текущие значения параметров для первого и третьего участков рассчитывают по формулам:

$$j' = \frac{\alpha'_0}{\Delta\alpha} + i \quad \left( i = 0, 1, 2, \dots, n_g = \frac{\alpha_g}{\Delta\alpha} \right);$$

$$U_{j'} = \frac{j' \Delta\alpha}{\alpha'_{ng}}; \quad j = \frac{\alpha_0}{\Delta\alpha} + i;$$

$$\psi_{4j'} = \beta'_0 + \frac{s_{mg}}{l_4} K_s(U_{j'}); \quad U_1 \leq U_{j'} \leq U_2.$$

Угол  $\alpha'_0$  соответствует положению ведомого звена в т. 0'. На первом участке центр ролика толкателя переместится на величину  $s = 0$ , на третьем - на величину  $s = s_{m\Sigma} - s_{m\Pi}$ . Положение толкателя на обоих участках характеризуется углом  $\beta'_0$ ; относительные величины времени  $U_1$  и  $U_2$  определяют начало и окончание движения ведомого звена на обоих участках.

При расчете параметров обратного хода исходными данными являются: закон изменения ускорения центра ролика толкателя и величины  $\beta_0, \bar{\beta}_0, l, \gamma_0, \alpha_{t0}, \bar{\alpha}_{t0}, \alpha_{n2}^{(1)}, \alpha_{n1}^{(1)}$ , причем углы  $\alpha_{n2}^{(1)}$  и  $\alpha_{n1}^{(1)}$  принимают по цикловой диаграмме.

При кинематическом анализе механизма управления держателем заготовки (рис. 5.35) за начальное звено принимают двуплечий рычаг 2, в державке которого закреплена губка держателя заготовки. Рычаг 2 перемещается в переносном поступательном движении совместно с ножевым штоком и относительным качательным движением вокруг оси А. Из кинематической схемы следует, что данный механизм можно расчленить на три элементарных механизма: два четырехшарнирных (один со звеньями 1 - 4 и другой со звеньями 1, 4, 5, 6) и трехзвенный кулачковый механизм со звеньями 1, 6, 7.

Примем систему координат  $\tilde{x}A\tilde{y}$ , ось  $\tilde{x}$  которой движется вместе с ножевым штоком. В качестве обобщенной координаты механизма в относительном движении принят угол поворота  $\varphi_2$  начального звена. Поступательное движение начального звена определяется цикловой диаграммой перемещений ножевого штока, т.е. значениями  $\alpha_j, x_{Ej}$ , полученными ранее.

Примем за начало отсчета относительного движения положение, соответствующее началу подъема губки держателя, когда начинается разжим губок держателя заготовок. С этого момента цикловая диаграмма перемещений губки держателя включает следующие этапы: подъем губки (освобождение заготовки) на величину  $s_{n1}^{(2)}$ , соответствующее углу  $\alpha_{n1}^{(2)}$ ; выстой -  $\alpha_{n1}^{(2)}$ ; частичное опускание губки на величину  $s_{n2}^{(2)}$ , соответствующую углу  $\alpha_{n2}^{(2)}$ ; выстой, соответствующий углу  $\alpha_{n2}^{(2)}$ ; окончательное опускание губки (зажим заготовки) на величину  $s_{n3}^{(2)}$ , соответствующую углу  $\alpha_{n3}^{(2)}$ ; выстой, соответствующий углу  $\alpha_{n3}^{(2)}$ .

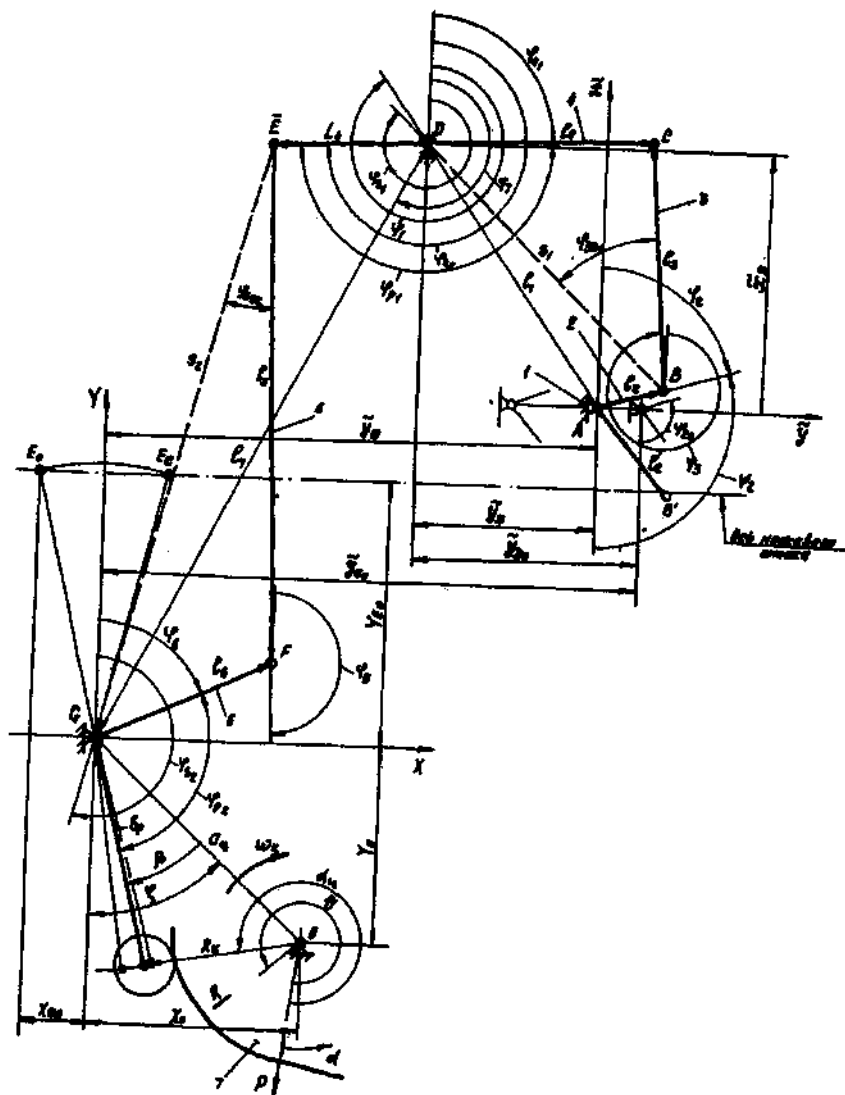


Рис. 5.35. Расчетная схема механизма управления держателем заготовки

В результате сложения переносного и относительного видов движения продолжительность выстаивания ведомых звеньев механизма не будет в полной мере соответствовать величинам, указанным выше. В одних случаях выстаивания не будет вообще, когда интервал движения ножового штока по времени полностью перекрывает интервал выстаивания губки держателя. В других случаях последний интервал уменьшается на величину его перекрытия интервалом движения ножового штока. Профиль кулачка 7 ведущего звена должен отслеживать отмеченные особенности движения ведомых звеньев и обеспечивать реализацию заданной циклограммы перемещений исполнительного органа - губки держателя.

Исходными данными для расчета являются значения  $l_2, l_3, l_4, L_4, l_5, l_6, b, p, \varphi_{p1}, \varphi_{p2}, \tilde{x}_0, \tilde{x}_G, \tilde{y}_{D0}, \tilde{y}_{G0}, x_0, y_0, \Delta\alpha, \psi_{20}, \varphi_{n1}, \varphi_{n2}, \varphi_{n3}, \alpha_{n2}^{(2)}, \alpha_{n3}^{(2)}, \alpha_{n1}^{(2)}, \alpha_{n2}^{(2)}, \alpha_{n3}^{(2)}, \alpha_{10}, \alpha_{20}, v^{(1)}$ , а также массив значений  $\alpha_j, x_{Ej}$ , сформированный ранее.

Углы  $\varphi_{n1}, \varphi_{n2}, \varphi_{n3}$ , а также цикловые и фазовые углы принимают в соответствии с цикловой диаграммой, при этом  $\varphi_{n1} = s_{n1}^{(2)} / L_2$ ,  $\varphi_{n2} = s_{n2}^{(2)} / L_2$ ,  $\varphi_{n3} = s_{n3}^{(2)} / L_2$ .

Расчет констант, текущих значений параметров шарнирного шестизвенника и геометрических параметров профиля кулачка выполняют по формулам, приведенным ниже.

К константам относят  $a_u, l_r, \xi, x, \varphi_r, \alpha_c$  и  $v$ :

$$a_u = (x_0^2 + y_0^2)^{1/2};$$

$$l_r = [(x_D - x_G)^2 + (y_D - y_G)^2]^{1/2};$$

$$\xi = \arcsin \frac{x_D - x_G}{l_r};$$

$$\alpha_c = \alpha_{n1}^{(2)} + \alpha_{n1}^{(2)} + \alpha_{n2}^{(2)} + \alpha_{n2}^{(2)};$$

$$v^{(2)} = v^{(1)} + \pi(\alpha_{10} - \alpha_{20})/180.$$

Текущие значения параметров шарнирного шестизвенника рассчитывают по формулам:

$$K = \begin{cases} j - \frac{360^\circ - \alpha_c}{\Delta\alpha} & \text{при } j \geq \frac{360^\circ - \alpha_c}{\Delta\alpha}; \\ j + \frac{\alpha_c}{\Delta\alpha} & \text{при } j < \frac{360^\circ - \alpha_c}{\Delta\alpha}; \end{cases}$$

$$\tilde{y}_{Dk} = \tilde{y}_{D0} - (x_{Ej} + x_{E(j=0)}), \text{ где } 0 \leq K \leq 360^\circ / \Delta\alpha;$$

$$\tilde{y}_{Gk} = \tilde{y}_{G0} - (x_{Ej} + x_{E(j=0)});$$

$$l_{1k} = \sqrt{\tilde{x}_D^2 + \tilde{y}_{Dk}^2};$$

$$\varphi_{1k} = \arctg \frac{\tilde{y}_{Dk}}{\tilde{x}_D};$$

$K_{sk} = f(U)$  - заданный закон движения;

$$\psi_{2k} = \begin{cases} \psi_{20} + K_{sk} \varphi_{n1} & \text{при } 0 \leq K \leq \frac{\alpha_{n1}^{(2)}}{\Delta\alpha}, \text{ где } U_k = \frac{K\Delta\alpha}{\alpha_{n1}^{(2)}}; \\ \psi_{20} + \varphi_{n1} & \text{при } \frac{\alpha_{n1}^{(2)}}{\Delta\alpha} < K \leq \frac{\alpha_{n1}^{(2)} + \alpha_{n1}^{(2)}}{\Delta\alpha}; \\ \psi_{20} + \varphi_{n1} - K_{sk} \varphi_{n2} & \text{при } \frac{\alpha_{n1}^{(2)} + \alpha_{n1}^{(2)}}{\Delta\alpha} < K \leq \frac{\alpha_{n1}^{(2)} + \alpha_{n1}^{(2)} + \alpha_{n2}^{(2)}}{\Delta\alpha}, \\ \text{где } U_k = \frac{K\Delta\alpha - (\alpha_{n1}^{(2)} + \alpha_{n1}^{(2)})}{\alpha_{n2}^{(2)}}; \\ \psi_{20} + \varphi_{n1} - \varphi_{n2} & \text{при } \frac{\alpha_{n1}^{(2)} + \alpha_{n1}^{(2)} + \alpha_{n2}^{(2)}}{\Delta\alpha} < K \leq \frac{\alpha_c}{\Delta\alpha}; \\ \psi_{20} + \varphi_{n1} - \varphi_{n2} - K_{sk} \varphi_{n3} & \text{при } \frac{\alpha_c}{\Delta\alpha} < K \leq \frac{\alpha_c + \alpha_{n3}^{(2)}}{\Delta\alpha}, \\ \text{где } U_k = \frac{K\Delta\alpha - \alpha_c}{\Delta\alpha}; \\ \psi_{20} + \varphi_{n1} - \varphi_{n2} - \varphi_{n3} & \text{при } \frac{\alpha_c + \alpha_{n3}^{(2)}}{\Delta\alpha} < K \leq \frac{\alpha_c + \alpha_{n3}^{(2)} + \alpha_{n3}^{(2)}}{\Delta\alpha}; \end{cases}$$

$$\varphi_{42k} = \varphi_{41k} + \frac{\pi\varphi_{p1}}{180};$$

$$[\Pi'_4(\varphi_2)]_k = \frac{l_2 \sin(\varphi_{2k} - \varphi_{3k})}{l_4 \sin(\varphi_{41k} - \varphi_{3k})};$$

$$C_k = l_7 \sin \varphi_7 - L_4 \sin \varphi_{42k};$$

$$D_k = l_7 \cos \varphi_7 - L_4 \cos \varphi_{42k};$$

$$\varphi_{s2k}^* = \arctg \left| \frac{C_k}{D_k} \right|;$$

$$\varphi_{s2k} = \begin{cases} \varphi_{s2k}^* & \text{при } C_k/|C_k| = +1; D_k/|D_k| = +1; \\ \pi - \varphi_{s2k}^* & \text{при } C_k/|C_k| = +1; D_k/|D_k| = -1; \\ \pi + \varphi_{s2k}^* & \text{при } C_k/|C_k| = -1; D_k/|D_k| = -1; \\ -\varphi_{s2k}^* & \text{при } C_k/|C_k| = -1; D_k/|D_k| = +1; \end{cases}$$

$$s_{2k} = \left| \frac{C_k}{\sin \varphi_{s2k}} \right|;$$

$$\varphi_{6s2k} = \arccos \frac{l_5^2 - l_6^2 - s_{2k}^2}{2l_6 s_{2k}};$$

$$\varphi_{5s2k} = \arccos \frac{l_5^2 - l_6^2 - s_{2k}^2}{2l_5 s_{2k}};$$

$$\varphi_{6k} = -\varphi_{6s2k} + \varphi_{s2k};$$

$$\varphi_{5k} = -\varphi_{5s2k} + \varphi_{s2k};$$

Текущие значения параметров кулачкового механизма рассчитывают по формулам:

$$\beta_k = \varphi_{6k} + \alpha;$$

$$R_{wk} = \sqrt{a_u^2 + b_p^2 - 2a_u b_p \cos \beta_k};$$

$$\alpha_k = k\Delta\alpha, \text{ где } k = 0, 1, 2, 3, \dots, \frac{360^\circ}{\Delta\alpha};$$

$$\alpha_{\tau k} = \arccos \frac{R_{uk}^2 + a_u^2 - b_p^2}{2a_u R_{uk}};$$

$$\alpha_{uk} = \frac{\pi\Delta\alpha}{180}k + \alpha_{\tau k} - \alpha_{\tau 0};$$

$$s_{\tau k} = b_p(\beta_k - \beta_0).$$

Для идентификации положений звеньев шестизвенника по отношению к векторам  $s_1$  и  $s_2$  используют подстрочный индекс, включающий номер звена и символ  $s_1$  или  $s_2$ . Вместо индекса  $j$  в обозначениях рассчитываемых параметров использован индекс  $k$ , обозначающий смещение нулевого положения рассматриваемого механизма по отношению к нулевому положению главного циклового механизма (механизма отрезки). Функция  $K_s(U)$  характеризует закон изменения ускорения губки держателя по закону движения с ускорением, изменяющимся по синусоиде.

Механизм заклинивания держателя заготовки предназначен для заклинивания заготовки в процессе разделительной операции, поэтому движение исполнительного органа механизма - клина 1, опирающегося на упор 5 (рис. 5.36), должно быть согласовано с движениями ножевого штока 6 и двуплечего рычага 2 с губкой держателя 3 заготовки 4. Как и ранее, следует рассматривать три стадии движения звеньев механизма при его прямом ходе.

Продолжительность второй стадии (выполнение разделительной операции) остается без изменения, зато длительность первой стадии (подход ножевого штока к заготовке) возрастает, а третьей (перенос отрезанной заготовки) уменьшается по сравнению с длительностями этих стадий для механизма отрезки.

Для удобства кинематического анализа заменим высшие (кулачковые) пары низшими (рычажными). На первой стадии движения структура заменяющего механизма трижды претерпевает изменение. На начальном этапе первой стадии имеем поступательную пару с осью, параллельной наклонной плоскости  $K$  и проходящей через центр вращательной пары в точке  $F$ . В этом случае получим кривошипно-ползунный дезаксиальный механизм (штрих-пунктирные

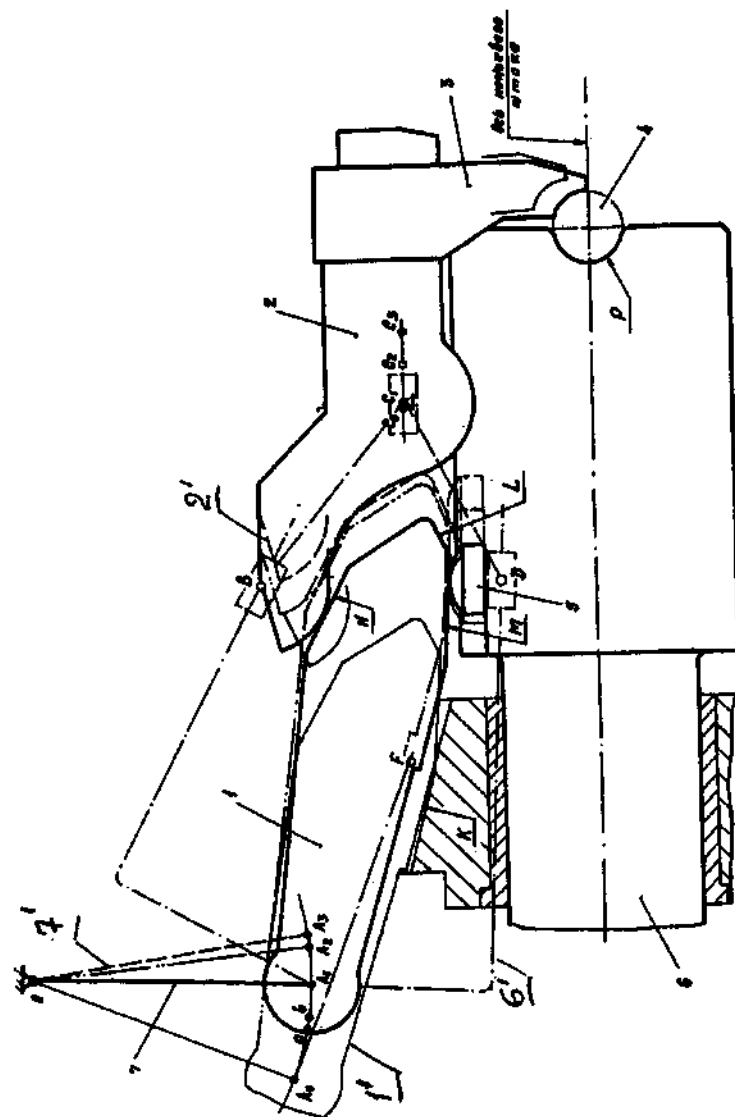


Рис. 5.36. Схема механизма заклинивания держателей заготовки

линии на рис. 5.36, звенья 1', 2', 6', 7'). Шарнир  $A^*$  кривошипа 7 на этом этапе перемещается от точки  $A_0$  до точки  $a$ . На промежуточном этапе, соответствующем участку траектории  $ab$ , имеем две поступательные пары. Ось одной пары параллельна плоскости  $L$  клина и проходит через центр вращательной пары, совпадающей с осью  $D$  цилиндрической поверхности опоры 5, закрепленной на ножевом штоке 6. Ось другой пары параллельна оси штока и проходит через ось  $G$  качания рычага держателя. В результате получим пятизвенный механизм с двумя степенями подвижности. По окончании промежуточного этапа, соответствующего приходу шарнира  $A$  в точку  $b$ , положение оси первой поступательной пары скачкообразно изменится в связи с тем, что в контакт с цилиндрической поверхностью опоры 5 входит плоскость клина  $M$ , а плоскость  $L$  выходит из контакта. Завершающий этап соответствует участку траектории  $(bA_1)$ . В конце этого этапа, совпадающего с началом второй стадии движения, поверхность клина  $N$  входит в контакт с рабочей поверхностью левого плеча рычага 2 цилиндрической формы и заготовка 4 принудительно прижимается к плоскости  $P$  ножа. При этом заменяющим механизмом является шестизвенный механизм (на рис. показан штрих-пунктирными линиями) с двумя жестко соединенными кулисами и тремя поступательными парами. Ось верхней поступательной пары параллельна плоскости  $N$  и проходит через центр вращательной пары, совмещенный с осью  $B$  цилиндрической поверхности. Ось нижней поступательной пары становится параллельной плоскости  $M$ . Положение оси средней поступательной пары, проходящей через точку  $C$ , остается неизменным на протяжении всей второй стадии. При этом механизм обладает одной степенью подвижности.

На третьей стадии движения ножевой шток опережает клин, поэтому верхняя поступательная пара выключается из работы и структура заменяющего механизма будет той же, что и на последнем этапе первой стадии движения. На рис. 5.37 крайнее переднее положение этого механизма (контур  $OA_3D_3C_3$ ) показано тонкими линиями.

Помимо исполнительного в рассматриваемом механизме можно выделить еще два элементарных механизма: базисный кулачковый (звенья 1, 4, 5) и четырехшарнирный (звенья 1 - 4) механизмы, причем первый из них характеризуется условиями силового замыкания высшей пары.

Плавное перемещение звеньев исполнительного механизма обеспечивают благодаря рациональному выбору закона движения ведомого звена. В качестве начального звена на второй стадии движения принимают звено 6 (рис. 5.37, б) средней поступательной пары, а на всех остальных стадиях, включая обратный ход - кривошип 2. При переходе от одной стадии движения к другой не должно быть скачков скорости кривошипа 2 и ведомого звена 4. Обратимся снова к трехчастковому графику движения ведомого звена. Чтобы построить базовый участок графика, соответствующий разделительной операции, рассмотрим движение звеньев исполнительного механизма в системе координат  $XOY$  (рис. 5.37, б).

Для контуров  $OAA_1BC$  и  $OAA_2DC$  могут быть составлены следующие векторные уравнения:

$$\begin{cases} \bar{L}_2 + \bar{e} + \bar{l}_3 + \bar{l}_6 - \bar{l}_1 = 0; \\ \bar{L}_2 + \bar{d} + \bar{l}_3' + \bar{l}_7 - \bar{l}_1 = 0. \end{cases}$$

Проецируя векторы  $\bar{L}_2, \bar{e}, \bar{l}_3$  и т.д. системы на оси координат  $OX$  и  $OY$ , получим:

$$L_2 \cos \bar{\varphi}_2 + e \sin \varphi_3 + l_3 \cos \varphi_3 + l_6 \cos \varphi_6 - X_c = 0;$$

$$L_2 \cos \bar{\varphi}_2 + d \sin(\varphi_p - \varphi_3) + l_3' \cos(\varphi_p - \varphi_3) + l_{CD} - X_c = 0;$$

$$L_2 \sin \bar{\varphi}_2 - e \cos \varphi_3 + l_3 \sin \varphi_3 + l_6 \sin \varphi_6 - Y_c = 0;$$

$$L_2 \sin \bar{\varphi}_2 + d \cos(\varphi_p - \varphi_3) - l_3' \sin(\varphi_p - \varphi_3) - Y_c - l_{oo'} = 0,$$

где  $d, e$  - величины смещения осей соответственно нижней и верхней поступательных пар относительно центра шарнира  $A$ ;  $l_3, l_3'$  - расстояния от центра шарнира  $B$  и  $D$  до перпендикуляра, опущенного из точки  $A$  на ось верхней поступательной пары в первом случае и нижней - во втором;  $l_{CD}, l_{DD'}$  - длины проекций отрезка  $CD$  на оси  $X$  и  $Y$ ;  $X_c, Y_c$  - декартовы координаты оси качания рычага 6;  $\varphi_p$  - угол между осями верхней и нижней поступательных пар.

Решая систему из четырех уравнений совместно, получим одно тригонометрическое уравнение

$$L_2 \sin \bar{\varphi}_2 + l_3 \sin \varphi_3 - e \cos \varphi_3 + l_6 \cos \varphi_6 - Y_c = 0.$$

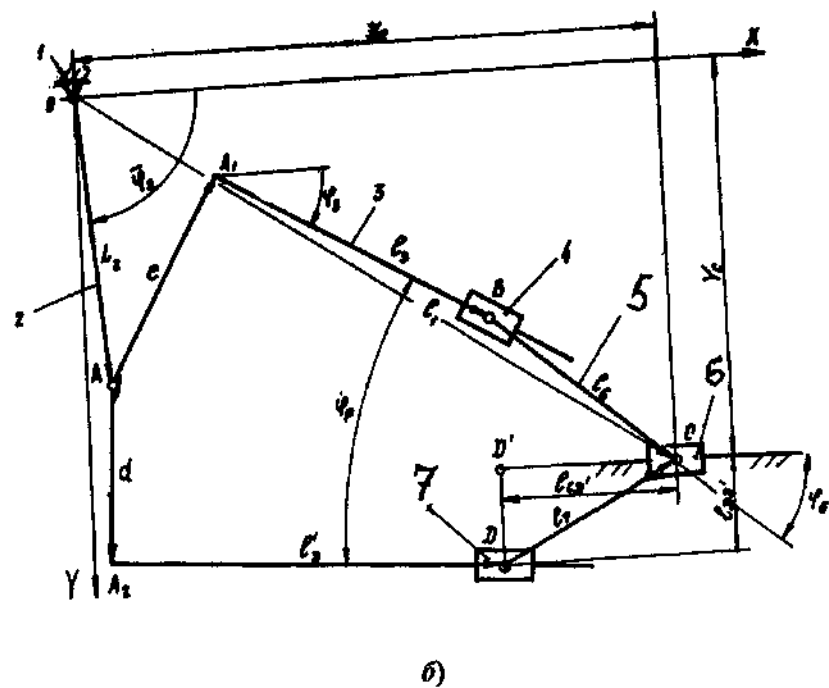
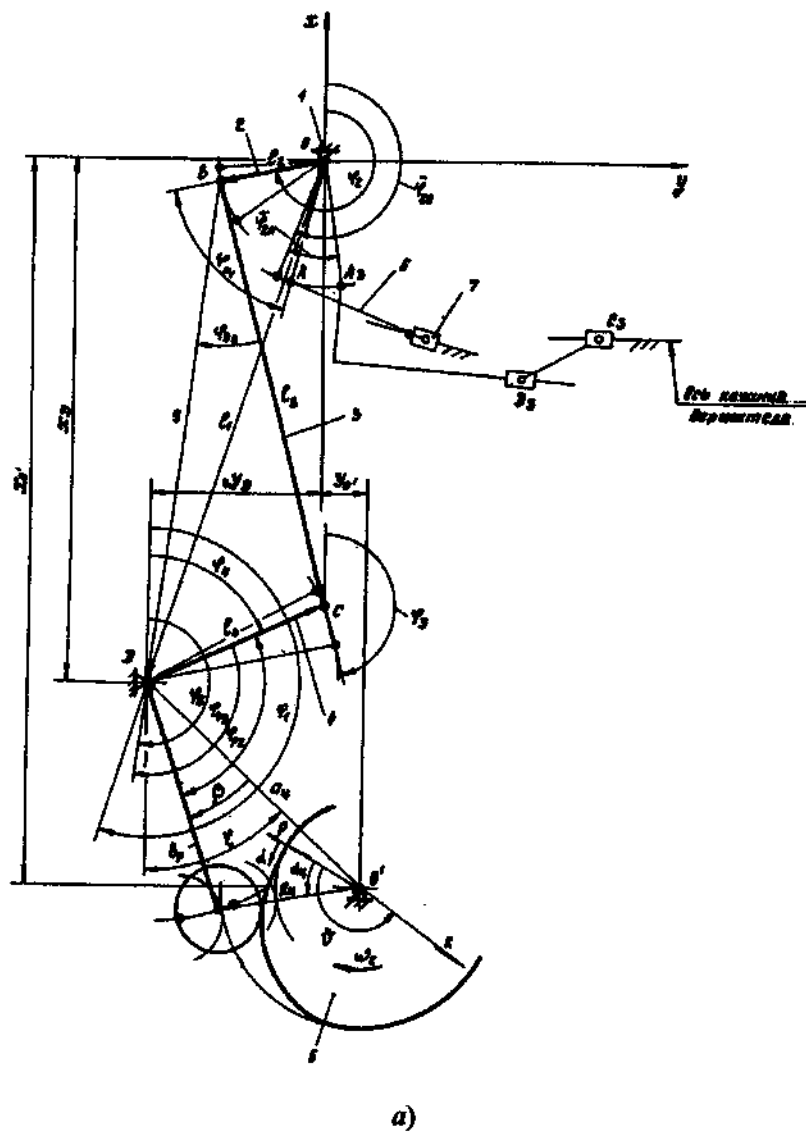


Рис. 5.37. Расчетная схема механизма заклинивания держателя заготовки (а) и заменяющего механизма (б)

Решая это уравнение, получим законы движения сначала кривошипа  $\bar{\varphi}_2(\alpha)$ , а затем и ведомого звена  $\varphi_4(\alpha)$  шарнирного четырехзвенника на второй стадии движения, а также построим базовый участок профиля кулачка, при этом  $\varphi_6 = \varphi_6^* = \text{const}$ .

Условия сопряжения базового участка графика перемещений шарнира  $A$  с первым и третьим участками аналогичны условиям, рассмотренным выше. Однако выбор закона движения кривошипа на первой стадии ограничивается дополнительным условием, для формулировки которого принимают следующее допущение. Клин  $1$  (см. рис. 5.36), ножевой шток  $6$  и рычаг  $2$  держателя перемещаются таким образом, что с момента начала опускания губки держателя  $3$  и зажима заготовки поверхность  $N$  клина находится в контакте с рабочей поверхностью рычага  $2$  вплоть до момента начала разделительной операции. Такой характер взаимодействия исполнительного органа отображается семизвенным заменяющим механизмом с двумя степенями подвижности. В этом случае начальными звеньями механизма являются рычаг  $6$  и ползун  $7$ , положения которых описываются координатами  $\varphi_6$  и  $X_c$ . Область существования такого механизма определяется следующими границами

$$\alpha_1^{(3)} - \alpha_1^{(1)} \leq \alpha \leq \alpha_1^{(3)},$$

где угол  $\alpha$  отсчитывают от момента времени, отвечающего началу прямого хода клина.

Искомое дополнительное условие для определения действительной кривой перемещения записывают в виде  $s_3(\alpha) \leq s_3'(\alpha)$ .

Так как скорость  $\dot{\bar{\varphi}}_2(\alpha)$  на второй стадии движения изменяется незначительно, то для определения первой передаточной функции кривошипа можно воспользоваться приближенной зависимостью

$$[\Pi_2'(\alpha)]_g = \frac{\Delta \bar{\varphi}_{2g}}{\Delta \alpha},$$

где  $\Delta \bar{\varphi}_{2g}$  - приращение угла поворота кривошипа на границах базового участка движения,

$$\Delta \bar{\varphi}_{2g} = \begin{cases} |\bar{\varphi}_{2(l=z_1)} - \bar{\varphi}_{2(l=z_1+1)}| & \text{при } g = I; \\ |\bar{\varphi}_{2(l=z_2-1)} - \bar{\varphi}_{2(l=z_2)}| & \text{при } g = II, \end{cases}$$

$$\text{здесь } z_1 = \frac{\alpha_1^{(3)}}{\Delta \alpha}; \quad z_2 = \frac{\alpha_1^{(3)} + \alpha_{1-II}^{(1)}}{\Delta \alpha}; \quad \alpha_{1-II}^{(1)} = \psi_{2II} - \psi_{2I};$$

$l$  - номер положения звеньев механизма (значение  $l = 0$  соответствует началу прямого хода клина;  $z_1, z_2$  - номера положений звеньев, соответствующие началу и окончанию разделительной операции).

Расчет координат теоретического профиля кулачка механизма заклинивания держателя заготовки начинается с базового профильного участка  $p = 2$ ).

Алгоритм геометрического расчета этого участка состоит из четырех этапов. На первом этапе вводят первый комплекс исходных данных: закон относительного движения звена  $6$  на участке  $\alpha_1^{(3)} - \alpha_1^{(1)} \leq \alpha \leq \alpha_1^{(3)}$ ,  $K_s(U)$ , массив значений  $\alpha_j$ ,  $X_{Ej}$  на участке  $\alpha_1^{(3)} - \alpha_1^{(1)} \leq \alpha \leq \alpha_1^{(3)} + \alpha_{1-II}^{(1)}$  и такие величины:  $d, e, f, Y_c, L_2, l_6, l_{CD}, l_{DD'}, \alpha_{10}, \alpha_{30}, \alpha_{1-II}^{(1)}, \alpha_1^{(3)}, \alpha_{n3}^{(2)}, \Delta \alpha_{n3}^{(2)}, \varphi_p, \varphi_{60}, \varphi_6^*, \varphi_{3\min}, \varphi_{3\max}, \Delta \varphi_3, \Delta \alpha, \Delta$ .

При формировании таблицы исходных данных пределы  $\varphi_{3\min}, \varphi_{3\max}$  определяют графически и принимают с запасом  $0,1 \dots 0,5$  рад.

Поиск решения уравнения

$$L_2 \sin \bar{\varphi}_2 + l_3 \sin \varphi_3 - e \cos \varphi_3 + l_6 \cos \varphi_6 - Y_c = 0$$

относительно переменной  $\varphi_3$  проводят в интервале  $\varphi_{3\min} \leq \varphi_3 \leq \varphi_{3\max}$  методом стандартного уменьшения шага  $\Delta \varphi_3$  и прекращают при

$$|L_2 \sin \bar{\varphi}_{2l} + l_{3l} \sin \varphi_{3l} - e \cos \varphi_{3l} + l_6 \cos \varphi_{6l} - Y_c| \leq \Delta.$$

В этом выражении обозначено:

$$\bar{\varphi}_{2l} = \arccos \frac{X_{cl} - e \sin \varphi_{3l} - l_{3l} \cos \varphi_{3l} - l_6 \cos \varphi_{6l}}{L_2};$$

$$l_{3l} = \frac{\Phi_{2l} \sin \varphi_{3l} + d \sin \varphi_p \sin \varphi_{3l} (\Phi_{1l} - \cos \varphi_{3l})}{\Phi_{1l} \sin \varphi_{3l}} +$$

$$+ \frac{(\Phi_{1l} - \cos \varphi_{3l})(e + d \cos \varphi_p) \cos \varphi_{3l} - (l_6 \sin \varphi_{6l} + l_{DD'}) (\Phi_{1l} - \cos \varphi_{3l})}{\Phi_{1l} \sin \varphi_{3l}};$$

$$\Phi_{1l} = \cos \varphi_{3l} + \frac{\sin \varphi_{3l} \cos(\varphi_p - \varphi_{3l})}{\sin(\varphi_p - \varphi_{3l})};$$

$$\Phi_{2l} = d \sin \varphi_p \cos \varphi_{3l} - (e + d \cos \varphi_p) \sin \varphi_{3l} - l_6 \cos \varphi_{6l} + l_{CD'};$$

$$X_{cl} = f + X_{El};$$

$$l = \begin{cases} j = \frac{\alpha_{10} - \alpha_{30}}{\Delta \alpha} & \text{при } j \leq \frac{360^\circ - \alpha_{10} + \alpha_{30}}{\Delta \alpha}; \\ j = \frac{\alpha_{10} - \alpha_{30} - 360^\circ}{\Delta \alpha} & \text{при } j > \frac{360^\circ - \alpha_{10} + \alpha_{30}}{\Delta \alpha}; \end{cases}$$

$$\varphi_{6l} = \begin{cases} \varphi_{60} + K_s(U_l) \varphi_{n3} & \text{при } \varphi_{6l} < \varphi_6^*; \\ \varphi_6^* & \text{при } \varphi_{6l} \geq \varphi_6^*, \quad \varphi_6 = \varphi_{60} - \varphi_{n3} - \frac{\Delta s^{(2)}}{l_2'}; \end{cases}$$

$$U_i = i \frac{\Delta \alpha}{\alpha_{n3}^{(2)}}, \quad i = 0, 1, 2, 3, \dots, n^*,$$

где  $\varphi_6^*$  - угол, определяющий положение звена 6 (см. рис. 5.37) при опускании губки держателя в момент ее соприкосновения с заготовкой;  $\Delta s^{(2)}$  - мертвый ход губки держателя, соответствующий завершающему этапу зажима заготовки;  $n^*$  - число, соответствующее максимальному значению относительного времени  $U_i^*$ , при котором еще  $\varphi_{6l} < \varphi_6^*$ .

Пределы изменения числа  $l$  лежат в интервале

$$z_0 \leq l \leq z_2,$$

где

$$z_0 = \frac{\alpha_1^{(3)} + \alpha_{1-11}^{(1)} - \alpha_{n3}^{(2)} - \Delta \bar{\alpha}_{n3}^{(2)}}{\Delta \alpha}.$$

На третьем этапе вводят второй комплекс исходных данных:  $l_2, l_3, l_4, x_D, y_D, x_0, y_0, b_p, \varphi_{p1}, \varphi_{p2}, \alpha_1^{(3)}, \bar{\varphi}_{20}, \Delta \alpha$  и массив значений  $\alpha_l, \bar{\varphi}_{2l}$  ( $l = z_0, z_0 + 1, z_0 + 2, \dots, z_2$ ), полученный на втором этапе. При формировании таблицы исходных данных принимают  $\Delta \alpha = \Delta \psi_2$ .

На четвертом этапе осуществляют геометрический расчет профильного участка, в котором предусмотрено определение параметров  $\beta_0, s_{r0}, \alpha_{r0}$ , отвечающих началу ( $l = 0$ ) движения клина. Эти параметры необходимы для расчета первого сопряженного профильного участка.

Процедура геометрического расчета сопряженных профильных участков в основном аналогична процедуре расчета профильных участков ( $p = 1, 3$ ) кулачка в механизме отрезки, за исключением этапа 4. Отличие состоит в том, что роль ведомого звена в данном случае играет не ролик коромысла кулачкового механизма, а кривошип исполнительного механизма. При формировании исходных данных для расчета необходимо найти параметры  $s_{an\Sigma}, s_{ar1}, s_{ar11}$ :

$$s_{an\Sigma} = \bar{\varphi}_{2n} L_2;$$

$$s_{ar1} = (\bar{\varphi}_{2z1} - \bar{\varphi}_{20}) L_2;$$

$$s_{ar11} = (\bar{\varphi}_{2n} - \bar{\varphi}_{2z2}) L_2.$$

Величины углов  $\psi_{20}^{(3)}, \alpha_{11}^{(3)}, \alpha_{n\Sigma}^{(3)}$  выбирают по цикловой диаграмме работы механизма, при этом

$$\alpha_n^{(3)} = \alpha_{n\Sigma}^{(3)} - \psi_{211} + \psi_{20}^{(3)}.$$

Угол  $\psi_{20}^{(3)}$  определяет положение риски  $R$  на кулачке 5 (см. рис. 5.37) относительно оси  $y$  при совмещении этой риски с направлением кривошипа 2 (см. рис. 5.33) в момент, соответствующий началу прямого хода ножевого штока. При этом положительное направление отсчета угла  $\psi_{20}^{(3)}$  соответствует направлению вращения кулачка.

Коэффициент сопряжения  $\gamma_g$  равен

$$\gamma_g = \frac{[\Pi'_2(\alpha)]_g \alpha_g^{(3)} L_2}{s_{ag}} \text{ для } g = I, II.$$

Заключительный этап расчета выполняют так же, как и для базового профильного участка. Только в данном случае нужно сформировать массив  $\alpha_l, \bar{\varphi}_{2l}$  в интервалах  $0 \leq l \leq z_0$  при  $g = I$  и  $z_2 \leq l \leq z_3$  при  $g = II$  ( $z_3 = \alpha_{n1}^{(3)} / \Delta\alpha$ ) согласно следующему выражению:

$$\bar{\varphi}_{2l} = \begin{cases} \bar{\varphi}_{20} = K_s(U_l) \frac{s_{anI}}{L_2} & \text{при } g = I; \\ \bar{\varphi}_{2z+2} = K_s(U_l) \frac{s_{anII}}{L_2} & \text{при } g = II, \end{cases}$$

$$\alpha = l\Delta\alpha,$$

где  $U_l = \frac{\alpha}{\alpha_{n3}^{(3)}} \quad (l = 0, 1, 2, \dots, z_1) \text{ при } g = I;$

$$U_l = \frac{\alpha - z_2\Delta\alpha}{\alpha_{n3}^{(3)}} \quad (l = z_2, z_2 + 1, z_2 + 2, \dots, z_3) \text{ при } g = II.$$

Здесь зависимость  $K_s(U_l)$  представляет собой безразмерный коэффициент перемещения для заданного закона движения кривошипа на первой и третьей стадиях движения.

В качестве исходных данных для расчета участка обратного хода берут величины, упомянутые ранее, а также величины  $\bar{\varphi}_{2n}, \alpha_{n1}^{(3)}, \alpha_{n1}^{(3)}, \alpha_{n2}^{(3)}$ . Ввиду отсутствия особых ограничений закон движения кривошипа при обратном ходе принимается одноучастковым. При этом массив значений  $\alpha_l, \bar{\varphi}_{2l}$  записывают таким образом:

$$\bar{\varphi}_{2l} = \bar{\varphi}_{2z+3} + K_s(U_l)\bar{\varphi}_{2n}; \quad \alpha_l = l\Delta\alpha;$$

$$U_l = \frac{\alpha - z_4\Delta\alpha}{\alpha_{n2}^{(3)}} \quad (l = z_4, z_4 + 1, z_4 + 2, \dots, z_5);$$

$$z_4 = \frac{\alpha_{n1}^{(3)} + \alpha_{n1}^{(3)}}{\Delta\alpha}; \quad z_5 = z_4 + \frac{\alpha_{n2}^{(3)}}{\Delta\alpha}.$$

Константы рассчитывают по формулам:

$$l_1 = \sqrt{x_D^2 + y_D^2}; \quad a_u = \sqrt{(x_D - x_D)^2 + (y_D - y_D)^2};$$

$$\varphi_1 = \pi + \arctg \frac{y_D}{x_D}; \quad \zeta = \arctg \frac{y_D - y_D}{-x_D + x_D};$$

$$\varkappa = \pi\varphi_{p2}/180 - \pi + \zeta; \quad v^{(3)} = v^{(1)} + \pi(\alpha_{10} - \alpha_{30})/180.$$

Текущее значение для угла  $\varphi_{2l}$  для шарнирного четырехзвенника

$$\varphi_{2l} = \frac{\pi}{2} + \frac{\pi\varphi_{p1}}{180} + \bar{\varphi}_{2l} \quad (l = 0, z_0, z_0 + 1, z_0 + 2, \dots, z_2).$$

Текущее значение угла  $\beta_l$  кулачкового механизма

$$\beta_l = \varphi_{4l} + \chi.$$

При увеличении быстроходности автоматов в большей мере проявляются различия между расчетной и действительной цикловыми диаграммами взаимодействия механизмов из-за появления динамических погрешностей механизмов.

Динамические погрешности механизмов можно разделить на фазовые погрешности, вызываемые погрешностями положения ведущих звеньев, и погрешности перемещения, вызываемые погрешностями положения механизмов автомата при колебаниях на рабочих режимах. Погрешности первого вида вызываются крутильными колебаниями, а второго вида - продольными и поперечными колебаниями. В обоих случаях первоначальными погрешностями являются погрешности, обусловленные технологическими ошибками при изготовлении и сборке автоматов.

При нерезонансных режимах ( $1,1 < p/\omega < 0,9$ , где  $\omega$  - частота вынужденных колебаний) амплитуды крутильных колебаний валов привода, на которых закреплены ведущие звенья, малы и не превышают (0,02 ... 0,06) рад. Основной причиной возникновения повышенных крутильных колебаний и неравномерности частоты вращения вала, от которого получают привод механизмы автомата, является циклически повторяющийся момент сил полезного сопротивления во время выполнения формообразующих и разделительных операций. Общая продолжительность этих операций обычно не превышает 15 - 25 % продолжительности кинематического цикла.

Принято считать, что главный и распределительные валы холодноштамповочных автоматов вращаются с постоянной угловой скоростью,  $\omega = \text{const}$ , что позволяет рассчитывать колебания исполнительных органов механизмов независимо от колебаний ведущих звеньев.

Общий энергетический потенциал рассчитываемого механизма учитывают соответствующим приведением масс и моментов инерции звеньев, а общая динамическая погрешность определяется суммированием погрешностей, вызываемых погрешностями положения ведущих и исполнительных звеньев механизмов.

Для расчета динамических погрешностей удобно применить упрощенную динамическую модель двухударного холодноштамповочного автомата (рис. 5.38). На рисунке  $J_1$  - момент инерции ротора электродвигателя и ведущего шкива клиноременной передачи;  $J_2$  - момент инерции маховика и противовеса;  $J_3$  - момент инерции шестерен цилиндрической передачи;  $J_4$  - момент инерции масс кривошипно-ползунного механизма привода штамповочного ползуна;  $J_5$  - момент инерции противовеса;  $J_6$  - момент инерции масс механизма фиксации;  $J_7$  - момент инерции шестерен конической передачи,

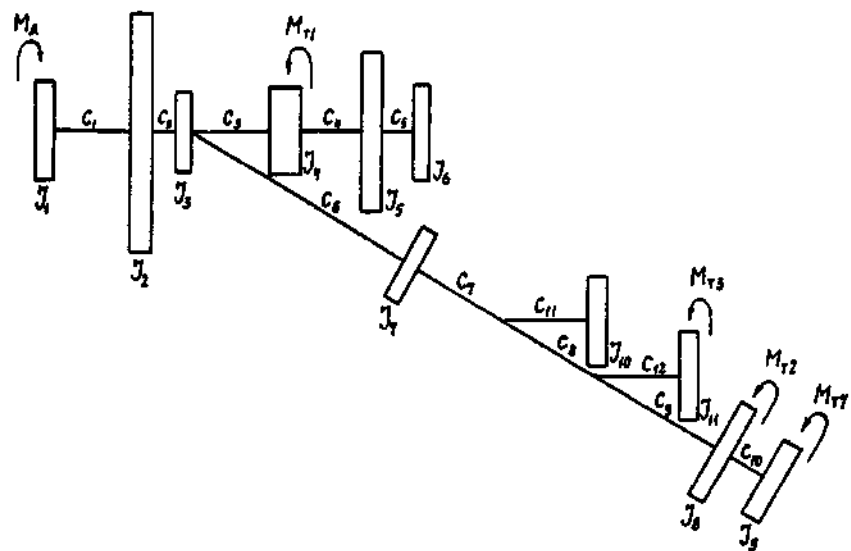


Рис. 5.38. Динамическая модель однопозиционного двухударного автомата

связывающей промежуточный и продольный распределительный валы;  $J_8$  - момент инерции шестерен конической передачи и масс механизма подачи;  $J_9$  - момент инерции масс механизма выталкивания из матрицы;  $J_{10}$  - момент инерции масс механизма перемещения пуансонной головки;  $J_{11}$  - момент инерции масс механизма отрезки;  $C_1, C_2, \dots, C_{10}$  - коэффициенты крутильной жесткости соответствующих участков вала;  $C_{11}, C_{12}$  - коэффициенты крутильной жесткости шпоночных соединений кулачков с продольным распределительным валом;  $M_d$  - момент электродвигателя;  $M_{т1}, M_{т2}, M_{т3}, M_{т7}$  - моменты от технологических нагрузок в механизмах соответственно штамповки, подачи, отрезки и выталкивания из матрицы.

Моменты инерции масс звеньев, коэффициенты жесткости и крутящие моменты при расчете приводят к главному (коленчатому) валу автомата. Моменты инерции масс и крутильные жесткости участков вала рассчитывают известными способами. При приведении момента инерции участков вала, расположенных между сосредоточенными массами, 1/3 этого момента распределяется между ними. Контактную жесткость шпоночных и шлицевых соединений, а также соединений с помощью кулачковой муфты приводят к крутильной. При расчете коэффициентов жесткости учитывают изгиб валов и упругую осадку опор от усилий в зубчатых передачах. При этом изгибными и контактными деформациями в зубчатых передачах можно пренебречь ввиду их малости.

Динамическая модель автомата представляет собой многомассовую систему с большим числом упругих связей. Определение спектра собственных частот и форм колебаний такой системы рационально выполнять на ЭВМ из-за сложности и громоздкости известных табличных способов расчета. Условимся в системе различать главную линию, состоящую из масс  $J_1, J_2, \dots, J_6$ , и ответвление, состоящее из масс  $J_7, J_8, J_9, J_{10}, J_{11}$ . В свою очередь ответвления с массами  $J_{10}, J_{11}$  на конце назовем соответственно первой и второй ветвями.

Система характеризуется следующими особенностями:

1. Во время штамповки момент  $M_d$  составляет небольшую долю от момента  $M_{т1}$  сил полезного сопротивления;
2. Постоянная времени привода автомата обычно намного больше продолжительностей импульсов моментов  $M_{т1}, M_{т3}$  и  $M_{т7}$ , возникающих при выполнении формообразующих и разделительных

операций и играющих основную роль в формировании крутильных колебаний системы;

3. Масса маховика  $J_2$  значительно больше любой из остальных масс системы, поэтому на упругие связи  $C_3 - C_5$ , находящиеся справа от массы  $J_2$ , и на упругие связи  $C_6 - C_{10}$  ответвления передается незначительная часть момента  $M_d$  электродвигателя;

4. Жесткость клиноременной передачи  $C_1$  значительно ниже жесткости участков главной линии и ответвления;

5. Соединение ответвления с главной линией осуществляется в точке, расположенной близко к наибольшей массе  $J_2$  системы, а жесткость  $C_6$  ответвления значительно ниже жесткости участков главной линии, находящейся справа от массы  $J_2$ .

Поскольку при нерезонансных колебаниях основная роль в суммарном колебательном движении крутильной системы принадлежит колебаниям первых двух-трех частот при изменении упругих сил и колебаниям низшей частоты при изменении перемещений, динамическую модель можно упростить, разделив ее на три парциальные системы: двухмассовую односвязную (рис. 5.39, а), где момент  $M_2 = M_{T1} + M_{T2} + M_{T3} + M_{T7}$ , четырехмассовую цепную (рис. 5.39, б), где момент  $M_c = M_2 + M_3 + M_5 + M_7$ , и пятимассовую разветвленную (рис. 5.39, в). Во второй системе за заделку принято сечение массы  $J_2$ , а в третьей - точка ответвления. В связи с введением заделок к соответствующим маховым массам прикладываются моменты переносных сил инерции. Поэтому моменты  $M_1, M_2, M_3, M_7$  зависят от технологических нагрузок и сил инерции.

Справедливость приведенного упрощения подтверждается частотным анализом автомата мод. АА1214, выполненным в ЦБКМ канд. техн. наук В. И. Лакеевым, для двух состояний системы, одно из которых отвечает минимуму кинетической энергии системы ( $\alpha = 540^\circ$ ), а второе - максимуму ( $\alpha = 692^\circ$ ). В обоих случаях первые три частоты и формы собственных колебаний исходной системы близки к низшим частотам и формам колебаний соответственно первой, третьей и второй парциальных систем. Расхождение по частотам не превышает 3,7, а по формам колебаний - 22,6 %. Кроме того выявлено, что влияние первой парциальной системы на вторую и третью мало. Поэтому первую парциальную систему можно не рассматривать.

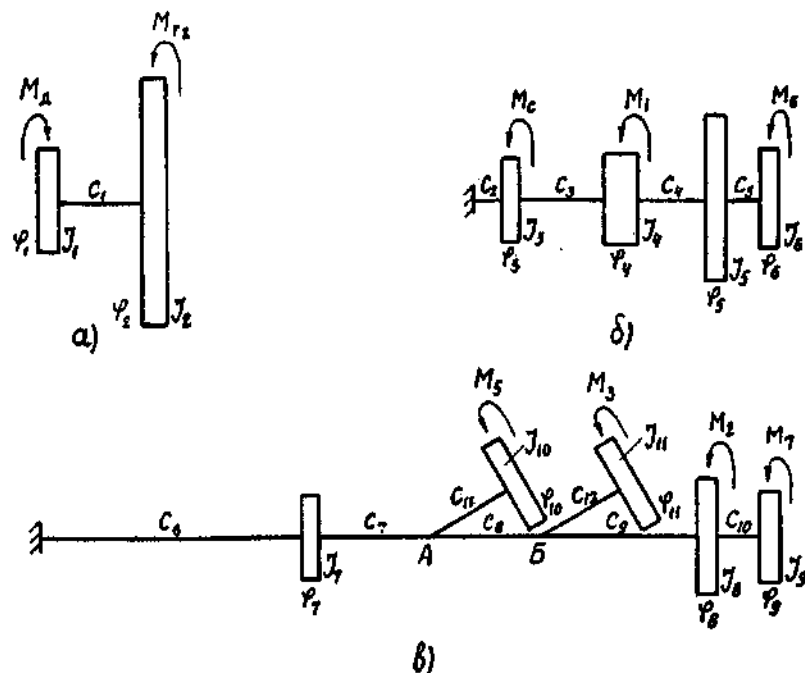


Рис. 5.39. Упрощенные динамические модели автомата

Наибольшее влияние на формирование фазовой погрешности при колебаниях привода механизмов штамповки, перемещения пуансонной головки и фиксации оказывают возмущающие моменты  $M_{Ti}$  ( $i = 1, 3, 7$ ).

Типовые графики возмущающих сил и моментов показаны на рис. 5.40, где 1 - экспериментальные кривые, 2 - аппроксимированные кривые.

За начало отсчета графиков (рис. 5.40, а, б) принято положение коленчатого вала, соответствующее началу штамповки. При втором штамповочном ударе усилие  $P_{T1 \max}$  равно номинальному усилию автомата  $P_n$ . За начало отсчета остальных графиков приняты положения коленчатого вала, соответствующие началу "идеального" движения механизма согласно цикловой диаграмме. Из-за хода механизма в пределах зазоров в сочленениях начала приложения нагрузок смещены относительно начала отсчета на фазовые углы  $\Delta\alpha_{x3}, \Delta\alpha_{x7}$ . Экспериментальными исследованиями установлено:

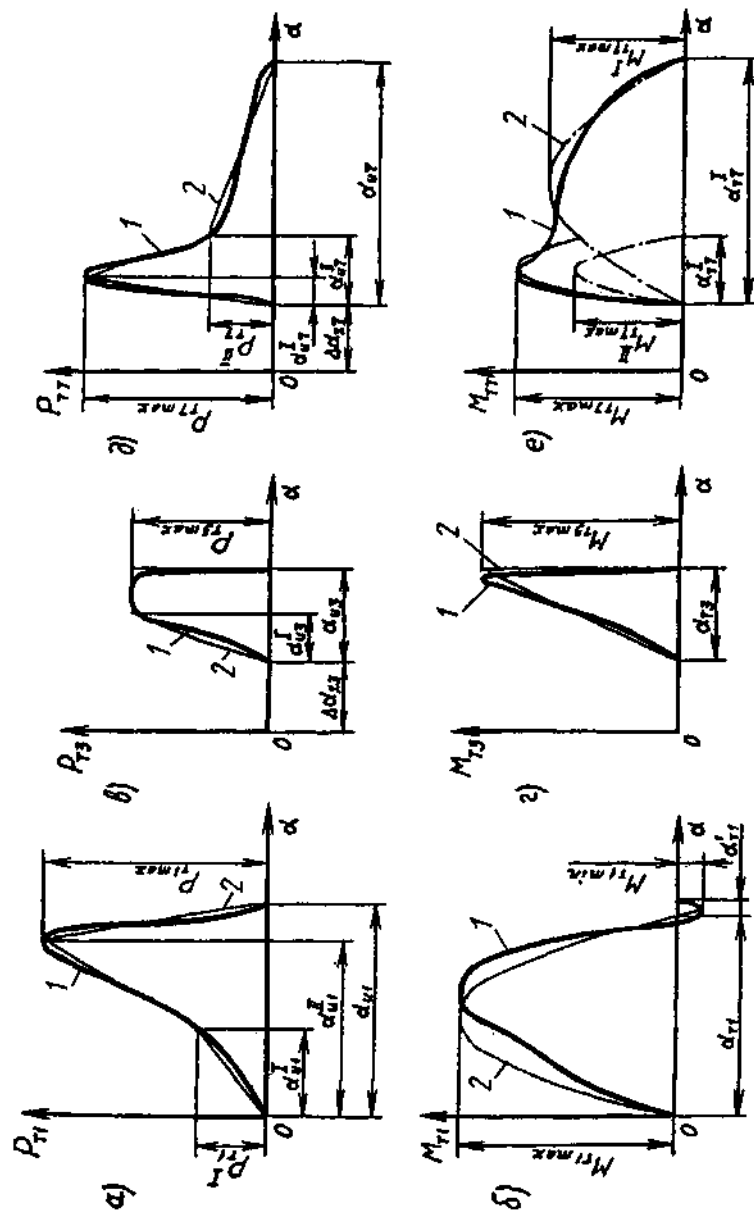


Рис. 5.40. Зависимость параметров возмущающих сил и моментов от нагрузок в механизмах штамповки (а, б), отрезки (в, г) и выталкивания из матриц (д, е)

• кривая 2  $M_{T1}(\alpha)$  (см. рис. 5.40, б) на нагрузочной и разгрузочной стадиях близка по форме к полувольтной синусоиде;

• кривую 2  $M_{T3}(\alpha)$  (см. рис. 5.40, г) можно аппроксимировать графиком треугольной формы;

• кривая 1  $M_{T7}(\alpha)$  (см. рис. 5.40, е) имеет сложную форму и, как показал гармонический анализ, ее можно разделить на две полувольтные синусоиды, различающиеся по частоте и амплитуде, но не имеющие фазового сдвига по отношению друг к другу.

Упрощенные динамические модели являются нестационарными, поскольку приведенные моменты инерции  $J_4, J_6, J_8, J_9, J_{10}, J_{11}$  являются переменными по величине. Среди возмущающих моментов наибольшее влияние на крутильные колебания ведущих звеньев механизмов штамповки и фиксации (маховые массы  $J_4, J_6$ ) во время выполнения формообразующих операций оказывает момент  $M_{T1}$ . Это обусловлено сравнительно малыми значениями моментов  $M_c$  и  $M_6$ . Кроме того моменты  $M_{T3}$  и  $M_{T7}$ , составляющие во время выполнения разделительной и выталкивающей операций значительную часть момента  $M_c$ , смещены по циклу относительно момента  $M_{T1}$ . Основную роль в возмущении крутильных колебаний ведущего звена механизма перемещения пуансонной головки (маховая масса  $J_{10}$ ) играют моменты  $M_{T3}$  и  $M_{T7}$ , так как к началу движения пуансонной головки свободные колебания привода, возмущенные моментом, успевают затухнуть.

Продолжительность действия внешних моментов не превышает 10 % времени кинематического цикла. Размах колебаний низших частот и соответствующих нормированных частот нестационарных систем не превышает 9 % их средних значений, и внешние нагрузки имеют импульсный характер. Принимая положения коленчатого вала автомата, соответствующие серединам импульсов  $M_{T1}(t)$  и  $M_{T7}(t)$  за расчетные, можно в первом приближении ограничиться исследованием упомянутых систем с постоянными характеристиками.

Экспериментальные исследования показали, что во время нагружения моментами  $M_{T1}, M_{T3}, M_{T7}$  зазоры в системе привода цикловых механизмов можно не учитывать. В связи с этим, а также учитывая малую продолжительность импульсов  $\alpha_{T1}, \alpha_{T3}, \alpha_{T7}$ , можно пренебречь трением, демпфированием и технологическими ошибками изготовления и сборки.

Система дифференциальных уравнений движения четырехмассовой динамической модели (см. рис. 5.39, б) записывается следующим образом:

$$\begin{cases} J_3 \ddot{\phi}_3 + C_2 \phi_3 - C_3(\phi_4 - \phi_3) = 0; \\ J_4 \ddot{\phi}_4 + C_3(\phi_4 - \phi_3) - C_4(\phi_5 - \phi_4) = -M_{\tau 1}; \\ J_5 \ddot{\phi}_5 + C_4(\phi_5 - \phi_4) - C_5(\phi_6 - \phi_5) = 0; \\ J_6 \ddot{\phi}_6 + C_5(\phi_6 - \phi_5) = 0. \end{cases}$$

Для описания движения разветвленной системы (см. рис. 5.23, в) введены уравнения связи между координатами узлов (точки А, В) и координатами маховых масс  $J_7, J_8, J_{10}, J_{11}$ . Переход к зависимостям  $M_{\tau 3}(t), M_{\tau 7}(t)$  от зависимостей  $M_{\tau 3}(\alpha), M_{\tau 7}(\alpha)$  осуществляется с помощью подстановки  $t = \alpha / \omega_r$ . Зависимость  $M_{\tau 1}(t)$  получают посредством подстановки  $t = \alpha / \chi \omega_r$ , где  $\chi = 1 - 0,5\delta_n$ . Здесь коэффициент  $\chi$  учитывает замедление главного вала на участке нагружения.

Уравнения движения подвижных масс разветвленной системы имеют вид:

$$\begin{cases} J_7 \ddot{\phi}_7 + C_6 \phi_7 - C_7(\phi_{12} - \phi_7) = 0; \\ J_8 \ddot{\phi}_8 + C_9(\phi_8 - \phi_{13}) - C_{10}(\phi_9 - \phi_8) = 0; \\ J_9 \ddot{\phi}_9 + C_{10}(\phi_9 - \phi_8) = -M_{\tau 7}; \\ J_{10} \ddot{\phi}_{10} + C_{11}(\phi_{10} - \phi_{12}) = 0; \\ J_{11} \ddot{\phi}_{11} + C_{12}(\phi_{11} - \phi_{13}) = -M_{\tau 3}; \\ C_7(\phi_{12} - \phi_7) - C_8(\phi_{13} - \phi_{12}) - C_{11}(\phi_{10} - \phi_{12}) = 0; \\ C_8(\phi_{13} - \phi_{12}) - C_9(\phi_8 - \phi_{13}) - C_{12}(\phi_{11} - \phi_{13}) = 0. \end{cases}$$

$$M_{\tau 1} = \begin{cases} M_{\tau 1 \max} \sin \omega_1 t & \text{при } 0 \leq t \leq t_1; \\ M_{\tau 1 \max} \sin \omega_2 (t - t_1) & \text{при } t_1 < t \leq t_{n1}; \\ 0 & \text{при } t > t_{n1}. \end{cases}$$

$$M_{\tau 7} = \begin{cases} M_{\tau 7 \max}^I \sin \omega_3 (t - t_2) + M_{\tau 7 \max}^{II} \sin \omega_3 (t - t_2) & \text{при } t_2 \leq t \leq t_2 + t_{\tau 7}^{II}; \\ M_{\tau 7 \max} \sin \omega_3 (t - t_2 - t_{\tau 7}^{II}) & \text{при } t_2 + t_{\tau 7}^{II} < t \leq t_2 + t_{\tau 7}; \\ 0 & \text{при } t > t_2 + t_{\tau 7}. \end{cases}$$

$$M_{\tau 3} = \begin{cases} M_{\tau 3 \max} \frac{t - t_3}{t_{\tau 3}} & \text{при } t_3 \leq t \leq t_3 + t_{\tau 3}; \\ 0 & \text{при } t > t_3 + t_{\tau 3}, \end{cases}$$

где  $\omega_1 = \pi / t_{\tau 1}; \omega_2 = \pi / t_{\tau 1}'; \omega_3 = \pi / t_{\tau 7}^I; \omega_4 = \pi / t_{\tau 7}^{II};$   
 $t_1 = t_{\tau 1}; t_2 = t_{n5} + t_{\tau 1} + \Delta t_{\tau 7}; t_3 = t_{n5} + t_{31} + \Delta t_{\tau 7}.$

Системы уравнений решают численным способом, причем углы  $\phi_4, \phi_{10}, \phi_6$  являются искомыми фазовыми погрешностями циклограмм соответственно механизмов штамповки, перемещения пуансонной головки и фиксации:

$$\phi_4 = \Delta \alpha_{\phi} \sigma_1; \phi_{10} = \Delta \alpha_{\phi} \sigma_5; \phi_6 = \Delta \alpha_{\phi} \sigma_6,$$

где  $\sigma$  характеризует суммарную фазовую погрешность  $\Delta \alpha_{\phi \Sigma i}$  при  $\Delta \alpha_{\phi i} = 0$ .

Поскольку, как правило, соотношения  $|M_{\tau 1 \max} / M_{\tau 1 \min}| \gg 1$ , влияние отрицательного момента  $M_{\tau 1}$  на формирование погрешностей  $\Delta \alpha_{\phi \sigma 1}$  и  $\Delta \alpha_{\phi \sigma 6}$  несущественно.

Для инженерной оценки можно воспользоваться приближенными методами определения низшей частоты и формы колебаний Релея и Донкерлея. В этом случае для расчета погрешностей  $\Delta \alpha_{\phi \sigma 1}, \Delta \alpha_{\phi \sigma 6}$  массы приводят к сечениям масс соответственно  $J_4, J_6$  (см. рис. 5.39, а), а для расчета погрешности  $\Delta \alpha_{\phi \sigma 5}$  - к точке А. При приведении необходимо учитывать, что во втором и третьем случаях (см. рис. 5.39, а, б) возмущающие моменты приложены в сечениях, не совпадающих с сечениями приведенных масс. От низшей частоты переходят к нормированной, и в зависимости от параметров формы возмущающего импульса по табличным данным находят коэффициенты динамичности нагружения приведенной одномассовой системы. Так как на приведенную систему (см. рис. 5.39, в) одновременно действуют возмущающие моменты  $M_3$  и  $M_7$ , результирующую фазовую погрешность находят по методу суперпозиции, суммируя погрешности, вызванные указанными моментами поочередно.

Погрешности перемещений штамповочного ползуна, пуансонной головки и стержня фиксатора возникают в результате изгибных, крутильных и контактных деформаций, а также зазоров в сочленениях. Для расчета указанных погрешностей примем за основу двухмассовые двухсвязные динамические модели. При этом примем такие допущения: частота вращения ведущих звеньев кривошипа и кулачков постоянна и составляющие ошибки изготовления  $\Delta \Pi_{\text{ш}}$  отсутствуют.

Несмотря на нелинейный характер зависимости контактной деформации элементов механизмов от действующих на них усилий, зависимость суммарной деформации близка к линейной. Это объясняется тем, что элементы системы имеют как жесткую, так и мягкую характеристики деформации. Поскольку в сочленениях механизмов имеются зазоры, при работе механизмов в определенные моменты времени происходит замыкание или размыкание упругих связей. Они учитываются скачкообразными изменениями структуры динамической модели, ее жесткостных характеристик и восстанавливающих сил. Следовательно, можно принять, что восстанавливающие силы изменяются по кусочно-линейной зависимости.

Как показали экспериментальные исследования, во время приложения импульсной нагрузки  $P_{\text{т1}}$  зазоры в звеньях кривошипно-ползунного механизма привода штамповочного ползуна практически отсутствуют. Это подтверждает правомочность использования для расчета динамической погрешности перемещений ползуна двухмассовой динамической модели. При построении этой модели продольной податливостью станины пренебрегают, поскольку она составляет небольшую долю в общем балансе податливости автомата. Уравнения движения двухмассовой модели записывают следующим образом:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\psi}_1 + C_1 \psi_1 - C_2 (\psi_2 - \psi_1) = -C_1 \Delta_1 + C_2 \Delta_2 - J_1 \ddot{\phi}_{\text{кII}}; \\ J_2 \ddot{\psi}_2 + C_2 (\psi_2 - \psi_1) = -C_2 \Delta_2 - J_2 \ddot{\phi}_{\text{кII}}. \end{cases}$$

Координата  $\psi_2$  равна ошибке положения механизма.

При кинематическом возмущении по синусоидальному закону функция  $\ddot{\phi}_{\text{кI}}(t)$  имеет вид

$$\ddot{\phi}_{\text{кI}} = |\ddot{\phi}_{\text{кI}}|_{\text{max}} \sin \omega t,$$

где  $\omega = 2\pi/t_{\text{нс}}^{(j)}$  ( $j = 1, 2$  при повороте пуансонной головки соответственно на 1 и 2-й удары).

Начальные условия принимают нулевыми, т.е.  $\psi_1 = \psi_2 = 0$ ;  $t = 0$ ;  $\dot{\psi}_1 = \dot{\psi}_2 = 0$ ;  $\ddot{\phi}_{\text{кII}} = 0$ . Зазоры в первой и второй упругих связях считают полностью раскрытыми, т.е. равными зазорам в шарнирных соединениях звеньев механизмов.

В процессе движения жесткостные характеристики и зазоры в системе могут принимать следующие значения:

$$\begin{cases} C_1 = 0 & \text{при } 0 > \psi_1 > -\Delta_1; \\ C_2 = 0 & \text{при } 0 > \psi_2 - \psi_1 > -\Delta_2; \\ \Delta_1 = 0 & \text{при } \psi_1 \geq 0; \\ \Delta_2 = 0 & \text{при } \psi_2 - \psi_1 \geq 0. \end{cases}$$

В момент замыкания и размыкания упругих связей значения частот собственных колебаний системы, моделирующей механизм, скачкообразно изменяются. При этом возможны четыре состояния этой системы, отображаемые моделями (рис. 5.41). Если вторая частота двухмассовой системы (рис. 5.41, в, г) более чем в 3 - 4 раза превосходит первую частоту, а значение зазора  $\Delta_2$  сравнительно мало и им можно пренебречь, то для расчета динамической ошибки, соответствующей начальному и конечному этапам движения выходного звена механизма, можно воспользоваться упрощенной динамической моделью (рис. 5.41, д, е), при этом:

$$\begin{aligned} J &= J_1 + J_2; \\ C &= \frac{C_1 C_2 (J_1 + J_2)}{C_1 J_2 + C_2 (J_1 + J_2)}; \\ p &= \left( \frac{C}{J} \right)^{1/2}; \quad \Delta_r = \Delta_1 + \Delta_2. \end{aligned}$$

Дифференциальное уравнение этой системы записывается в виде

$$\ddot{\psi} + p^2 (\psi + \Delta_r) = -\ddot{\phi}_{\text{к}}.$$

## 6.1. ОЦЕНКА ДИНАМИЧНОСТИ АВТОМАТОВ

Современные конструкции быстроходных кузнечно-прессовых автоматов, особенно для холодной объемной штамповки, относят к технологическим машинам с ярко выраженным динамическим характером воздействия рабочего звена (ползуна) главного исполнительного механизма на обрабатываемую заготовку и звеньев всех исполнительных механизмов друг на друга.

Динамическое воздействие проявляется, во-первых, в изменении механических свойств обрабатываемой заготовки, углублении обратной связи между механическими свойствами заготовки и обрабатывающих средств, когда с увеличением скоростей деформирования и, соответственно, деформации возрастают по сравнению со статическими значениями начальное напряжение текучести материала заготовки и сопротивления ее деформированию, влекущие за собой необходимость выполнения мероприятий по снижению увеличивающейся напряженности базовых деталей машин и штамповой оснастки путем увеличения их сечений и массы. Только при динамическом нагружении выявляется имеющийся в материалах, особенно сталях, запас упругой энергии, который при статическом нагружении проявляется в меньшей мере.

Во-вторых, динамическое воздействие проявляется в его отрицательном влиянии на возникающие механические колебания (вибрации) машин относительно фундамента и вместе с ним и механизмов внутри станины. Увеличение вибраций сверх нормативов ухудшает не только психофизиологическое состояние рабочих, но и ведет к росту числа и продолжительности отказов автоматов в условиях эксплуатации, к росту продолжительности их простоев для устранения неполадок и ремонта.

В-третьих, с усилением динамического воздействия снижается несущая способность конструкции автоматов, характеризуемая их прочностью и выносливостью.

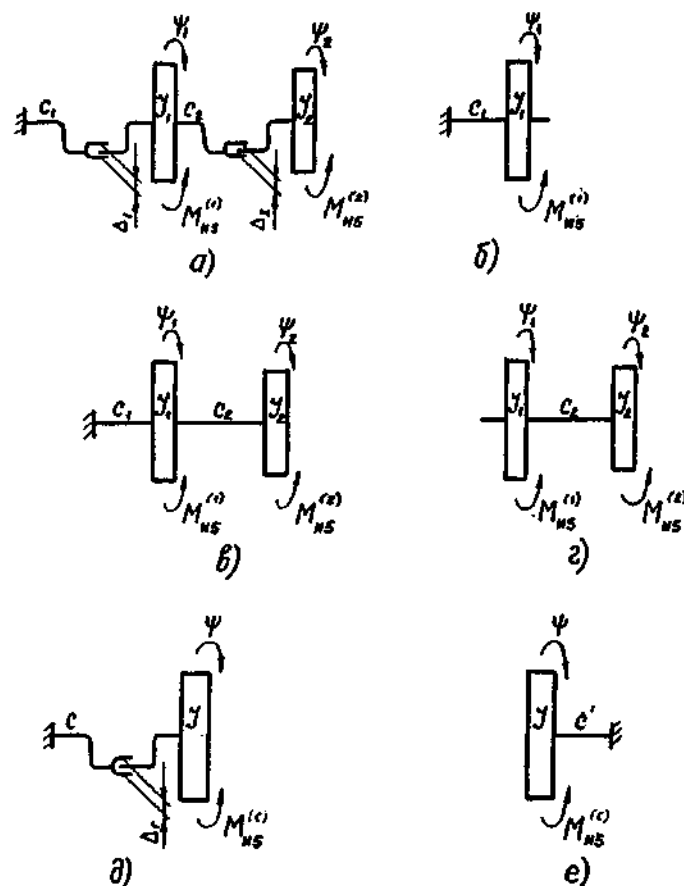


Рис 5.41. Одно- и двухмассовые динамические модели механизмов:  
а, в, г - двухмассовые модели; б, д, е - одномассовые модели

Для простоты индекс II у параметра  $\ddot{\varphi}_k$  опущен. Как и ранее, начальные условия принимаются нулевыми, т.е. при  $t = 0$ ,  $\psi = \dot{\psi} = 0$ ;  $\varphi_k = 0$ . При этом зазор в системе считают полностью раскрытым. Ограничения параметров упрощенной модели записывают в виде

$$0 > \psi > -\Delta_r;$$

$$p = 0, \quad \psi \geq 0, \quad \Delta_r = 0.$$

Традиционно применяемые конструктивные и организационные меры по улучшению динамики работы автоматов путем ужесточения требований к точности их изготовления и сборки, оснащения сложными и дорогостоящими устройствами для динамического уравнивания сил инерции и моментов от этих сил, уменьшения скоростей перемещения рабочих звеньев нередко оказываются не только малоэффективными, ухудшающими показатели производительности, надежности, материало- и энергоемкости, но и чрезмерно дорогостоящими.

Очевидно, что проблема улучшения динамики работы автоматов, как и других кузнечно-прессовых машин, должна решаться индивидуально для каждого вида или группы автоматов в зависимости от важности влияния динамических критериев на главные показатели качества.

Главными критериями динамичности являются [27]:

1. Категория динамичности, определяемая в зависимости от наибольшей силы инерции, создаваемой рабочим звеном главного исполнительного механизма. По этому признаку кривошипные КПМ относят к III и IV категориям динамичности с большой (от 1 до 10 кН) и очень большой (свыше 10 кН) характеристиками динамичности.

2. Группа частотности, характеризуемая частотой систематически, в течение каждого цикла, возникаемых динамических нагрузок, равной частоте циклов перемещений ползуна. По этому признаку кривошипные КПМ и автоматы относят к низко- (до 400 мин<sup>-1</sup>) и среднечастотным (400 - 2000 мин<sup>-1</sup>), т.е. к I и II группам.

Классификация динамичности машин по группам частотности является условной, приемлемой для оценки по проектным параметрам и технической характеристике машин, которые, как правило, не сохраняются в условиях эксплуатации, а имеют тенденцию к увеличению категории динамичности, поскольку реальные наибольшие значения сил инерции многократно превышают их "идеальную" величину, рассчитанную при условии отсутствия зазоров в кинематических парах звеньев и их податливости при нагружении.

3. Продолжительность действия  $\tau$ , закон (форма графика) изменения во времени  $f(t)$  и наибольшее значение кратковременно (импульсивно) и однократно действующей в течение цикла нагрузки постоянного направления, имеющей не более одного максимума за время ее непрерывного действия, либо импульс силы

$$S = \int_{t_1}^{t_2} P(t) dt.$$

Продолжительность действия нагрузки, определяющая ее импульсный характер, согласно нормативным данным составляет  $\tau < 0,001$  с.

Эти параметры имеют важнейшее значение для оценки динамичности автоматов и особенно влияния на нее скорости перемещения рабочего звена главного исполнительного механизма и упругости элементов, входящих в силовую систему автомата, образующих единую динамическую модель "пресс - штамп - заготовка". Анализ этой системы позволяет дать качественную и количественную оценку влияния величины динамических факторов на изменение механических свойств материала обрабатываемой давлением заготовки, вибраций автомата и его несущие способности и на изменение показателей качества технологического процесса, параметров и конструкции средств обработки (штампа, машины).

Периодический характер работы главных исполнительных механизмов привода ползуна (движение с изменением направления) и вспомогательных цикловых механизмов (движение с остановками и изменением направления) предопределяет периодичность нагружения и деформирования как отдельных их звеньев, так и всей системы механизмов, составляющих конструкцию автомата и его опору (опорные плиты, фундамент). При этом возникают дополнительные позиционные нагрузки, вызывающие отклонения системы от положения равновесия и при определенных условиях достигающие существенной величины по сравнению с внешней нагрузкой, характеризуемой усилием сопротивления обрабатываемой заготовки деформированию - технологическим усилием. Направление позиционной силы, как правило, противоположно направлению отклонения системы, совпадает с направлением действия технологического усилия и, следовательно, увеличивает его. Позиционные силы называют восстанавливающими. К ним относят силы упругости, пропорциональные отклонению системы и характеризуемые коэффициентом жесткости  $c$ , который представляет собой, коэффициент пропорциональности между внешней технологической силой  $P$ , статически нагружающей систему, и вызываемым этой силой перемещением  $u$ , т.е.  $P = cu$ .

Коэффициент жесткости  $c$  характеризует упругие свойства системы.

В кузнечно-прессовом машиностроении принято считать характеристику жесткости, т.е.  $P = f(y)$ , линейной (рис. 6.1, а), пренебрежимо мало зависящей от сил трения в опорах и сочленениях механической системы и внутри материала элементов системы, и коэффициент жесткости принимают равным тангенсу угла наклона прямой  $P = f(y)$ . При этом в целях упрощения решения большинства задач без дополнительного анализа пренебрегают влиянием зазоров в кинематических парах соединения звеньев.

Зазоры, необходимые для обеспечения подвижности соединения звеньев относительно друг друга, имеют тенденцию к увеличению с течением времени вследствие естественного износа, влияют на упругую характеристику системы, представляемую в этом случае в виде кусочно-линейного графика (рис. 6.1, б).

Применительно к автоматам для холодной объемной штамповки влияние зазоров в соединениях звеньев главного исполнительного механизма привода ползуна можно оценить следующим образом [22].

В момент соприкосновения ползуна, разогнавшегося до скорости  $v_0$ , с неподвижной заготовкой жесткостью  $c_z$ , превышающей жесткость силовой системы автомата  $c_{пр}$ , т.е.  $c_z \gg c_{пр}$ , процесс соударения допустимо рассматривать как кратковременные свободные колебания шатуна в зазоре относительно нейтрального положения, характеризуемого координатой, равной половине суммарного зазора

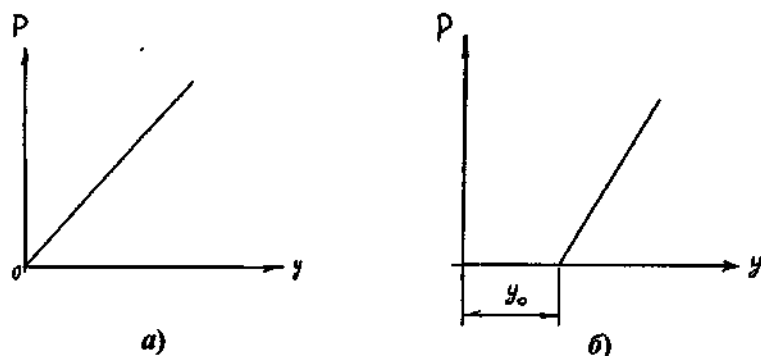


Рис. 6.1. Упругие характеристики силовой системы автомата: а - без зазоров; б - с зазорами в кинематических парах соединения звеньев

$y_0 = \Delta_z/2$  в кинематических парах. При перемещении шатуна в сторону заготовки уравнение перемещения его может быть представлено в следующей форме:

$$x_{ш} = (\Delta_i - \Delta_z) \cos p_{0ш} t,$$

где  $p_{0ш}$  - частота свободных колебаний шатуна массой  $m_{ш}$  при упругой связи  $c_{пр}$ ,

$$p_{0ш} = (c_{пр} / m_{ш})^{1/2}.$$

Скорость шатуна к этому моменту достигает значения

$$v_{ш} = p_{0ш} (\Delta_i - \Delta_z / 2), \quad (v_{0ш})_{\max} = p_{0ш} (\Delta_z / 2).$$

Расстояние от положения равновесия шатун пройдет за время

$$t = \frac{\Delta_z}{2v_{ш}} = \frac{\Delta_z}{2p_{0ш} (\Delta_i - \Delta_z / 2)}.$$

Таким образом, время  $\tau$ , в течение которого шатун достигает положения равновесия, составляет

$$\tau = \frac{1}{2p_{0ш}} \left[ \pi + \frac{\Delta_z}{\Delta_i - \Delta_z / 2} \right].$$

Когда  $\Delta_i = \Delta_z$ ,  $\tau = (\pi + 2) / 2p_{0ш}$ .

Очевидно, что найденное время составляет четвертую часть периода свободных колебаний, а полный период  $T = 4\tau$ .

Следовательно, круговая частота свободных колебаний системы с зазором будет

$$p_{шз} = 2\pi / \tau \approx 0,61 p_{0ш}.$$

Исходя из равенства кинетической и потенциальной энергий, усилие удара шатуна о ползун в момент выбора суммарного зазора будет

$$P_y = v_i (c_{пр} m_{ш})^{1/2} \approx 0,3 p_{0ш} \Delta_z (c_{пр} m_{ш})^{1/2}.$$

Усилие удара шатуна о ползун, находящийся в заднем (исходном) положении, определяется по такой же формуле, но при  $p_{0ш} = (c_{зш} / m_{ш})^{1/2}$ , где  $c_{зш}$  - коэффициент жесткости шатуна.

При одном ходе ползуна главного исполнительного механизма, имеющего зазоры в подвижных сочленениях, возникают многочисленные нагрузки, уменьшающие срок службы деталей. Более того, возникают ударные нагрузки во всех сочленениях с зазором при перемене направления движения ползуна. С увеличением числа ходов ползуна в минуту у механизма, имеющего зазоры в подвижных сочленениях, увеличиваются пики динамических нагрузок от первого удара ползуна о заготовку и ударов деталей при выборе зазоров, причем величина этих нагрузок может значительно превышать усилие, необходимое для выполнения технологической операции. Энергия затрачивается не на пластическое деформирование заготовки, так как ползун не доходит до крайнего переднего положения, а на возбуждение в системе упругих колебаний и, частично, на тепло.

При начале рабочего хода ползуна с выбранным суммарным зазором ( $\Delta_z = 0$ ), когда ползун с шатуном представляют единое твердое тело, а приведенный коэффициент жесткости системы пресс - штамп - заготовка определяется зависимостью

$$c_c = c_{пр} + c_{шт} = c_{пр} + \frac{c_{пр}c_{шт}}{c_{пр} + c_{шт}},$$

при неподвижной станине динамические параметры рассчитывают по таким зависимостям:

$$p_{0шт} = (c_c / m_n)^{1/2}; \quad \tau = \frac{\pi}{2p_c} < 0,001 \text{ с}; \quad P_y = v_0 p_c m_n.$$

## 6.2. РАСЧЕТ ЖЕСТКОСТИ АВТОМАТОВ

Под жесткостью отдельных деталей или систем, соединенных между собой последовательно или параллельно, понимают их способность сопротивляться деформированию под действием сил.

При определении жесткости холодноштамповочных автоматов и их механизмов рассматривают жесткость отдельных деталей, систем (групп) деталей, стыков деталей (контактные деформации), а также общую жесткость автомата или инструмента и системы автомат-инструмент.

Жесткость (коэффициент жесткости) влияет на точность получаемых на автоматах изделий, перемещения звеньев механизмов, на

величину динамических нагрузок, затрат энергии и многие другие показатели эффективности использования и надежности в работе холодноштамповочных автоматов.

Под жесткостью силовой системы подразумевают общую жесткость деталей (ползун, шатун, коленчатый вал, станина и пр.), которые воспринимают и замыкают в себе направленное по оси автомата усилие [13].

Основным критерием для выбора уровня жесткости силовой системы автомата является точность штампуемых изделий по высоте. Динамические процессы в автоматах и их механизмах при нагрузке зависят от жесткости силовой системы механизмов. Поэтому при проектировании автоматов необходимо анализировать коэффициент динамичности при нагрузке и значение динамических усилий при разгрузке.

Стабильность взаимного положения пуансонов и матриц при нагружении непосредственно зависит от конструкции, жесткости направляющей базы и ползуна, а также от жесткости станины.

Наиболее полно жесткость автомата характеризует зависимость изменения расстояния между подпуансонной и подматричной плитами (в результате деформации системы деталей автомата) от распорной нагрузки, приложенной к оси штамповки. Вид зависимости  $\Delta = f(P)$  (рис. 6.2) одинаков для всех типоразмеров автоматов.

В начале приложения нагрузки наблюдается быстрое возрастание значения  $\Delta$ , так как до усилия, равного примерно усилию на преодоление сил трения перемещения вала и других, связанных с ним деталей, происходит смыкание звеньев в пределах зазоров в соединениях этих звеньев. На рис. 6.2 это усилие  $P_{тр}$ . При  $P$ , большем, чем  $P_{тр}$ , детали автомата начинают деформироваться. Нелинейная зависимость деформации от приложенной силы на участке  $a'b'$  объясняется тем, что она складывается из деформации элементов, подчиняющихся и не подчиняющихся (деформация стыков) закону Гука.

После нагрузки, превышающей  $P_{нел} = (0,15 \dots 0,3)P_n$  ( $P_n$  - номинальное усилие автомата),  $\Delta = f(P)$  изменяется практически прямолинейно.

Исключив зазоры при построении кривой  $\Delta = f(P)$ , за ось абсцисс можно принять линию  $a'a'''$  (штриховая линия), а за ось ординат - линию  $ae$ .



крешеров или по результатам измерения размеров различных штампуемых изделий на одном и том же автомате, но с различными усилиями.

Обеспечение необходимой жесткости автомата на стадии проектирования во многом зависит от того, насколько точно конструктор выполнит расчет баланса деформации деталей.

Если в спроектированном автомате применены новые конструктивные решения деталей, в особенности тех, деформация которых составляет значительную долю в балансе деформации, то в каждом отдельном случае точность расчета деформаций этих деталей будет тем выше, чем лучше проведена аналогия между конфигурациями деталей, расчет деформации которых уже имеет экспериментальную проверку, и теми новыми конструкциями деталей, деформацию которых нужно рассчитать.

Баланс упругих деформаций деталей автомата, за исключением местных деформаций  $\Delta_m$ ,

$$\Delta L = \Delta'_a = \Delta_{\text{стн}} + \Delta_{\text{кв}} + \Delta_{\text{пш}} + \Delta_{\text{ш}},$$

где  $\Delta_{\text{стн}}$  - суммарная деформация деталей узла станины;  $\Delta_{\text{кв}}$  - суммарная деформация деталей узла коленчатого вала;  $\Delta_{\text{пш}}$  - суммарная деформация деталей узла ползун - шатун;  $\Delta_{\text{ш}}$  - суммарная деформация деталей узла инструмента.

В общем случае  $\Delta L$  складывается из деформации следующих деталей силовой системы автомата (рис. 6.3): станины 1 -  $\Delta_{\text{стн}}$ ; буксы 2 -  $\Delta_6$ ; вкладыша опоры кривошипного вала 3 -  $\Delta_{\text{вкл}}$ ; коленчатого вала 4 -  $\Delta_{\text{кв}}$ ; вкладыша большой головки шатуна 5 -  $\Delta_{\text{в.бш}}$ ; шатуна 6 -  $\Delta_{\text{шн}}$ ; вкладыша малой головки шатуна 7 -  $\Delta_{\text{в.мш}}$ ; пальца шатуна 8 -  $\Delta_{\text{пш}}$ ; сухаря 9 -  $\Delta_{\text{сх}}$ ; регулировочного клина 10 -  $\Delta_{\text{кл}}$ ; ползуна 11 -  $\Delta_{\text{п}}$ ; пуансонной головки 12 (для двухударных холодновысадочных автоматов) -  $\Delta_{\text{пш}}$ ; подпуансонной плиты (ползушки) 13 -  $\Delta_{\text{пп}}$ ; подматричной плиты 14 -  $\Delta_{\text{мп}}$ .

Кроме деформаций самих деталей в баланс деформаций входят деформации стыков, зависящие от ряда факторов (макро- и микрогеометрии поверхностей стыков, механических свойств поверхностных слоев и др.).

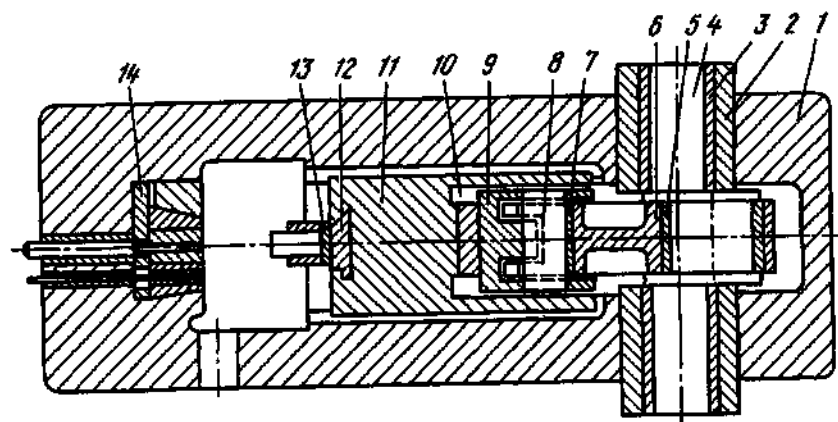


Рис. 6.3. Силовая система холоднштамповочного автомата

На рис. 6.4 в качестве примера показана силовая система многопозиционного автомата для холодной объемной штамповки стержневых деталей, на которой показаны места установки индикаторов для измерения деформаций: 1 - 4 - суммарной деформации по изменению межштампового пространства; 1, 2, 5 - 10, 16, 18 - деталей шатунно-ползунной группы; 11 - 15, 17, 19, 20 - 23 - коленчатого вала; 3, 4, 24, 25 - матричного блока; 11, 13, 20, 23, 24, 25 - станины автомата.

Деформации, возникающие под действием усилия, создаваемого гидронагружателем, рассчитывают по следующим формулам ( $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3, \dots, \Delta_{\Sigma}$  - деформация элементов,  $\delta_1, \delta_2, \delta_3, \dots, \delta_{25}$  - показания индикаторов):

деформация ползуна

$$\Delta_1 = 0,5(\delta_1 + \delta_2 - \delta_6 - \delta_9);$$

деформация элементов палец - ползун

$$\Delta_2 = 0,5(\delta_6 + \delta_9 - \delta_5 - \delta_{10});$$

деформация элементов палец - шатун

$$\Delta_3 = 0,5(\delta_5 + \delta_{10} - \delta_7 - \delta_8);$$

деформация шатуна

$$\Delta_4 = 0,5(\delta_7 + \delta_8 - \delta_{16} - \delta_{18});$$

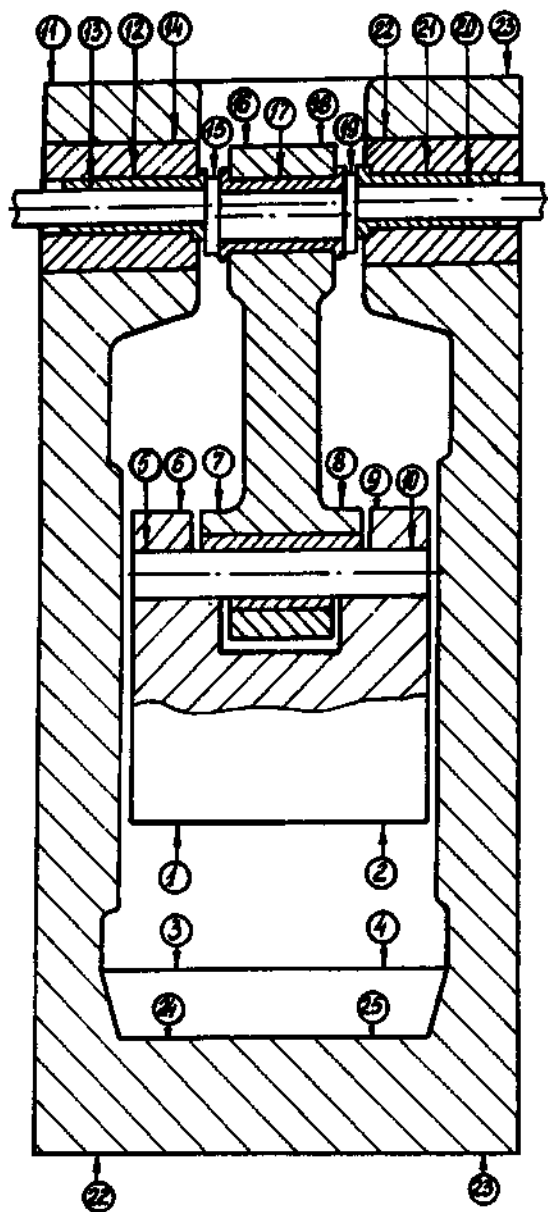


Рис. 6.4. Схема измерений деформаций силовой системы  
холоднштамповочного автомата

деформация шатун - втулка

$$\Delta_5 = 0,5(\delta_{16} + \delta_{18} - \delta_{17});$$

деформация элементов втулка - шатунная шейка коленчатого вала

$$\Delta_6 = 0,5(\delta_{15} + \delta_{19} - \delta_{17});$$

деформация элементов опорная шейка коленчатого вала - втулка

$$\Delta_7 = 0,5(\delta_{14} + \delta_{20} - \delta_{13} - \delta_{21});$$

деформация элементов втулка - букса

$$\Delta_8 = 0,5(\delta_{13} + \delta_{21} - \delta_{12} - \delta_{22});$$

деформация элементов букса - станина

$$\Delta_9 = 0,5(\delta_{12} + \delta_{22} - \delta_{11} - \delta_{23});$$

деформация матричного блока

$$\Delta_{10} = 0,5(\delta_3 + \delta_4 - \delta_{24} - \delta_{25});$$

деформация собственно станины

$$\Delta_{11} = 0,5(\delta_{11} + \delta_{23} - \delta_{24} - \delta_{25});$$

суммарная деформация

$$\Delta_{\Sigma} = 0,5(\delta_1 + \delta_2 + \delta_3 + \delta_4).$$

На рис. 6.5 показаны зависимости деформаций элементов силовой системы многопозиционного автомата для стержневых изделий размером  $6 \times 60$  от усилий деформирования, полученные в результате измерений с помощью индикаторов (см. рис. 6.3).

Из рисунка следует, что линейная зависимость имеет место, начиная с усилия 40 кН. Суммарная деформация силовой системы равна 0,567 мм, что при усилиии нагружения 320 кН определяет коэффициент жесткости автомата равным 567 кН/мм.

В результате обобщения большого числа экспериментальных данных по измерению деформаций и усилий автоматов для холодной объемной штамповки и их влияния на точность получаемых изделий разработаны нормы наименьших допустимых значений коэффициентов жесткости, соблюдение которых обеспечивает стабильное получение на одно- и многопозиционных автоматах изделий с заданной точностью:

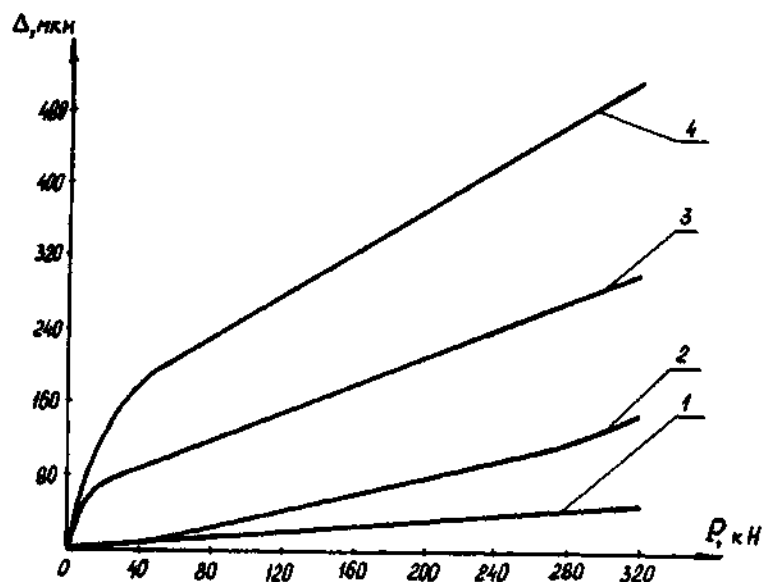


Рис. 6.5. Экспериментально полученные зависимости деформаций от усилий многопозиционного автомата:  
1 - матричного блока; 2 - станины;  
3 - шатунно-ползунной группы; 4 - узла кривошипного вала

#### А. Автоматы однопозиционные одно- и двухударные

|                                        |     |     |     |      |      |      |      |      |
|----------------------------------------|-----|-----|-----|------|------|------|------|------|
| Диаметр стержня изделия наибольший, мм | 2,5 | 4   | 6   | 8    | 10   | 12   | 16   | 20   |
| Номинальное усилие, кН                 | 80  | 160 | 315 | 500  | 800  | 1250 | 2000 | 2500 |
| Коэффициент жесткости, кН/мм           | 315 | 500 | 800 | 1000 | 1250 | 1600 | -    | -    |

#### Б. Автоматы многопозиционные

|                              |     |      |      |      |      |      |      |      |
|------------------------------|-----|------|------|------|------|------|------|------|
| Номинальное усилие, кН       | 630 | 1000 | 1600 | 2600 | 3150 | 4000 | 5000 | 6300 |
| Коэффициент жесткости, кН/мм | 800 | 1600 | 2500 | 3350 | 4000 | 4500 | 5000 | 5600 |

В реальных условиях эксплуатации непосредственного контакта металлических частей механизма может не произойти вследствие наличия смазочного слоя в кинематических парах соединения звеньев. Если смазочный материал не полностью выдавливается из опоры при действии нагрузки на звенья, то масляная пленка начинает выполнять функцию дополнительного упругого звена, снижающего суммарный коэффициент жесткости силовой системы.

В этом случае жесткость силовой системы автомата может быть рассчитана по формуле

$$C_{a.c} = C_{a.ct} C_{y.d} / (C_{a.ct} + C_{y.d}),$$

где  $C_{a.c}$ ,  $C_{a.ct}$ ,  $C_{y.d}$  - суммарные коэффициенты жесткости соответственно автомата в целом, измеренный или рассчитанный в статическом состоянии, и масляной пленки.

Очевидно, что при условии  $C_{a.ct} \gg C_{y.d}$  влияние масляной пленки ощутимо, а при условии  $C_{a.ct} \ll C_{y.d}$  - пренебрежимо мало.

При статическом нагружении смазочный материал между сопрягаемыми поверхностями выжимается полностью и металлические сопрягаемые поверхности вступают в непосредственный контакт.

При динамическом нагружении, которое происходит во время работы автоматов с большим числом ходов ползуна, смазочный материал не выдавливается полностью, поэтому в условиях эксплуатации суммарное значение коэффициента жесткости меньше расчетного значения.

Поэтому оценка возможного влияния остаточного слоя смазочного материала на жесткость силовой системы автомата должна проводиться по двум показателям: времени выдавливания смазочного материала и, если он не успевает выдавливаться, то по толщине остаточного слоя смазочного материала определяется коэффициент жесткости дополнительного упругого звена и автомата в целом.

Поскольку в холоднштамповочных автоматах главный исполнительный механизм выполняют обычно по кривошипно-ползунной схеме, то коэффициент жесткости дополнительного упругого звена следует рассчитывать по формуле

$$C_{y.d} = C_1 C_2 C_3 / (C_1 C_2 + C_2 C_3 + C_1 C_3),$$

где  $C_1, C_2, C_3$  - коэффициенты жесткости остаточного слоя смазочного материала соответственно в опорах соединения шатуна с ползуном и коленчатым валом и в опорах соединения коленчатого вала со станиной. Коэффициент жесткости остаточного слоя смазочного материала может быть рассчитан по формуле

$$C_{\text{мп}} = BF / h_0,$$

где  $B$  - объемный модуль жидкости,  $B = p / (\Delta V / V)$ ;  $p$  - абсолютное давление внутри жидкости;  $\Delta V / V$  - изменение объема жидкости;  $F$  - площадь сдавливаемого остаточного слоя смазочного материала;  $h_0$  - толщина остаточного слоя смазочного материала.

При оценках жесткости остаточного слоя можно воспользоваться также зависимостью

$$C_{\text{мп}} = 4Br_g b / (\pi \Delta),$$

где  $b$  - ширина опоры, м;  $r_g$  - радиус оси опоры, м;  $\Delta = r_0 - r_g$  - зазор в соединении;  $r_0$  - радиус отверстия опоры, м.

Формулу для расчета времени выдавливания остаточного слоя смазочного материала можно получить из обобщенного уравнения Рейнольдса

$$t = \left[ \frac{12\pi\mu b r_g^3}{\Delta^2 P} \left[ \frac{\Delta^2}{2\Delta h_0 - h^2} - 1 \right] \right]^{1/2}.$$

Обозначив  $24\pi^2\mu^2 r_g^5 b^2 g U / (\Delta^4 P^2) = A$ , получим значение толщины остаточного слоя смазочного материала

$$h_0 = \Delta \left[ 1 - \left( 1 - 1 / \left[ (v / A)^2 + 1 \right] \right)^{1/2} \right],$$

где  $v$  - окружная скорость;  $U$  - скорость скольжения;  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ .

Если определение коэффициента жесткости системы звеньев главного исполнительного механизма холодноштамповочных автоматов не представляет особых затруднений, то расчет жесткости кулачково-рычажных механизмов привода вспомогательных цикловых механизмов из-за специфики их работы и нагружения вызывает определенные трудности.

В то же время следует отметить, что несмотря на многообразие схем и конструкций кулачково-рычажных механизмов кузнечно-

штамповочных автоматов, методологический подход к расчету их жесткости в своей основе одинаков, поскольку все они составлены из однотипных элементов: кулачки - ролики, рычаги и оси. Кроме того, объединяющей все цикловые механизмы холодноштамповочных автоматов особенностью является наличие в их конструкции трехплечевого рычага.

Главными составляющими характеристиками жесткости кулачково-рычажного механизма являются изгибная жесткость рабочего звена, рычагов прямого и обратного хода с затянутым предохранительным устройством и контактная жесткость стыковых соединений.

Достаточно просто и удобно можно определить деформации с помощью численного метода конечных разностей, особенно при исследовании балок с переменным по длине сечением ( $EJ \neq \text{const}$ ), к которым и относят рычаги кулачково-рычажных механизмов [19].

Основная идея метода состоит в замене дифференциального уравнения линии прогибов его конечно-разностным уравнением, полученным для нескольких точек по длине балки. При составлении и решении уравнений ось  $x$  графика (рис. 6.6, б) характеризующего изменение функции  $Y = f(x)$  делится на ряд интервалов длиной  $h_1, h_2, h_3, \dots, h_i$ , равных между собой, т.е.  $h_1 = h_2 = h_3 = \dots = h_i = h$ .

Для расчета прогибов участков рычага прямого хода механизма в точках 0 - 3 (рис. 6.6, а) можно записать следующие уравнения линии прогибов в конечно-разностной форме:

$$y_{-1} - 2y_0 + y_1 = -h_1^2 M_1 / EJ_1;$$

$$y_0 - 2y_1 + y_2 = -h_2^2 M_2 / EJ_2;$$

$$y_1 - 2y_2 + y_3 = -h_3^2 M_3 / EJ_3.$$

Решая совместно эту систему уравнений при граничных условиях  $y_1 = y_{-1}$  и  $y_0 = 0$ , получим следующее выражение для расчета прогиба рычага прямого хода:

$$y_3 = -1,5h_1^2 M_1 / EJ_1 - 2h_2^2 M_2 / EJ_2 - h_3^2 M_3 / EJ_3,$$

или 
$$y_3 = -h^2 (1,5M_1 / EJ_1 + 2M_2 / EJ_2 - M_3 / EJ_3),$$

где  $M_1, M_2, M_3$  - моменты, действующие в т. 1, 2, 3;

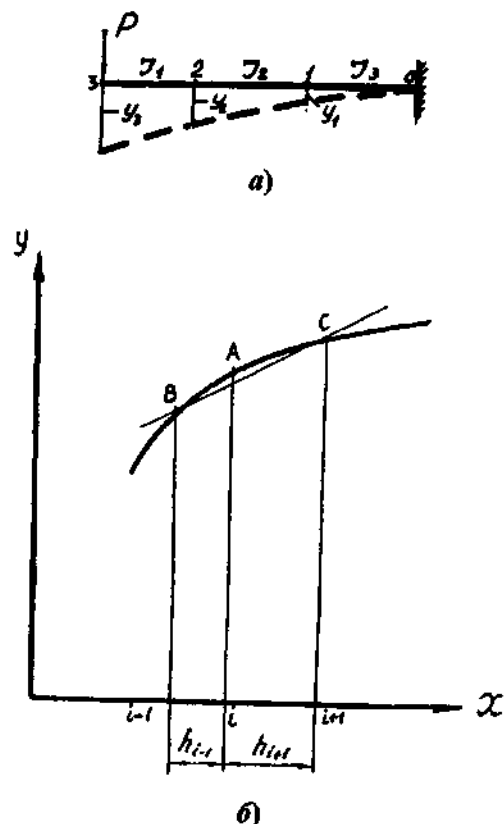


Рис. 6.6. Расчетная схема рычага (а) и график (б) линии его прогибов кулачково-рычажного механизма

$$M_i = P l_i;$$

$P_i$  - рабочая нагрузка в т.  $i = 1, 2, 3$ ;  $l_i$  - плечо приложения рабочей нагрузки в т.  $i = 1, 2, 3$ ,

$$l_1 = l, \quad l_2 = l_1 - h_1, \quad l_3 = l_2 - h_2;$$

$J_1, J_2, J_3$  - моменты инерции сечений в т. 1, 2, 3;  $E$  - модуль упругости материала рычага.

Подставив значения изгибающих моментов с учетом направления их действия, получим

$$y_3 = Ph^2(1.5l_1/J_1 + 2l_2/J_2 + l_3/J_3).$$

На практике не всегда удастся разбить балку на равные отрезки, так как ее сечения по длине переменны. В этом случае можно использовать следующую методику расчета.

Так же, как и ранее, график функции  $y = f(x)$  разбиваем на ряд интервалов, но уже не равной величины (рис. 6.5, б), концевые точки последовательно нумеруем слева направо. Первая производная  $dy/dx$  функции  $y$  в точке  $A$ , соответствующей точке  $i$  на оси  $x$ , равна тангенсу угла наклона касательной к кривой в точке  $A$ , который в свою очередь приближенно равен углу наклона хорды, соединяющей точки  $B$  и  $C$ :

$$(dy/dx)_i \approx (y_{i+1} - y_{i-1})/(h_{i-1} + h_{i+1}).$$

Вторая производная  $d^2y/dx^2$  представляет собой "скорость" изменения первой производной. Поэтому в точке  $i$  ее можно приближенно вычислить как разность углов наклона справа и слева от точки  $i$ , деленную на длину интервала, т.е.

$$(d^2y/dx^2)_i \approx (y_{i+1} - y_i)/h_{i+1}^2 - (y_i - y_{i-1})/h_{i-1}^2 = -M_i/(EJ)_i.$$

После приведения уравнения к общему знаменателю и преобразований получаем

$$(y_{i+1} - y_i)h_{i-1}^2 - (y_i - y_{i-1})h_{i+1}^2 = -h_{i-1}^2h_{i+1}^2M_i/(EJ)_i.$$

Следуя вышеизложенному, можно записать уравнения прогибов в точках 0 - 3 рычага прямого хода:

$$(y_{-1} - y_0)h_{-1}^2 - (y_0 - y_1)h_1^2 = -h_{-1}^2h_1^2M_1/EJ_1;$$

$$(y_0 - y_1)h_1^2 - (y_1 - y_2)h_2^2 = -h_1^2h_2^2M_2/EJ_2;$$

$$(y_1 - y_2)h_2^2 - (y_2 - y_3)h_3^2 = -h_2^2h_3^2M_3/EJ_3.$$

При решении этой системы уравнений принят фиктивный прогиб  $y_{-1}$ , относящийся к воображаемой точке справа от заделки на расстоянии  $h_{-1}$ . Определяется фиктивный прогиб при помощи одного из граничных условий для заделки в опоре, а именно, что угол наклона равен нулю

$$(dy/dx)_i = (y_{-1} - y_1)/h_{-1} = 0.$$

Следовательно,  $y_{-1} - y_1 = 0$  и  $y_{-1} = y_1$ , а  $h_{-1} = h_1$ .

В этом случае первое уравнение системы примет вид (при  $y_0 = 0$ )

$$y_1 = -0,5h_1^2 M_1 / EJ_1 = -0,5h_1^2 P l_1 / EJ_1.$$

Решив систему уравнений относительно прогиба в т. 3, получим:

$$\begin{aligned} y_2 &= -P \left[ 0,5h_1^2 l_1 (h_1^2 + h_2^2) / h_2^2 J_1 + h_1^2 l_1 / J_2 \right] E; \\ y_3 &= P \left\{ l_1 \left[ h_1^2 h_2^2 - h_1^2 (h_1^2 + h_2^2)(h_2^2 + h_3^2) / h_2^2 \right] h_3^2 J_1 - \right. \\ &\quad \left. - h_1^2 l_2 (h_2^2 + h_3^2) / h_3^2 J_2 - h_2^2 l_3 / J_3 \right\} / E. \end{aligned}$$

Аналогичным образом рассчитывают деформации других рычагов механизма. По результатам расчета деформаций определяют значения линейных коэффициентов жесткости этих рычагов как отношение рабочих нагрузок  $P_i$  к прогибу, т.е.  $C_i = P_i / y_i$ .

### 6.3. РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ УРАВНОВЕШИВАНИЯ АВТОМАТОВ

Одним из вариантов решения проблемы снижения колебаний автоматов под действием сил инерции и моментов от этих сил является применение различных устройств для статического и динамического уравновешивания главных исполнительных механизмов.

Механизм, для которого модули главного вектора  $P$  и главного момента  $M$  неуравновешенных сил, действующих в механизме, равны нулю, является уравновешенным динамически, т.е.

$$P = 0 \text{ и } M = 0.$$

Если выполняется только одно из этих условий, то механизм будет иметь только статическую ( $P = 0$ ) или только моментную ( $M = 0$ ) уравновешенность.

В общем случае [32] главный вектор неуравновешенных сил инерции

$$\bar{P} = -ma = -\sum_1^n m_i \bar{a}_{si},$$

где  $m_i$  - масса  $i$ -го звена;  $a_{si}$  - ускорение центра тяжести  $i$ -го звена.

Неуравновешенный момент сил инерции, действующий на станину,

$$\bar{M} = -\sum_1^n J_{si} \epsilon_i - \sum_1^n m_i \bar{a}_{si} h_{si},$$

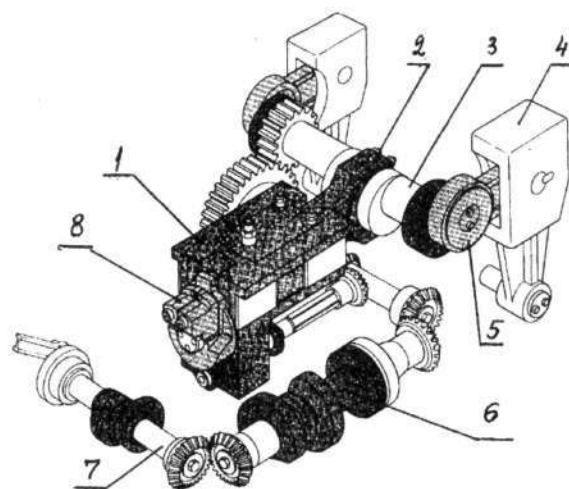
где  $J_{si}$  - момент инерции  $i$ -го звена, относительно оси, проходящей через центр его тяжести, перпендикулярно к плоскости звена;  $\epsilon_i$  - ускорение центра тяжести  $i$ -го звена;  $h_{si}$  - расстояние между центром тяжести звена и опорой его вращения.

В холодноштамповочных автоматах уравновешивание подвижных масс главного исполнительного механизма (рис. 6.7), состоящего из ползуна 1, шатуна 2 и кривошипного вала 3, осуществляется посредством механизма, работающего подобно главному исполнительному, но в обратном направлении: ползуна 4 и шатунов 5, установленных на кривошипном валу 3.

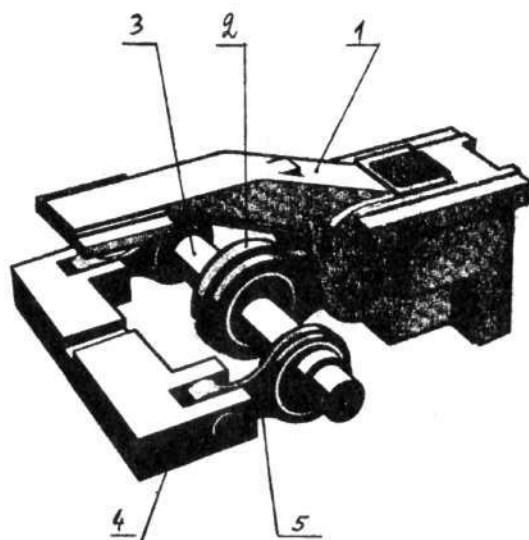
В однопозиционных автоматах уравновешивающий ползун 4 (рис. 6.7, а) совершает качательное движение, а в многопозиционных автоматах уравновешивающий ползун 4 (рис. 6.7, б) совершает возвратно-поступательное движение.

В одно- и многопозиционных холодноштамповочных автоматах отечественных конструкций преимущественное применение нашли три схемы уравновешивающих устройств (рис. 6.8): первые две схемы (рис. 6.8, а и б) используют при уравновешивании главных исполнительных механизмов однопозиционных одно- и двухударных холодноштамповочных автоматов. Третью схему (рис. 6.8, в) используют при уравновешивании главного исполнительного механизма многопозиционных автоматов.

На рис. 6.9 показана конструкция уравновешивающего устройства многопозиционного холодноштамповочного автомата, выполненного по третьей схеме (см. рис. 6.8). Уравновешивающая масса  $A_1$  (рис. 6.8, в) распределена на щеках 1 и 2 (см. рис. 6.9) кривошипного вала 4 и его консолях 3 и 5, а уравновешивающая масса 1 - на дополнительном валу 2 (рис. 6.10).



а)



б)

Рис. 6.7. Главные исполнительные механизмы одно- (а) и многопозиционных (б) автоматов с устройствами для динамического уравновешивания

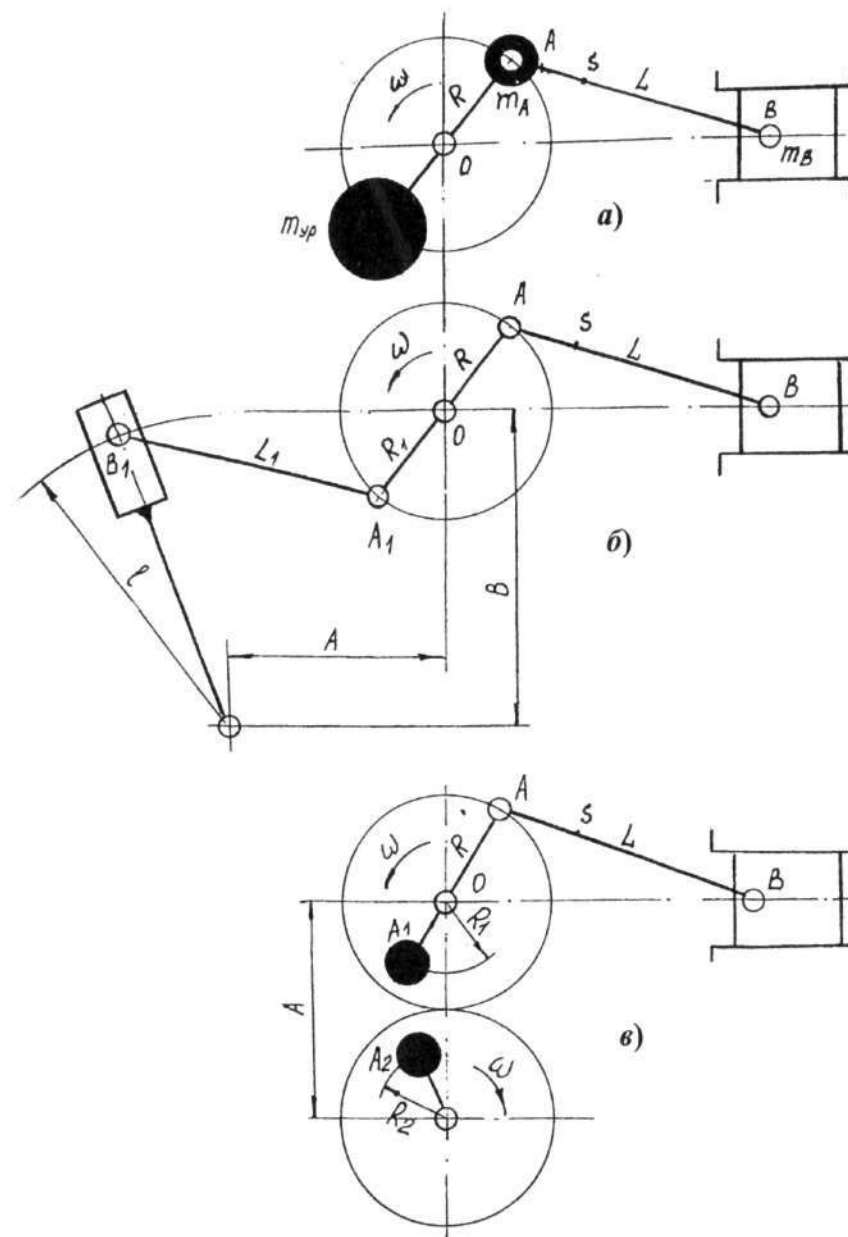


Рис. 6.8. Схемы уравновешивающих устройств одно- и многопозиционных автоматов

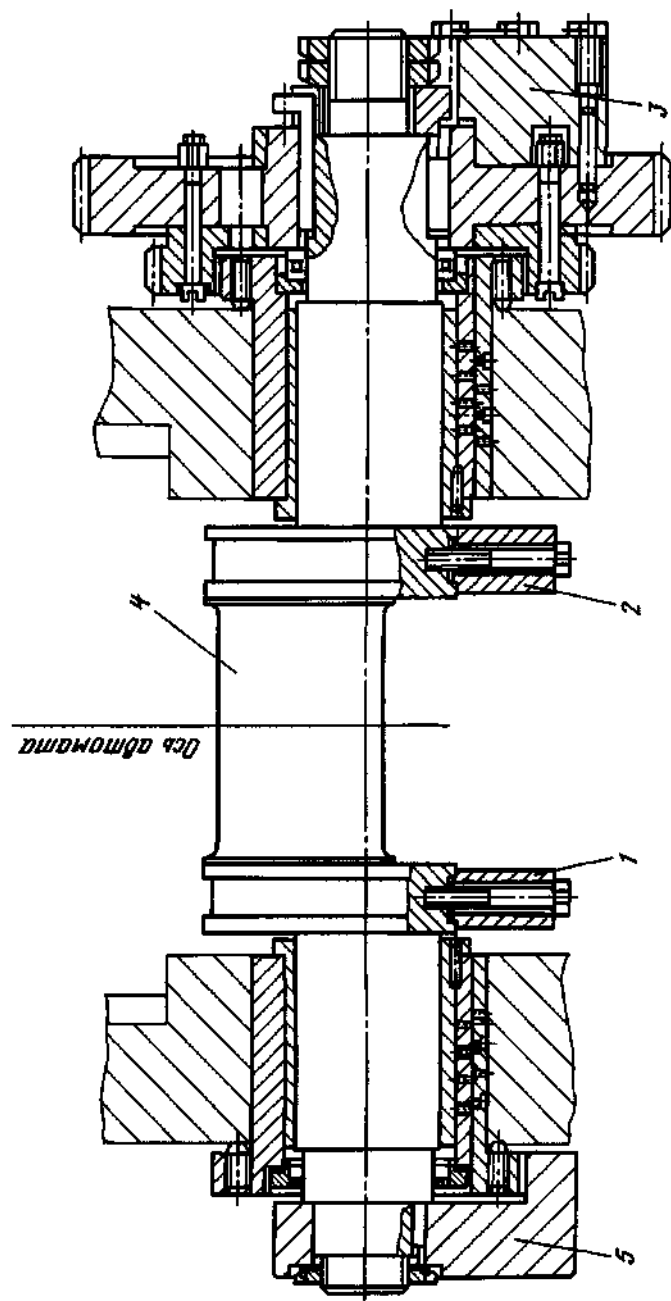


Рис. 6.9. Конструкция кривошипного вала с уравновешивающими грузами

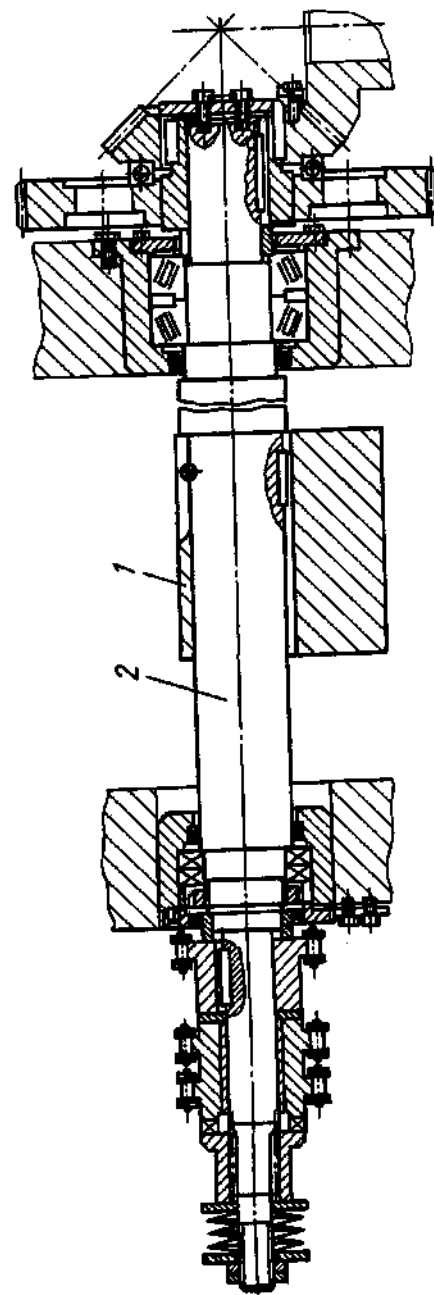
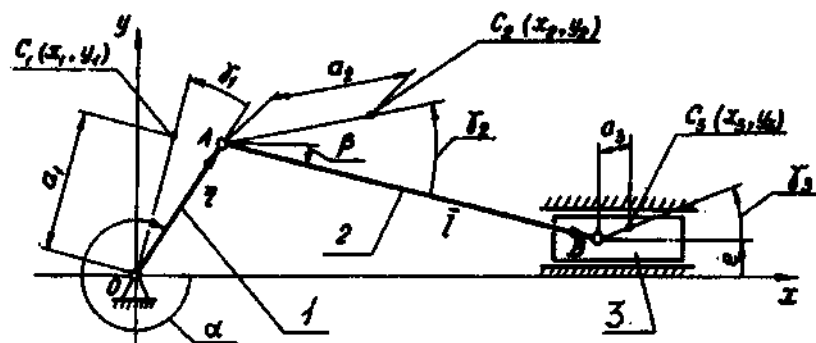


Рис. 6.10. Конструкция дополнительного вала с уравновешивающим грузом

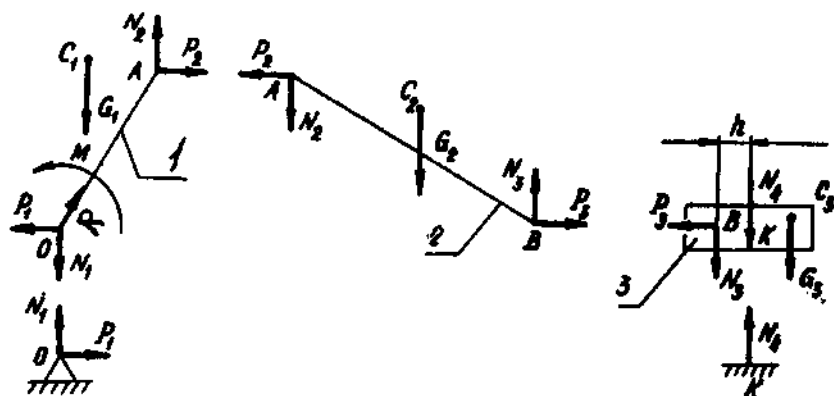
Кинематические параметры звеньев кривошипно-ползунного механизма (рис. 6.11, а) вычисляются при следующих углах поворота кривошипа:

$$\alpha_i = -\frac{2\pi}{k}i;$$

где  $i = 1, 2, 3, \dots, k, k = 24$ .



а)



б)

Рис. 6.11. Расчетные схемы кривошипно-ползунного механизма (а) и действующих усилий в звеньях (б):  
1 - кривошип; 2 - шатун; 3 - ползун

При  $i$ -ом положении кривошипа проекции ускорения центра масс  $C_1$  на оси  $Ox, Oy$ :

$$\ddot{x}_{1i} = -a_1\omega^2 \cos(\alpha_i + \gamma_1);$$

$$\ddot{y}_{1i} = -a_1\omega^2 \sin(\alpha_i + \gamma_1).$$

проекции ускорения центра масс  $C_2$ :

$$\ddot{x}_{2i} = -r\omega^2 \cos \alpha_i - a_2 [\ddot{\beta}_i \sin(\beta_i + \gamma_2) + \dot{\beta}_i^2 \cos(\beta_i + \gamma_2)];$$

$$\ddot{y}_{2i} = -r\omega^2 \sin \alpha_i + a_2 [\ddot{\beta}_i \cos(\beta_i + \gamma_2) - \dot{\beta}_i^2 \sin(\beta_i + \gamma_2)];$$

$$\beta_i = \arcsin \frac{e - r \sin \alpha_i}{l};$$

$$\dot{\beta}_i = \lambda \omega \cos \alpha_i / \cos \beta_i;$$

$$\ddot{\beta}_i = (\lambda \omega^2 \sin \alpha_i + \dot{\beta}_i^2 \sin \beta_i) / \cos \beta_i.$$

Ускорение центра масс  $C_3$  при  $i$ -ом положении кривошипа

$$\ddot{x}_{3i} = -r\omega^2 \cos \alpha_i - l(\ddot{\beta}_i \sin \beta_i + \dot{\beta}_i^2 \cos \beta_i).$$

В т.  $O$  (рис. 6.11, б) действуют горизонтальная  $P_1$  и вертикальная  $N_1$  силы, в перемещающейся точке  $K$  ползуна - вертикальная сила  $N_4$ .

Для  $i$ -го положения

$$P_{1i} = P_{2i} - m_1 \ddot{x}_{1i};$$

$$P_{2i} = -m_3 \ddot{x}_{3i} - m_2 \ddot{x}_{2i};$$

$$N_{1i} = N_{2i} - m_1 \ddot{y}_{1i} - G_1;$$

$$N_{2i} = N_{3i} - m_2 \ddot{y}_{2i} - G_2;$$

$$N_{3i} = \frac{1}{l \cos \beta_i} [J_2 \ddot{\beta}_i - m_2 \ddot{x}_{2i} a_2 \sin(\beta_i + \gamma_2) + (m_2 \ddot{y}_{2i} + G_2) a_2 \cos(\beta_i + \gamma_2) + P_{3i} l \sin \beta_i],$$

где  $P_{3i} = -m_3 \ddot{x}_{3i}; \quad G = mg; \quad N_{4i} = -N_{3i} - G_3.$

Абсцисса точки  $K$  - точки приложения силы  $N_{4i}$

$$x_{ki} = \bar{r} \cos \alpha_i + l \cos \beta_i + h_i,$$

$$h_i = -a_3(P_{3i} \sin \gamma_3 + G_3 \cos \gamma_3) / N_{4i}.$$

Момент, необходимый для приведения в движение механизма с постоянной угловой скоростью,

$$M_i = (P_{2i} \sin \alpha_i + N_{2i} \cos \alpha_i)r + G_1 a_1 \cos(\alpha_i + \gamma_i).$$

Момент силы  $N_{4i}$  относительно т.  $O$  в  $i$ -м положении кривошипа

$$M_{0i} = N_{4i} x_k.$$

Уравновешивание механизма сводится к компенсированию воздействия системы силовых факторов  $P_1, N_1 + N_4, M_0$ , эквивалентной системе сил  $P_1, N_1, N_4$ , действующих на станину автомата, с помощью уравновешивающих устройств.

При этом предполагают, что момент  $M$ , а также момент, необходимый для приведения во вращение корректирующих масс, обеспечивается приводом и маховиком, установленным на коленчатом валу.

Дисбаланс корректирующих масс и углов их установки в уравновешивающих устройствах, выполненных по схемам рис. 6.8, определяют следующим образом (рис. 6.12, а) по оси кривошипа.

Проекция силы  $\bar{R}$ , действующей на станину в т.  $O$  (см. рис. 6.12, б) при движении механизма, на ось  $OX - R_x$  в  $i$ -м положении кривошипа будет

$$\bar{R} = P_{li}(R_{xi} = P_{li}),$$

проекция этой силы на ось  $OY - R_y$  и ее модуль:

$$R_{yi} = N_{li} + N_{4i};$$

$$R_i = (R_{xi}^2 + R_{yi}^2)^{1/2}.$$

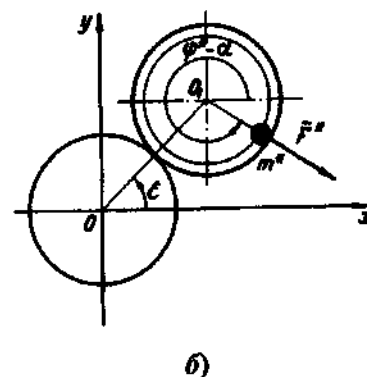
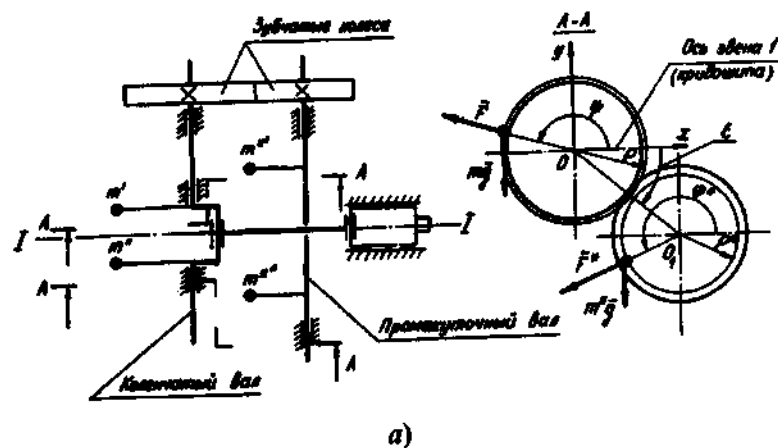


Рис. 6.12. Расчетные схемы уравновешивающего устройства (а) и расположения валов (б)

Угол между положительным направлением оси  $OX$  и направлением силы  $\bar{R} - \alpha_R$  в  $i$ -м положении кривошипа:

$$\text{при } R_{xi} > 0 \text{ и } R_{yi} < 0 \quad \alpha_{Ri} = \arctg R_{yi} / R_{xi};$$

$$\text{при } R_{xi} < 0 \quad \alpha_{Ri} = -\pi + \arctg R_{yi} / R_{xi};$$

$$\text{при } R_{xi} > 0 \text{ и } R_{yi} \geq 0 \quad \alpha_{Ri} = -2\pi + \arctg R_{yi} / R_{xi};$$

$$\text{при } R_{xi} = 0 \text{ и } R_{yi} < 0 \quad \alpha_{Ri} = -\pi/2;$$

$$\text{при } R_{xi} = 0 \text{ и } R_{yi} > 0 \quad \alpha_{Ri} = -3\pi/2.$$

Дисбаланс корректирующей массы, устанавливаемой на кривошипном валу,

$$mr = F / \omega^2,$$

где  $m$  - корректирующая масса;  $\rho$  - расстояние от оси кривошипного вала до центра корректирующей массы;  $F$  - модуль силы  $\bar{F}$ , возникающей при вращении корректирующей массы  $m$ ,

$$F = (X_F + Y_F)^{1/2};$$

$$X_F = -\frac{1}{k} \sum_1^k R_i \cos(\alpha_{Ri} - \alpha_i);$$

$$Y_F = -\frac{1}{k} \sum_1^k R_i \sin(\alpha_{Ri} - \alpha_i).$$

Угол  $\psi$  установки корректирующей массы на кривошипном валу - угол между осью звена  $I$  (см. рис. 6.12, а) и отрезком прямой, соединяющим ось кривошипного вала с центром корректирующей массы:

$$\text{при } X_F < 0 \quad \psi = \pi + \arctg Y_F / X_F;$$

$$\text{при } X_F > 0 \quad \psi = \arctg Y_F / X_F;$$

$$\text{при } X_F = 0 \text{ и } Y_F > 0 \quad \psi = \pi/2;$$

$$\text{при } X_F = 0 \text{ и } Y_F < 0 \quad \psi = -\pi/2.$$

Проекция результирующей силы  $\bar{Q}$  на ось  $OX$ , действующей на станину в т.  $O$  при движении кривошипно-ползунного механизма с корректирующей массой, установленной на кривошипном валу,

$$Q_{xi} = R_{xi} + F \cos(\psi + \alpha_i),$$

проекция этой силы на ось  $OY$  -  $Q_{yi}$  и ее модуль  $Q$  равны соответственно:

$$Q_{yi} = R_{yi} + F \sin(\psi + \alpha_i) - mg;$$

$$Q_i = (Q_{xi}^2 + Q_{yi}^2)^{1/2}.$$

Угол между положительным направлением оси  $OX$  и направлением силы  $\bar{Q} - \alpha_Q$  в  $i$ -м положении кривошипа составляет:

$$\text{при } Q_{xi} > 0 \text{ и } Q_{yi} < 0 \quad \alpha_{Qi} = \arctg Q_{yi} / Q_{xi};$$

$$\text{при } Q_{xi} < 0 \quad \alpha_{Qi} = -\pi + \arctg Q_{yi} / Q_{xi};$$

$$\text{при } Q_{xi} > 0 \text{ и } Q_{yi} \geq 0 \quad \alpha_{Qi} = -2\pi + \arctg Q_{yi} / Q_{xi};$$

$$\text{при } Q_{xi} = 0 \text{ и } Q_{yi} < 0 \quad \alpha_{Qi} = -\pi/2;$$

$$\text{при } Q_{xi} = 0 \text{ и } Q_{yi} > 0 \quad \alpha_{Qi} = -3\pi/2.$$

Дисбаланс корректирующей массы, устанавливаемой на промежуточном валу,

$$m^* \rho^* = F^* / \omega^2,$$

где  $m^*$  - корректирующая масса;  $\rho^*$  - расстояние от оси промежуточного вала до центра, корректирующей массы;  $F^*$  - модуль силы  $\bar{F}^*$ , возникающей при вращении корректирующей массы  $m$ ;

$$F^* = (X_{F^*}^2 + Y_{F^*}^2)^{1/2};$$

$$X_{F^*} = -\frac{1}{k} \sum_1^k Q_i \cos(\alpha_{Qi} + \alpha_i);$$

$$Y_{F^*} = -\frac{1}{k} \sum_1^k Q_i \sin(\alpha_{Qi} + \alpha_i).$$

Угол установки корректирующей массы на промежуточном валу  $\psi^*$  - угол между лучом, исходящим от оси промежуточного вала в положительном направлении оси  $OX$  при  $\alpha = 0$  и отрезком прямой, соединяющим ось промежуточного вала с центром корректирующей массы, составляет:

$$\text{при } X_{F^*} < 0 \quad \psi^* = \pi + \arctg Y_{F^*} / X_{F^*};$$

$$\text{при } X_{F^*} > 0 \quad \psi^* = \arctg Y_{F^*} / X_{F^*};$$

$$\text{при } X_{F^*} = 0 \text{ и } Y_{F^*} > 0 \quad \psi^* = \pi/2;$$

$$\text{при } X_{F^*} = 0 \text{ и } Y_{F^*} < 0 \quad \psi^* = -\pi/2.$$

Проекция на ось  $OX$  результирующей силы  $\bar{Q}^*$ , действующей на станину в т.  $O$  при движении механизма, с корректирующими массами, установленными на кривошипном и промежуточном валах,

$$Q_{xi}^* = Q_{xi} + F^* \cos(\psi^* - \alpha_i),$$

проекция этой силы на ось  $Q_y - Q_y^*$

$$Q_{yi}^* = Q_{yi} + F^* \sin(\psi^* - \alpha_i) - m^* g.$$

Угол установки оси промежуточного вала  $\varepsilon$  (угол между положительным направлением оси  $OX$  и направлением вектора  $\overline{OO_1}$ ) (рис. 6.12, б):

$$\text{при } A' \neq 0 \quad \varepsilon = \psi^* + \arctg B' / A';$$

$$\text{при } A' = 0 \text{ и } B' < 0 \quad \varepsilon = \psi^* - \pi/2;$$

$$\text{при } A' = 0 \text{ и } B' > 0 \quad \varepsilon = \psi^* + \pi/2,$$

где

$$A' = \sum_1^k M_{0i} \sin \alpha_i;$$

$$B' = \sum_1^k M_{0i} \cos \alpha_i.$$

Межцентровое расстояние  $OO_1$  между осями кривошипного и промежуточного валов

$$OO_1 = \frac{2[B' \sin(\psi^* - \varepsilon) - A' \cos(\psi^* - \varepsilon)]}{F^* k}.$$

Если межцентровое расстояние окажется величиной отрицательной, то угол

$$\varepsilon = \psi^* + \arctg B' / A' - \pi.$$

Результирующий момент относительно т.  $O$  при  $\alpha = \alpha_i$

$$M_{0i}' = M_{0i} + F^* OO_1 \sin(\psi^* - \varepsilon - \alpha_i).$$

При уравнивании кривошипно-ползунного механизма кривошипно-коромысловым (см. рис. 6.8, б) необходимо выполнить следующие условия:

$$m_1 a_1 \cos \gamma_1 + (m_2 + m_3) r = m_1' b_1 \cos \theta_1 + (m_2' + m_3') l_1;$$

$$m_2 a_2 \cos \gamma_2 + m_3 l = m_2' b_2 \cos \theta_2 + m_3' l_2;$$

$$l l_1 = r l_2, \quad l_3 \geq 12 l_1,$$

где  $m_1', m_2', m_3'$  - масса соответственно кривошипа, шатуна и коромысла уравнивающего устройства;  $l_1, l_2, l_3$  - длина соответственно кривошипа, шатуна и коромысла уравнивающего устройства (рис. 6.13);  $b_1$  - расстояние между осью кривошипного вала и центром масс  $C_1'$  кривошипа уравнивающего устройства;  $b_2$  - расстояние между осью шарнира  $C$ , соединяющего кривошип и шатун уравнивающего устройства, и центром масс  $C_2'$  шатуна;  $\theta_1$  - угол между осью звена 1 ( $OC$ ) и отрезком прямой, соединяющим ось коленчатого вала с центром масс  $C_1'$ ;  $\theta_2$  - угол между осью звена 2 ( $CD$ ) и отрезком прямой, соединяющим ось шарнира  $C$  с центром масс  $C_2'$  шатуна.

Координаты точки  $E$  определяют следующим образом:

$$x_E = \pm l_2;$$

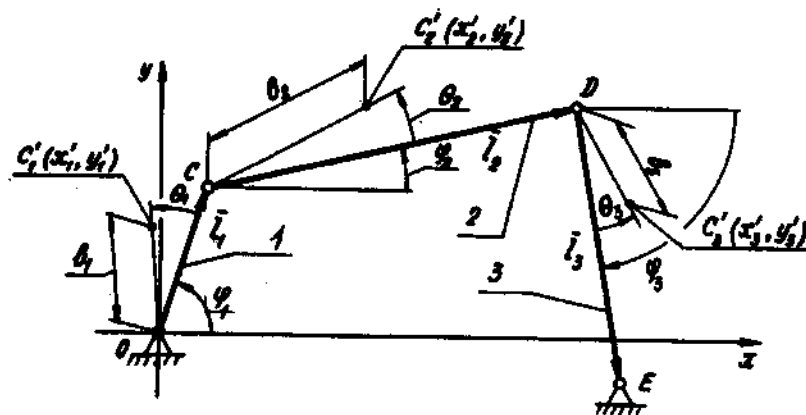
$$y_E = -l_3 + \frac{\Delta}{2} - e',$$

где  $\Delta$  - стрелка дуги, описываемой т.  $D$ , м;

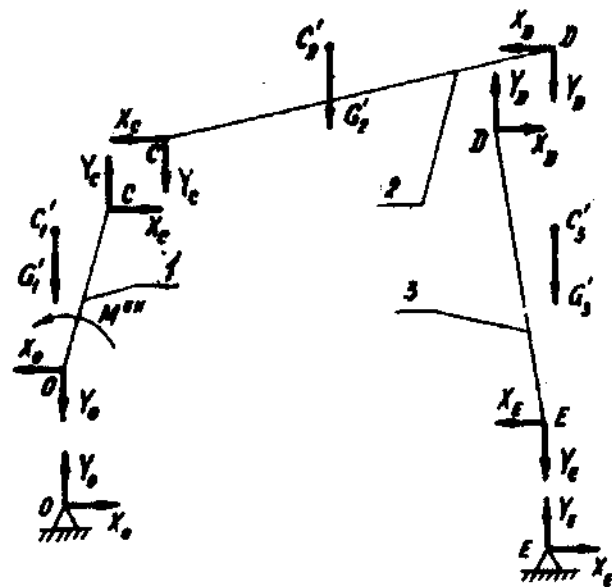
$$e' = e l_1 / r.$$

В выражении для определения  $x_E$  знак "-" принимают, когда уравнивающее устройство расположено слева от оси (основной вариант), знак "+", когда - справа от оси при  $\lambda < 0,1$ .

Установив из приведенных выше соотношений массово-геометрические характеристики звеньев кривошипно-коромыслового механизма, в котором



а)



б)

Рис. 6.13. Расчетные схемы уравнивающего кривошипно-коромыслового устройства (а) и усилий, действующих на станину (б):  
1 - 3 - звенья механизма

$$m_3' = [m_1 a_1 \cos \gamma_1 + (m_2 + m_3) r - m_1' b_1 \cos \theta_1 - m_2' l_1] / l_1$$

и

$$l_2 = (m_2 a_2 \cos \gamma_2 + m_3 l - m_2' b_2 \cos \theta_2) / m_3',$$

найдем положение центра масс  $C_3'$  коромысла, обеспечивающее оптимальное уравнивание.

Положение кривошипа уравнивающего устройства определяется углом

$$\varphi_{li} = \pi + \alpha_i.$$

Координаты т. D рассчитывают по формулам:

$$x_{Di} = (s' - R_i' y_{Di}) / Q_i';$$

$$y_{Di} = \frac{-C + \left[ C^2 - 4 \left( 1 + \frac{R_i'^2}{Q_i'^2} \right) \left( \frac{s'^2}{Q_i'^2} + \frac{M's'}{Q_i'} - p' \right) \right]^{1/2}}{2(1 + R_i'^2 / Q_i'^2)};$$

$$C = N' - \frac{M'R_i'}{Q_i'} - \frac{2R_i's'}{Q_i'^2};$$

$$M' = -2x_E; \quad N' = -2y_E; \quad p' = l_3^2 - x_E^2 - y_E^2;$$

$$Q_i' = x_E - l_1 \cos \varphi_{li}; \quad R_i' = y_E - l_1 \sin \varphi_{li};$$

$$s' = 0,5(l_2^2 - l_3^2 + x_E^2 + y_E^2 - l_1^2).$$

В  $i$ -м положении кривошипа проекции ускорения центра масс  $C_i'$  на оси  $OX$ ,  $OY$  определяют по формулам:

$$\ddot{x}_{li}' = -b_1 \omega^2 \cos(\varphi_{li} + \theta_1);$$

$$\ddot{y}_{li}' = -b_1 \omega^2 \sin(\varphi_{li} + \theta_1),$$

а проекции ускорения центра масс  $C_2'$

$$\ddot{x}_{2i}' = -l_1 \omega^2 \cos \varphi_{li} - b_2 [\ddot{\varphi}_{2i} \sin(\varphi_{2i} + \theta_2) + \dot{\varphi}_{2i}^2 \cos(\varphi_{2i} + \theta_2)];$$

$$\ddot{y}_{2i}' = -l_1 \omega^2 \sin \varphi_{li} + b_2 [\ddot{\varphi}_{2i} \cos(\varphi_{2i} + \theta_2) - \dot{\varphi}_{2i}^2 \sin(\varphi_{2i} + \theta_2)],$$

где

$$\varphi_{2i} = \arccos \frac{x_{Di} - l_1 \cos \varphi_{1i}}{l_2}$$

угол между положительным направлением оси  $OX$  и направлением вектора  $\vec{l}_2$  (знак  $\varphi_{2i}$  совпадает со знаком выражения  $y_{Di} - l_1 \sin \varphi_{1i}$ );

$$\dot{\varphi}_{2i} = -\omega \frac{\frac{dy_{Di}}{d\varphi_1} - l_1 \cos \varphi_{1i}}{x_{Di} - l_1 \cos \varphi_{1i}};$$

$$\ddot{\varphi}_{2i} = \omega \frac{\left( \frac{d^2 y_{Di}}{d\varphi_1^2} + l_1 \sin \varphi_{1i} \right) \omega + \dot{\varphi}_{2i} \left( \frac{dx_{Di}}{d\varphi_1} + l_1 \sin \varphi_{1i} \right)}{x_{Di} - l_1 \cos \varphi_{1i}},$$

здесь

$$\frac{dx_{Di}}{d\varphi_1} = \frac{l_1 (y_{Di} \cos \varphi_{1i} - x_{Di} \sin \varphi_{1i})}{x_{Di} - l_1 \cos \varphi_{1i} - (y_{Di} - l_1 \sin \varphi_{1i}) \frac{x_E - x_{Di}}{y_E - y_{Di}}};$$

$$\frac{dy_{Di}}{d\varphi_1} = -\frac{x_E - x_{Di}}{y_E - y_{Di}} \frac{dx_{Di}}{d\varphi_1};$$

$$\frac{d^2 y_{Di}}{d\varphi_1^2} = \frac{\left( \frac{dx_{Di}}{d\varphi_1} \right)^2 + \left( \frac{dy_{Di}}{d\varphi_1} \right)^2 - (x_E - x_{Di}) \frac{d^2 x_{Di}}{d\varphi_1^2}}{y_E - y_{Di}};$$

$$\frac{d^2 x_{Di}}{d\varphi_1^2} = \frac{l_1 \left[ \left( \frac{dy_{Di}}{d\varphi_1} - x_{Di} \right) \cos \varphi_{1i} - \left( \frac{dx_{Di}}{d\varphi_1} + y_{Di} \right) \sin \varphi_{1i} \right]}{\dots \rightarrow}$$

$$\dots \rightarrow = -\frac{dx_{Di}}{d\varphi_1} \left[ \frac{dx_{Di}}{d\varphi_1} + l_1 \sin \varphi_{1i} - \left( \frac{dy_{Di}}{d\varphi_1} - l_1 \cos \varphi_{1i} \right) \frac{x_E - x_{Di}}{y_E - y_{Di}} \right] \dots \rightarrow$$

$$\dots \rightarrow = \frac{(y_{Di} - l_1 \sin \varphi_{1i}) \frac{\left( \frac{dx_{Di}}{d\varphi_1} \right)^2 + \left( \frac{dy_{Di}}{d\varphi_1} \right)^2}{y_E - y_{Di}}}{x_{Di} - l_1 \cos \varphi_{1i} - (y_{Di} - l_1 \sin \varphi_{1i}) \frac{x_E - x_{Di}}{y_E - y_{Di}}}$$

Угол между положительным направлением оси  $OX$  и направлением вектора  $\vec{l}_3 - \vec{\varphi}_3$  вычисляются по формуле

$$\varphi_{3i} = \arccos \frac{x_E - x_{Di}}{l_3}$$

Угловая скорость и угловое ускорение коромысла равны соответственно:

$$\dot{\varphi}_{3i} = -\omega \frac{\frac{dx_{Di}}{d\varphi_1}}{y_E - y_{Di}};$$

$$\ddot{\varphi}_{3i} = \omega \frac{\omega \frac{d^2 x_{Di}}{d\varphi_1^2} - \dot{\varphi}_{3i} \frac{dy_{Di}}{d\varphi_1}}{y_E - y_{Di}}.$$

Угол  $\theta_3$  между осью звена 3 ( $DE$ ) и отрезком прямой, соединяющим ось шарнира  $D$  с центром масс  $C'_3$  коромысла,

$$\theta_3 = \arctg \frac{r}{L}, \quad \text{если } L \neq 0;$$

$$\theta_3 = \pi/2, \quad \text{если } L = 0, \quad r < 0;$$

$$\theta_3 = -\pi/2, \quad \text{если } L = 0, \quad r > 0,$$

где

$$r = \sum_1^k [(f_i + R_{xi})v_i + (q_i + R_{yi})r_i];$$

$$L = \sum_1^k [(f_i + R_{xi})r_i - (q_i + R_{yi})v_i].$$

здесь 
$$f_i = [m'_1 b_1 \cos \theta_1 + (m'_2 + m'_3) l_1] \omega^2 \cos \varphi_{1i} + (m'_2 b_2 \cos \theta_2 + m'_3 l_2)(\ddot{\varphi}_{2i} \sin \varphi_{2i} + \dot{\varphi}_{2i}^2 \cos \varphi_{2i}) - m'_1 b_1 \omega^2 \sin \theta_1 \sin \varphi_{1i} + m'_2 b_2 \sin \theta_2 (\ddot{\varphi}_{2i} \cos \varphi_{2i} - \dot{\varphi}_{2i}^2 \sin \varphi_{2i});$$
$$q_i = [m'_1 b_1 \cos \theta_1 + (m'_2 + m'_3) l_1] \omega^2 \sin \varphi_{1i} - (m'_2 b_2 \cos \theta_2 + m'_3 l_2)(\ddot{\varphi}_{2i} \cos \varphi_{2i} - \dot{\varphi}_{2i}^2 \sin \varphi_{2i}) + m'_1 b_1 \omega^2 \sin \theta_1 \cos \varphi_{1i} + m'_2 b_2 \sin \theta_2 (\ddot{\varphi}_{2i} \sin \varphi_{2i} + \dot{\varphi}_{2i}^2 \cos \varphi_{2i}) - \sum_1^3 G'_j;$$

$$G'_j = m'_j g;$$

$$t_i = m'_3 (\ddot{\varphi}_{3i} \sin \varphi_{3i} + \dot{\varphi}_{3i}^2 \cos \varphi_{3i});$$

$$v_i = m'_3 (\ddot{\varphi}_{3i} \cos \varphi_{3i} - \dot{\varphi}_{3i}^2 \sin \varphi_{3i}).$$

Расстояние  $b_3''$  между осью шарнира  $D$ , соединяющего шатун и коромысло, и центром масс  $C'_3$  коромысла

$$b_3'' = -(r \sin \theta_3 + L \cos \theta_3) / H,$$

$$H = \sum_1^k (t_i^2 + v_i^2).$$

Если при вычислении по этой формуле величина  $b_3$  окажется отрицательной, то угол  $\theta_3$  следует определять по формуле

$$\theta_3 = \pi + \operatorname{arctg} r / L.$$

Проекции ускорения центра масс  $C'_3$  на оси  $OX$ ,  $OY$  при  $\varphi_1 = \varphi_{1i}$  рассчитывают по формулам:

$$\ddot{x}'_{3i} = l_1 \omega^2 \cos \varphi_{1i} - l_2 (\ddot{\varphi}_{2i} \sin \varphi_{2i} + \dot{\varphi}_{2i}^2 \cos \varphi_{2i}) - b_3 [\ddot{\varphi}_{3i} \sin(\varphi_{3i} + \theta_3) + \dot{\varphi}_{3i}^2 \cos(\varphi_{3i} + \theta_3)];$$

$$\ddot{y}'_{3i} = -l_1 \omega^2 \sin \varphi_{1i} + l_2 (\ddot{\varphi}_{2i} \cos \varphi_{2i} - \dot{\varphi}_{2i}^2 \sin \varphi_{2i}) + b_3 [\ddot{\varphi}_{3i} \cos(\varphi_{3i} + \theta_3) - \dot{\varphi}_{3i}^2 \sin(\varphi_{3i} + \theta_3)].$$

На станину в т.  $O$  при движении уравновешивающего устройства действуют силы: горизонтальная  $X_O$  и вертикальная  $Y_O$ , а в т.  $E$  - соответственно  $X_E$ ,  $Y_E$  (рис. 6.13, б).

При  $\varphi_1 = \varphi_{1i}$  горизонтальную силу  $X_O$  рассчитывают по формуле

$$X_{Oi} = -X_{Ei} - \sum_1^3 m'_j \ddot{x}'_j,$$

где

$$X_{Ei} = \frac{W_i l_2 \cos \varphi_{2i} - V_i l_3 \cos \varphi_{3i}}{l_2 l_3 \sin(\varphi_{3i} - \varphi_{2i})},$$

здесь  $W_i = J'_3 \ddot{\varphi}_{3i} - m'_3 \ddot{x}'_{3i} b_3 \sin(\varphi_{3i} + \theta_3) + (m'_3 \ddot{y}'_{3i} + G'_3) b_3 \cos(\varphi_{3i} + \theta_3);$

$$V_i = J'_2 \ddot{\varphi}_{2i} - m'_2 \ddot{x}'_{2i} b_2 \sin(\varphi_{2i} + \theta_2) + (m'_2 \ddot{y}'_{2i} + G'_2) b_2 \cos(\varphi_{2i} + \theta_2) - m'_3 \ddot{x}'_{3i} l_2 \sin \varphi_{2i} + (m'_3 \ddot{y}'_{3i} + G'_3) l_2 \cos \varphi_{2i},$$

$G'_2, J'_2, G'_3, J'_3$  - соответственно вес и центральный момент инерции второго и третьего звеньев.

Вертикальную силу  $Y_O$  при  $\varphi_1 = \varphi_{1i}$  рассчитывают по формуле

$$Y_{Oi} = -Y_{Ei} - \sum_1^3 m'_j \ddot{y}'_{ji} - \sum_1^3 G'_j,$$

где  $G'_1$  - вес первого звена;

$$Y_{Ei} = \frac{W_i l_2 \sin \varphi_{2i} - V_i l_3 \sin \varphi_{3i}}{l_2 l_3 \sin(\varphi_{3i} - \varphi_{2i})}.$$

Горизонтальные и вертикальные силы, действующие в шарнирах  $C$  и  $D$  при  $\varphi_1 = \varphi_{1i}$ , будут:

$$X_{Ci} = X_{Oi} - m'_1 \ddot{x}'_{1i};$$

$$Y_{Ci} = Y_{Oi} + m'_1 \ddot{y}'_{1i};$$

$$X_{Di} = -X_{Ci} - m'_2 \ddot{x}_{2i};$$

$$Y_{Di} = -Y_{Ci} - m'_2 \ddot{y}_{2i} - G_2.$$

Момент, необходимый для приведения в движение уравновешивающего устройства с постоянной угловой скоростью кривошипа при  $\varphi_1 = \varphi_{1i}$ , рассчитывают по формуле

$$M_i^{**} = G'_1 b_1 \cos(\varphi_{1i} + \theta_1) + X_{Ci} l_1 \sin \varphi_{1i} - Y_{Ci} l_1 \cos \varphi_{1i}.$$

Усилие, действующее от уравновешивающего устройства на станину автомата при  $\varphi_1 = \varphi_{1i}$  может быть сведено к усилию, действующему в т.  $O$ , проекции которого на оси координат определяют по формулам:

$$X_{Oi} + X_{Ei} = -\sum_1^3 m'_j \ddot{x}_{ji};$$

$$Y_{Oi} + Y_{Ei} = -\sum_1^3 m'_j \ddot{y}_{ji} - \sum_1^3 G'_j,$$

и к паре с моментом  $M_0^{**}$ , который вычисляются по формуле

$$M_{Oi}^{**} = Y_{Ei} x_E - X_{Ei} y_E.$$

Проекции остаточной неуравновешенной (резльтирующей) силы при  $\varphi_1 = \varphi_{1i}$  на оси  $OX$ ,  $OY$  рассчитывают по формулам:

$$R'_{xi} = R_{xi} + X_{Oi} + X_{Ei};$$

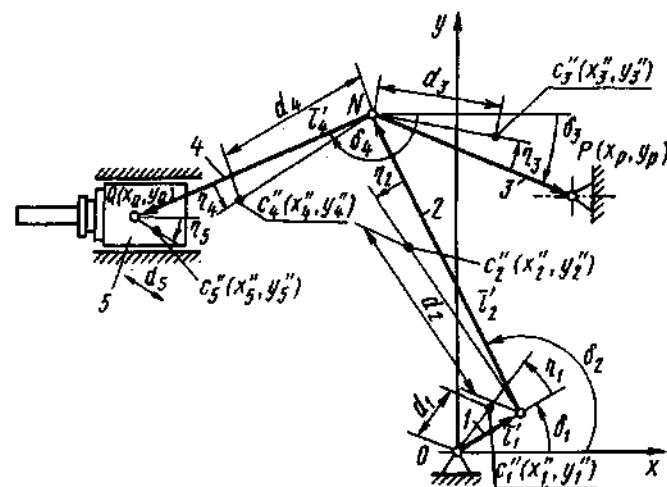
$$R'_{yi} = R_{yi} + Y_{Oi} + Y_{Ei}.$$

Момент результирующей пары определяют по формуле

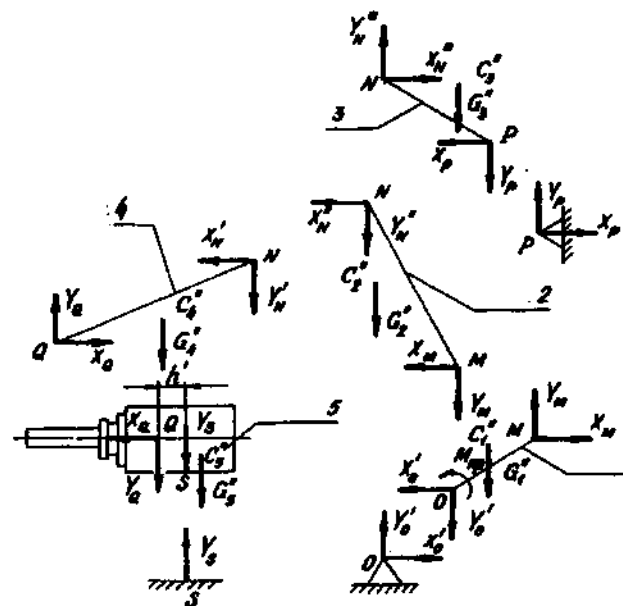
$$M_{Oi}^p = M_{Oi} + M_{Oi}^{**}.$$

При конструировании коромысла следует стремиться к тому, чтобы его центральный момент инерции был минимальным.

Уравновешивание главного исполнительного механизма, выполненного по схеме кривошипного коленно-рычажного механизма (рис. 6.14, а), проводят по аналогичной методике.



а)



б)

Рис. 6.14. Расчетные схемы кривошипного коленно-рычажного механизма (а) и усилий, действующих на станину (б):

1 - 5 - звенья механизма

Вначале определяют кинематические параметры звеньев механизма при положениях кривошипа, которым соответствуют углы

$$\delta_{li} = -\frac{2\pi}{k} i.$$

При  $i$ -м положении кривошипа проекции ускорения центра масс  $C_i''$  на оси  $OX$ ,  $OY$  определяют по формулам:

$$\ddot{x}_{li}'' = -d_i \omega_i^2 \cos(\delta_{li} + \eta_i);$$

$$\ddot{y}_{li}'' = -d_i \omega_i^2 \sin(\delta_{li} + \eta_i).$$

Координаты т.  $N$  при  $\delta_i = \delta_{li}$ :

$$y_{Ni} = \frac{-C \pm \left[ C^2 - 4 \left( 1 + \frac{R_i''^2}{Q_i''^2} \right) \left( \frac{M'' s''}{Q_i''} - P'' + \frac{s''^2}{Q_i''^2} \right) \right]^{1/2}}{2 \left( 1 + \frac{R_i''^2}{Q_i''^2} \right)};$$

$$C = N'' - \frac{M'' R_i''}{Q_i''} - \frac{2 R_i'' s''}{Q_i''^2}; \quad x_{Ni} = \frac{s'' - R_i y_{Ni}}{Q_i''}, \quad Q_i'' \neq 0;$$

$$y_{Ni} = \frac{s''}{R_i''}; \quad x_{Ni} = x_p - \left[ l_3'^2 - (y_{Ni} - y_p)^2 \right]^{1/2} \quad \text{при } Q_i'' = 0,$$

где  $M'' = -2x_p$ ;  $N'' = -2y_p$ ;  $P'' = l_3'^2 - x_p^2 - y_p^2$ ;  $Q_i'' = x_p - l_i' \cos \delta_{li}$ ;

$$R_i'' = y_p - l_i' \sin \delta_{li}; \quad s'' = \frac{1}{2} (l_2'^2 - l_3'^2 + x_p^2 + y_p^2 - l_i'^2).$$

В выражении для определения  $y_{Ni}$  перед корнем принимают знак "+", если  $Q_i'' > 0$  и знак "-", если  $Q_i'' < 0$ .

Проекция ускорения центра масс  $C_2''$  на оси координат  $OX$ ,  $OY$  при  $\delta_i = \delta_{li}$  вычисляют по формулам:

$$\ddot{x}_{2li}'' = -l_1' \omega_1^2 \cos \delta_{li} - d_2 [\ddot{\delta}_{2li} \sin(\delta_{2li} + \eta_2) + \dot{\delta}_{2li}^2 \cos(\delta_{2li} + \eta_2)];$$

$$\ddot{y}_{2li}'' = -l_1' \omega_1^2 \sin \delta_{li} + d_2 [\ddot{\delta}_{2li} \cos(\delta_{2li} + \eta_2) - \dot{\delta}_{2li}^2 \sin(\delta_{2li} + \eta_2)],$$

где

$$\delta_{2li} = \arccos[(x_{Ni} - l_1' \cos \delta_{li})/l_2']$$

- угол между положительным направлением оси  $OX$  и направлением вектора  $\vec{l}_2'$  (знак  $\delta_{2li}$  совпадает со знаком выражения  $y_{Ni} - l_1' \sin \delta_{li}$ );

$$\dot{\delta}_{2li} = \omega_1 \frac{\frac{dx_{Ni}}{d\delta_1} + l_1' \sin \delta_{li}}{y_{Ni} - l_1' \sin \delta_{li}};$$

$$\ddot{\delta}_{2li} = \omega_1 \frac{-\omega_1 \left( \frac{d^2 x_{Ni}}{d\delta_1^2} + l_1' \cos \delta_{li} \right) + \dot{\delta}_{2li} \left( \frac{dy_{Ni}}{d\delta_1} - l_1' \cos \delta_{li} \right)}{y_{Ni} - l_1' \sin \delta_{li}},$$

здесь 
$$\frac{dy_{Ni}}{d\delta_1} = \frac{l_1' (y_{Ni} \cos \delta_{li} - x_{Ni} \sin \delta_{li})}{y_{Ni} - l_1' \sin \delta_{li} - (x_{Ni} - l_1' \cos \delta_{li}) \frac{y_p - y_{Ni}}{x_p - x_{Ni}}};$$

$$\frac{dx_{Ni}}{d\delta_1} = -\frac{y_p - y_{Ni}}{x_p - x_{Ni}} \frac{dy_{Ni}}{d\delta_1};$$

$$\frac{d^2 y_{Ni}}{d\delta_1^2} = \frac{l_1' \left[ \left( \frac{dy_{Ni}}{d\delta_1} - x_{Ni} \right) \cos \delta_{li} - \left( \frac{dx_{Ni}}{d\delta_1} + y_{Ni} \right) \sin \delta_{li} \right] - \dots \rightarrow$$

$$\dots \rightarrow \frac{-\frac{dy_{Ni}}{d\delta_1} \left[ \frac{dy_{Ni}}{d\delta_1} - l_1' \cos \delta_{li} - \left( \frac{dx_{Ni}}{d\delta_1} + l_1' \sin \delta_{li} \right) \frac{y_p - y_{Ni}}{x_p - x_{Ni}} \right] - \dots \rightarrow$$

$$\dots \rightarrow \frac{-(x_{Ni} - l_1' \cos \delta_{li}) \left( \frac{dx_{Ni}}{d\delta_1} \right)^2 + (dy_{Ni} / d\delta_1)^2}{x_p - x_{Ni}};$$

$$\dots \rightarrow \frac{y_{Ni} - l_1' \sin \delta_{li} - (x_{Ni} - l_1' \cos \delta_{li}) \frac{y_p - y_{Ni}}{x_p - x_{Ni}}}{x_p - x_{Ni}};$$

$$\frac{d^2 x_{Ni}}{d\delta_1^2} = \frac{\left(\frac{dx_{Ni}}{d\delta_1}\right)^2 + \left(\frac{dy_{Ni}}{d\delta_1}\right)^2 - (y_p - y_{Ni}) \left(\frac{d^2 y_{Ni}}{d\delta_1^2}\right)}{x_p - x_{Ni}}$$

Проекция ускорения центра масс  $C_3^*$  на оси координат  $OX$  и  $OY$  при  $\delta = \delta_{li}$ :

$$\begin{aligned}\ddot{x}_{3i} &= -l_1' \omega_1^2 \cos \delta_{li} - l_2' (\ddot{\delta}_{2i} \sin \delta_{2i} + \dot{\delta}_{2i}^2 \cos \delta_{2i}) - \\ &\quad - d_3 [\ddot{\delta}_{3i} \sin(\delta_{3i} + \eta_3) + \dot{\delta}_{3i}^2 \cos(\delta_{3i} + \eta_3)]; \\ \ddot{y}_{3i} &= -l_1' \omega_1^2 \sin \delta_{li} + l_2' (\ddot{\delta}_{2i} \cos \delta_{2i} - \dot{\delta}_{2i}^2 \sin \delta_{2i}) + \\ &\quad + d_3 [\ddot{\delta}_{3i} \cos(\delta_{3i} + \eta_3) - \dot{\delta}_{3i}^2 \sin(\delta_{3i} + \eta_3)].\end{aligned}$$

Угол между направлением оси  $OX$  и направлением вектора  $\vec{l}_3'$  будет

$$\begin{aligned}\delta_{3i} &= \text{arctg} \frac{x_p - x_{Ni}}{l_3'}; \\ \dot{\delta}_{3i} &= \omega_1 \frac{dy_{Ni}/d\delta_1}{x_p - x_{Ni}}; \\ \ddot{\delta}_{3i} &= \omega_1 \frac{\omega_1 \frac{d^2 y_{Ni}}{d\delta_1^2} + \dot{\delta}_{3i} \frac{dx_{Ni}}{d\delta_1}}{x_p - x_{Ni}}.\end{aligned}$$

Проекция ускорения центра масс  $C_4^*$  на оси  $OX$ ,  $OY$  при  $\delta_i = \delta_{li}$  рассчитывают по формулам:

$$\begin{aligned}\ddot{x}_{4i} &= \omega_1^2 \frac{d^2 x_{Ni}}{d\delta_1^2} - d_4 [\ddot{\delta}_{4i} \sin(\delta_{4i} + \eta_4) + \dot{\delta}_{4i}^2 \cos(\delta_{4i} + \eta_4)]; \\ \ddot{y}_{4i} &= \omega_1^2 \frac{d^2 y_{Ni}}{d\delta_1^2} + d_4 [\ddot{\delta}_{4i} \cos(\delta_{4i} + \eta_4) - \dot{\delta}_{4i}^2 \sin(\delta_{4i} + \eta_4)],\end{aligned}$$

где

$$\delta_{4i} = \arccos \left\{ -\sqrt{1 - [(y_Q - y_{Ni})/l_4']^2} \right\}$$

- угол между положительным направлением оси  $OX$  и направлением вектора  $\vec{l}_4'$  (знак  $\delta_{4i}$  совпадает со знаком выражения  $y_Q - y_{Ni}$ );

$$\begin{aligned}\dot{\delta}_{4i} &= \omega_1 \frac{dy_{Ni}/d\delta_1}{l_4' \cos \delta_{4i}}; \\ \ddot{\delta}_{4i} &= -\frac{\omega_1^2 \frac{d^2 y_{Ni}}{d\delta_1^2} - \dot{\delta}_{4i} l_4' \sin \delta_{4i}}{l_4' \cos \delta_{4i}}.\end{aligned}$$

Ускорение центра масс  $C_5^*$  при  $\delta_i = \delta_{li}$  вычисляют по формуле

$$\ddot{x}_{5i} = \omega_1^2 \frac{d^2 x_{Ni}}{d\delta_1^2} - l_4' (\ddot{\delta}_{4i} \sin \delta_{4i} + \dot{\delta}_{4i}^2 \cos \delta_{4i}).$$

В этих формулах и на рис. 6.14, а приняты следующие обозначения:  $m_1^*, m_2^*, m_3^*, m_4^*, m_5^*$  - массы неуравновешенных звеньев соответственно кривошипного вала 1, шатуна 2, рычага 3, шатуна 4 и ползуна 5;  $d_1, d_2, d_3, d_4, d_5$  - расстояния между осями шарниров и центрами масс звеньев соответственно 1 - 5;  $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_4, \eta_5$  - углы между осями звеньев 1 - 5 и центрами масс этих звеньев;  $l_1', l_2', l_3', l_4'$  - длины звеньев;  $J_2^*, J_3^*, J_4^*$  - центральные моменты инерции звеньев.

При движении механизма на станину автомата действуют силы (рис. 6.14, б): в т.  $O$  и  $P$  - горизонтальные  $X_O^*, X_P$  и вертикальные  $Y_O^*, Y_P$ , а в перемещающейся т.  $S$  - вертикальная сила  $Y_S$ :

$$Y_{Si} = -Y_{Qi} - G_5^*;$$

$$\begin{aligned}Y_{Qi} &= \frac{1}{l_4' \cos \delta_{4i}} [X_{Qi} l_4' \sin \delta_{4i} + G_4^* d_4 \cos(\delta_{4i} + \eta_4) + \\ &\quad + J_4^* \ddot{\delta}_{4i} - m_4^* \ddot{x}_{4i} d_4 \sin(\delta_{4i} + \eta_4) + m_4^* \ddot{y}_{4i} d_4 \cos(\delta_{4i} + \eta_4)],\end{aligned}$$

где  $G_4^*$  - вес шатуна;  $G_5^*$  - вес ползуна;

$$X_{Qi} = -m_5^* \ddot{x}_{5i}^*.$$

Горизонтальную  $X_p$  и вертикальную  $Y_p$  силы при  $\delta_1 = \delta_{1i}$  рассчитывают по формулам:

$$X_{pi} = \frac{W'_i l'_2 \cos \delta_{2i} - V'_i l'_3 \cos \delta_{3i}}{l'_2 l'_3 \sin(\delta_{3i} - \delta_{2i})};$$

$$Y_{pi} = \frac{W'_i l'_2 \sin \delta_{2i} - V'_i l'_3 \sin \delta_{3i}}{l'_2 l'_3 \sin(\delta_{3i} - \delta_{2i})};$$

где

$$W'_i = J_3^* \ddot{\delta}_{3i} + G_3^* d_3 \cos(\delta_{3i} + \eta_3) + m_3^* d_3 [\ddot{y}_{3i}^* \cos(\delta_{3i} + \eta_3) - \ddot{x}_{3i}^* \sin(\delta_{3i} + \eta_3)];$$

$$V'_i = J_2^* \ddot{\delta}_{2i} + G_2^* d_2 \cos(\delta_{2i} + \eta_2) + m_2^* d_2 [\ddot{y}_{2i}^* \cos(\delta_{2i} + \eta_2) - \ddot{x}_{2i}^* \sin(\delta_{2i} + \eta_2)] - (m_3^* \ddot{x}_{3i}^* - X'_{Ni}) l'_2 \sin \delta_{2i} + (m_3^* \ddot{y}_{3i}^* + G_3^* - Y'_{Ni}) l'_2 \cos \delta_{2i},$$

здесь  $G_3^*$  - вес коромысла, Н;  $G_2^*$  - вес шатуна (звено 2), Н;

$$X'_{Ni} = X_{Qi} - m_4^* \ddot{x}_{4i}^*;$$

$$Y'_{Ni} = Y_{Qi} - m_4^* \ddot{y}_{4i}^* - G_4^*.$$

Горизонтальную  $X'_0$  и вертикальную  $Y'_0$  силы при  $\delta_1 = \delta_{1i}$  вычисляют по формулам:

$$X'_{0i} = -X_{pi} - \sum_1^5 m_j^* \ddot{x}_{ji}^*;$$

$$Y'_{0i} = -Y_{pi} - Y_{Si} - \sum_1^4 m_j^* \ddot{y}_{ji}^* - \sum_1^5 G_j^*.$$

Горизонтальные ( $X_M, X_N^*, X_N''$ ) и вертикальные ( $Y_M, Y_N^*, Y_N''$ ) силы рассчитывают по формулам:

$$X_{Mi} = X'_{0i} + m_1^* \ddot{x}_{1i}^*;$$

$$Y_{Mi} = Y'_{0i} + m_1^* \ddot{y}_{1i}^* + G_1^*;$$

$$X_{Ni}^* = X_{pi} + m_3^* \ddot{x}_{3i}^*;$$

$$Y_{Ni}^* = Y_{pi} + m_3^* \ddot{y}_{3i}^* + G_3^*;$$

$$X_{Ni}'' = X_{Ni}^* - X'_{Ni};$$

$$Y_{Ni}'' = Y_{Ni}^* - Y'_{Ni}.$$

Момент  $M_{kp}$  необходимый для приведения в движение механизма, при  $\delta_1 = \delta_{1i}$

$$M_{kp,i} = G_1^* d_1 \cos(\delta_{1i} + \eta_1) + (x_{Mi} \sin \delta_{1i} - y_{Mi} \cos \delta_{1i}) l'_1.$$

Усилие, действующее от кривошипного коленно-рычажного механизма на станину автомата, при  $\delta_1 = \delta_{1i}$  может быть сведено к усилию, действующему в т. 0, проекции которого на оси координат вычисляют по формулам:

$$X'_{0i} + X_{pi} = -\sum_1^5 m_j^* \ddot{x}_{ji}^*;$$

$$Y'_{0i} + Y_{pi} + Y_{Si} = -\sum_1^4 m_j^* \ddot{y}_{ji}^* - \sum_1^5 G_j^*.$$

и к паре с моментом  $M_0^{kp}$ , который определяют по формуле

$$M_0^{kp} = Y_{pi} x_p - X_{pi} y_p + Y_{Si} (x_{Qi} + h'_i),$$

где

$$h'_i = (m_5^* \ddot{x}_{5i}^* d_5 \sin \eta_5 - G_5^* d_5 \cos \eta_5) / y_{Si},$$

$$x_{Qi} = x_{Ni} + l'_4 \cos \delta_{4i}.$$

Дисбаланс корректирующей массы  $m_3$ , устанавливаемой на звено 3, рассчитывают по формуле

$$m_3 \rho_k = \zeta (x'_0 + x_p)_{\max} / \ddot{\delta}_3^0,$$

где  $\rho_k$  - расстояние (выбирают конструктивно) от оси шарнира  $P$  до центра корректирующей массы  $m_3$ ;  $\zeta$  - коэффициент, устанавливаемый при анализе годографа силы, имеющей проекции на оси  $OX$ ,  $OY$  соответственно  $X'_0 + X_p$  и  $Y'_0 + Y_p + Y_s$ ,  $0 < \zeta < 1$ ;  $(X'_0 + X_p)_{\max}$  - наибольшая величина, из совокупности значений  $X'_0 + X_p$ ;  $\ddot{\delta}_3^0$  - значение углового ускорения  $\ddot{\delta}_3$ , соответствующее углу  $\delta_1 = \delta_1^0$ , при котором зафиксировано наибольшее значение  $X'_0 + X_p$ .

Угол  $x$  - угол установки корректирующей массы  $m_3$  (угол между вектором  $\vec{l}'_3$  и лучом, исходящим из т.  $P$  и проходящим через центр корректирующей массы) вычисляют по формуле

$$x = -\left(\frac{\pi}{2} + \delta_3^0\right),$$

где  $\delta_3^0$  - значение угла  $\delta_3$ , соответствующее углу  $\delta_1^0$ .

Начало отсчета угла  $x$  - ось звена 3.

После установки корректирующей массы  $m_3$  на звене 3 масса этого звена, будет равна  $m_3^* + m_3$ , а положение его центра масс будет определяться параметрами  $d'_3$ ,  $\eta'_3$  (аналогичными  $d_3$ ,  $\eta_3$ ):

$$d'_3 = D_3 / (m_3^* + m_3);$$

$$\eta'_3 = \arccos \frac{D_1}{D_3},$$

(знак  $\eta'_3$  совпадает со знаком  $D_2$ ),

где

$$D_1 = m_3^* d_3 \cos \eta_3 + m_3 (l'_3 + \rho_k \cos x);$$

$$D_2 = m_3^* d_3 \sin \eta_3 + m_3 \rho_k \sin x;$$

$$D_3 = (D_1^2 + D_2^2)^{1/2}.$$

#### 6.4. РАСЧЕТ АМПЛИТУД ВИБРАЦИЙ АВТОМАТОВ

Использование уравновешивающих устройств позволяет успешно решить проблему повышения надежности и стабильности работы автоматов в условиях эксплуатации с высокой производительностью и обеспечить безопасный для человека уровень вибраций и шума.

Увеличение скоростей перемещения звеньев механизмов, входящих в состав автоматов, сопряжено с возникновением и ростом не только динамических нагрузок, но и вибраций автоматов, снижающих стабильность и надежность работы механизмов и оказывающих вредное физиологическое воздействие на человека.

Обеспечить безопасный для человека уровень шума и вибраций значительно труднее, чем создать конструкцию необходимой прочности, даже рассчитанную на воздействие динамических нагрузок. Это объясняется тем, что человек чрезвычайно чувствителен к механическим колебаниям. В то же время механические колебания (вибрации) приводят к преждевременной разладке и выходу из строя комплектующих изделий и цикловых механизмов, нарушению точности их работы, точности и стабильности работы средств контроля и рядом стоящего прецизионного оборудования и приборов, к снижению быстроходности работы автоматов по сравнению с запроектированной.

Человек способен ощущать весьма малые вибрации с амплитудой порядка 0,001 ... 0,0001 мм. При этом чем больше частота, тем меньше амплитуда ощущаемых вибраций. При частоте 100 кол./мин человек почти не ощущает вибраций с амплитудой 0,1 мм, а при частоте 3000 кол./мин он ощущает вибрации с амплитудой 0,001 мм [27].

О характере воздействия вибраций (при амплитуде не более 1 мм) на людей можно судить по данным табл. 6.1.

Поскольку современные конструкции одно- и многопозиционных холодноштамповочных автоматов имеют наибольшее число двойных ходов ползуна в диапазоне 100 ... 1000 ход/мин, эти данные могут служить в качестве основных критериев для оценки созданной конструкции по влиянию колебаний на людей.

### 6.1. Предельные значения ускорений и скоростей колебаний, оказывающих влияние на здоровье людей

| Воздействия колебаний на людей    | Предельное ускорение колебаний, мм/с <sup>2</sup> | Предельная скорость колебаний, мм/с |
|-----------------------------------|---------------------------------------------------|-------------------------------------|
| Неощутимы                         | 10                                                | 0,16                                |
| Слабо ощутимы                     | 40                                                | 0,64                                |
| Хорошо ощутимы                    | 125                                               | 2,0                                 |
| Сильно ощутимы                    | 400                                               | 6,4                                 |
| Вредны при длительном воздействии | 1000                                              | 16                                  |
| Безусловно вредны                 | > 1000                                            | > 16                                |

Следуя качественной оценке характера воздействия колебаний на людей по предельной скорости колебаний ( $\leq 16$  мм/с) с частотой в диапазоне 10 ... 100 1/с, можно отметить, что при работе автоматов с наибольшей паспортной быстроходностью колебания с амплитудой  $A > 0,2 \dots 0,3$  мм являются либо ощутимыми или мешающими работе, либо вредными при длительном воздействии.

Поскольку оценку колебаний, возникающих при работе автоматов, обычно проводят, измеряя амплитуду и частоту колебаний с помощью сложной аппаратуры, ниже приводится методика расчета колебаний автоматов на стадии их проектирования. Расчет позволяет прогнозировать возможные колебания автоматов, определить их основные источники и разработать мероприятия по их снижению или исключению.

Основным источником колебаний принято считать силы инерции главного исполнительного механизма, достигающие наибольшего значения в крайнем переднем и заднем положениях ползуна

$$P_{г.ин} = \omega^2 R [m_A \pm m_B (1 + \lambda)],$$

где  $\omega$  - угловая частота вращения коленчатого вала;  $R$  - радиус кривошипа;  $\lambda = R/L$ ,  $L$  - длина шатуна;  $m_A$ ,  $m_B$  - массы соответственно кривошипной шейки коленчатого вала и ползуна с отнесенными к ним частями массы шатуна.

Однако, как показывают результаты исследований, уравнивание автоматов является только частью общей задачи по решению проблемы исключения или значительного снижения колебаний автоматов. Это объясняется наличием значительных импульсных сил и несовершенством конструкции уравнивающих механизмов, применение которых приводит к усложнению конструкции автоматов, увеличению затрат на их изготовление и эксплуатацию. Кроме того, применение уравнивающих устройств имеющихся конструкций при практической реализации не всегда дает желаемый эффект.

Автоматы в условиях эксплуатации в течение 70 - 80 % времени непрерывно работают под нагрузкой. При наладке, в процессе прекращения подачи материала и в процессе обкатки на заводах-изготовителях перед поставкой потребителям автоматы работают в режиме холостых ходов, характеризующемся соударением пуансонов, закрепленных на подвижном ползуне, с матрицами, установленными в неподвижном матричном блоке. В обоих случаях автоматы подвержены колебаниям, но с различными частотами и амплитудами.

При работе на холостых ходах и под нагрузкой в крайних положениях ползуна возникают импульсные нагрузки, о наличии и величине которых можно судить по осциллограммам ускорений ползуна (рис. 6.15), полученным с помощью датчиков виброперемещений, скоростей и ускорений. Из представленных осциллограмм следует, что амплитуда импульсных ускорений ползуна при работе на холостых ходах  $a_{дх}$  примерно в 4 раза, а при работе под нагрузкой  $a_{дп}$  - в 6,5 раз превышает ускорения  $a_n$ , по величине которых обычно проводят расчет инерционных нагрузок.

Следовательно, импульсные нагрузки и являются главным источником колебаний автоматов относительно фундамента или вместе с ним.

При расчете кинематических параметров кривошипно-ползунных механизмов обычно считают, что скорость ползуна в его крайних положениях равна нулю, поскольку равен нулю и недоход ползуна до крайнего переднего или заднего положения. Однако в реальных условиях из-за зазоров в кинематических парах, увеличивающихся с течением времени вследствие изнашивания, недоход ползуна до крайних положений не равен нулю. Поскольку зазоры всегда есть, то при наладке автоматов для компенсации зазоров пуансоны

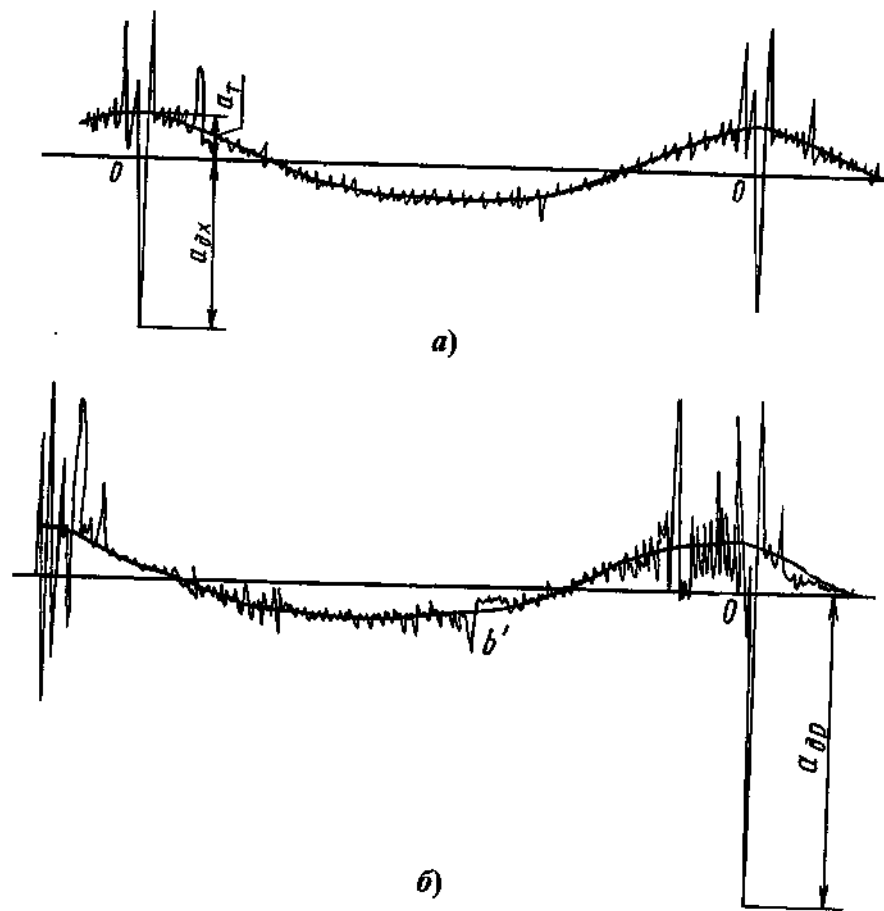


Рис. 6.15. Осциллограммы ускорений ползуна холодноштамповочного автомата при работе на холостых ходах (а) и под нагрузкой (б)

выдвигают вперед на величину суммарного зазора в главном исполнительном механизме и упругую деформацию его деталей. При работе под нагрузкой суммарный недоход ползуна до крайнего переднего положения

$$s_n = h_p + \Delta_{\Sigma} + h_{\text{упр}}; \quad h_{\text{упр}} = P_n / C,$$

где  $h_p$  - рабочий ход ползуна (пуансона) при выполнении технологической операции;  $\Delta_{\Sigma}$  - суммарный зазор в кинематических парах

главного исполнительного механизма;  $h_{\text{упр}}$  - упругая деформация силовой системы;  $P_n$  - номинальное усилие автомата;  $C$  - коэффициент жесткости силовой системы автомата с учетом коэффициента жесткости инструмента  $C_n$  и коэффициента жесткости  $C_m$  остаточного слоя смазочного материала в кинематических парах главного исполнительного механизма,

$$C = \frac{C_a C_n C_m}{C_a C_n + C_n C_m + C_m C_a},$$

здесь  $C_a$  - коэффициент жесткости автомата без инструмента и остаточного слоя смазочного материала - нормируемая величина;  $C_n = (1,4 \dots 1,7)C_a$ ;  $C_m = (3 \dots 5)C_a$ .

Недоход ползуна до крайнего переднего положения и частота перемещений ползуна определяют начальную скорость удара ползуна о заготовку при рабочем ходе и удара пуансонов о матрицы при холостом ходе.

Недоход ползуна при работе на холостых ходах

$$s_{\text{нх}} = \Delta_{\Sigma} + h_{\text{упр}}.$$

Поскольку  $h_p + \Delta_{\Sigma} + h_{\text{упр}} \gg \Delta_{\Sigma} + h_{\text{упр}}$ , определение скорости удара и дальнейшее определение амплитуд колебаний при расчете и испытаниях следует выполнять только для режима работы автомата под нагрузкой. Этот вывод подтверждается вышеприведенными осциллограммами.

При выборе математической модели расчета амплитуд колебаний исходят из результатов анализа режима работы, конструктивных особенностей и циклограммы взаимодействия механизмов и опыта эксплуатации автоматов в реальных условиях. Это позволяет определить упрощающие расчет допущения:

- автоматы относятся к машинам горизонтального типа, работающим с относительно невысокими ( $\leq 0,5$  мм/с) по сравнению, например, с молотами ( $\geq 9$  м/с) скоростями деформирования;
- колебания не носят случайного характера и являются результатом воздействия не только неуравновешенных сил инерции подвижных масс, как это принято считать, но главным образом импульсных сил, возникающих в моменты перераспределения зазоров в кинематических парах при ударе подвижного инструмента (пуансонов) по заготовке;

• неуравновешенные силы инерции цикловых вспомогательных механизмов (подача материала, отрезки заготовок и т.п.) не оказывают существенного влияния на главный вектор сил инерции автомата;

• если сила трения  $F$  между автоматом и фундаментом с учетом усилия  $P$ , затяжки фундаментных болтов не превышает  $0,785$  усилия  $P$  раскачивающего автомат, то колебания автомата и фундамента рассчитывают отдельно друг от друга. Если  $F > 0,785P$ , то колебания автомата и фундамента рассчитывают совместно как единое абсолютно жесткое тело;

• под действием источника колебаний автоматы колеблются преимущественно в горизонтальном направлении.

При оценке силовых факторов следует иметь в виду, что импульсные нагрузки в большей мере проявляются в процессе длительной эксплуатации автоматов по мере изнашивания кинематических пар.

Оценим импульсное ускорение в крайнем переднем положении ползуна при работе под нагрузкой.

Скорость соударения инструмента с заготовкой определяется как кинематическая скорость пальца шатуна при известном значении недохода ползуна до крайнего переднего положения (рис. 6.16):

$$v_{уд.1} = (2s_n \gamma_v)^{1/2},$$

$$\gamma_v \cong \omega^2 R(1 + 0,8\lambda).$$

После соприкосновения инструмента с заготовкой можно принять, что ползун перемещается как свободное тело, не связанное с шатуном, и совершает гармонические колебания с начальной скоростью  $v_{уд.1}$ . Тогда общее уравнение перемещения пальца шатуна относительно ползуна запишем

$$x_{AB} = \frac{v_{уд.1}}{p} (pt - \sin pt) - \frac{\gamma_v}{2p^2} (pt)^2.$$

При  $x_{AB} = \Delta_e$  из этого уравнения можно определить время соударения звеньев в зазоре и затем определить скорость удара

$$v_{уд.2} = v_{уд.1}(1 - \cos pt_{уд}) - \gamma_v t_{уд}.$$

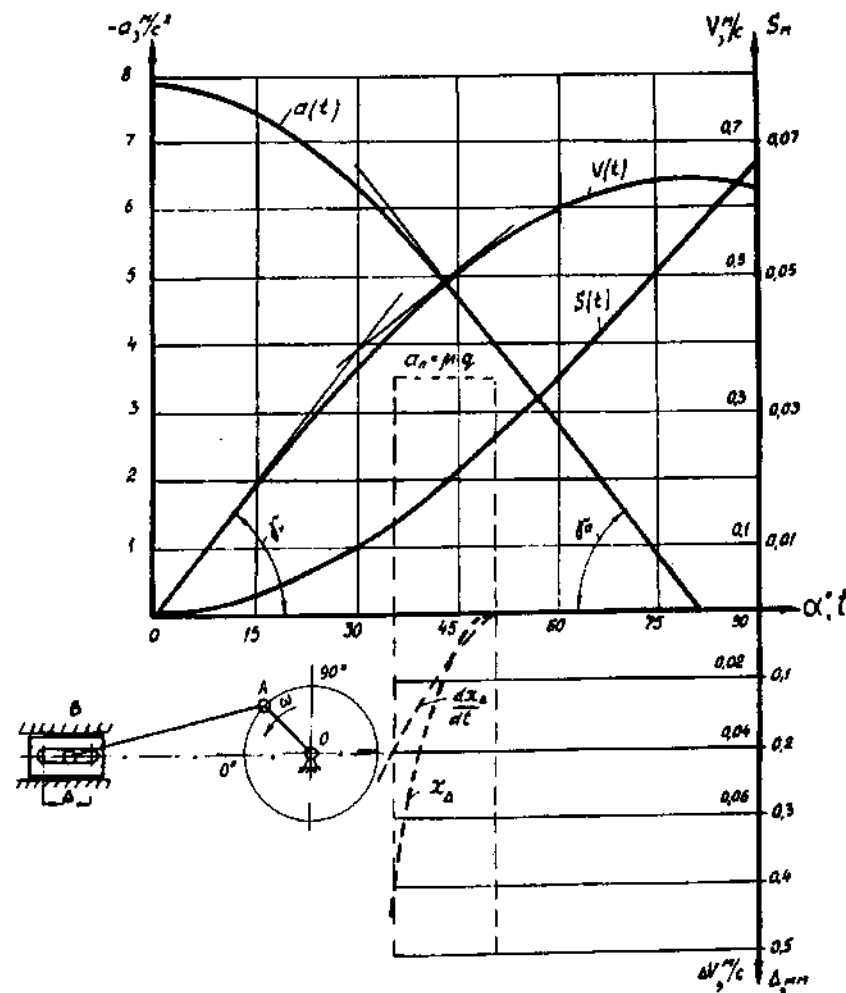


Рис. 6.16. Графики кинематических параметров ползуна главного исполнительного механизма

Наибольшее импульсное ускорение в крайнем переднем положении ползуна

$$a_{имп} = v_{уд.2} p_n,$$

где  $p_n$  - частота свободных колебаний ползуна автомата совместно с инструментом (пуансонами).

Для многопозиционного холодноштамповочного автомата, на котором проводилось осциллографирование колебаний, наибольшее значение ускорений при  $\omega = 10,47 \text{ 1/с}$  ( $n = 100 \text{ об/мин}$ ),  $R = 0,06 \text{ м}$  и  $L = 0,32 \text{ м}$  составляет

$$a_{т.мах} = 10,47^2 \cdot 0,06 \left( 1 \pm \frac{0,06}{0,32} \right) = 7,8 \dots 5,35 \text{ м/с}^2.$$

Расчетное значение импульсного ускорения при  $p_n = 100 \text{ 1/с}$  и  $v_{уд.2} = 0,526 \text{ м/с}$

$$a_{имп} = 52,6 \text{ м/с} \approx 6,7 a_{т.мах},$$

что и подтверждается осциллограммами.

Сила удара с достаточной точностью может быть рассчитана по формуле

$$P_i = \varepsilon_n s_i p_i,$$

где  $\varepsilon_n$  - коэффициент импульсивности;  $s_i$  - импульс при прямом ударе;  $p_i$  - частота собственных колебаний системы.

Импульс при прямом ударе, не вызывающий в элементах конструкции макропластической деформации [18]

$$s_i = m_B v_0 (1 + k_0);$$

тогда

$$P_i = \varepsilon_n m_B v_0 (1 + k_0) p_i,$$

где  $v_0$  - начальная скорость соударения ползуна (пуансонов) с заготовкой при работе под нагрузкой или ползуна с матрицами при работе на холостых ходах,

$$v_0 = \omega R \left( \sin \alpha_n + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha_n \right).$$

При угле поворота кривошипа  $\alpha_n = 20^\circ$ , соответствующем недоходу ползуна до крайнего переднего положения  $\alpha_n = 0$ ,  $v_0 = 0,25 \text{ м/с}$ .

Коэффициент восстановления скорости при ударе зависит от свойств соударяющихся тел и их формы:  $0 \leq K_0 \leq 0,6$ ,  $K_0 = 0$  для мягких пластичных материалов;  $K_0 = 0,6$  для стальных материалов, имеющих форму шара;  $K_0 = 0,35$  - для стальных материалов, имеющих форму параллелепипеда.

Частота собственных колебаний главного исполнительного механизма с достаточной степенью точности может быть рассчитана как для одномассовой системы

$$p_i = (C_6 / M_a)^{1/2} = 480 \text{ 1/с},$$

где  $C_6 = 6,45 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$  - суммарный коэффициент жесткости фундаментных болтов при их одинаковой осадке или удлинении;  $M_a = 2800 \text{ кг}$  - масса автомата.

Коэффициент импульсивности  $\varepsilon_n$  (рис. 6.17, а) зависит от формы (рис. 6.17, б) графика изменения импульса по времени и соотношения между периодом  $\tau$  действия импульса и периодом  $T_1$  свободных колебаний системы.

Холодноштамповочные автоматы относят к системам периодического действия, импульсные нагрузки в которых изменяются в соответствии с графиком импульсных нагрузок

$$f = \sin(\pi t / \tau).$$

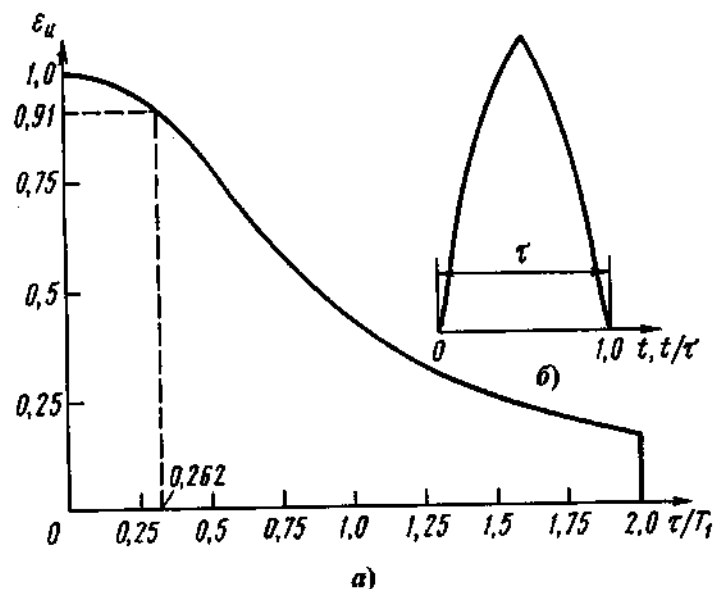


Рис. 6.17. Графики изменения коэффициента импульсивности (а) и импульсной нагрузки (б)

Значения коэффициентов импульсивности  $\epsilon_n$  для синусоидальной формы импульса при различных величинах  $\tau/T_1$  приведены ниже:

|                    |       |       |       |       |       |       |       |
|--------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $\tau/T_1$ .....   | 0,00  | 0,01  | 0,05  | 0,1   | 0,15  | 0,20  | 0,25  |
| $\epsilon_n$ ..... | 1,0   | 1,0   | 0,999 | 0,991 | 0,979 | 0,963 | 0,943 |
| $\tau/T_1$ .....   | 0,30  | 0,35  | 0,40  | 0,45  | 0,5   | 0,6   | 0,7   |
| $\epsilon_n$ ..... | 0,917 | 0,890 | 0,858 | 0,823 | 0,785 | 0,705 | 0,625 |
| $\tau/T_1$ .....   | 0,8   | 0,9   | 1,0   | 1,2   | 1,4   | 1,6   | 1,8   |
| $\epsilon_n$ ..... | 0,552 | 0,489 | 0,433 | 0,344 | 0,277 | 0,227 | 0,192 |
| $\tau/T_1$ .....   | 2,0   |       |       |       |       |       |       |
| $\epsilon_n$ ..... | 0,167 |       |       |       |       |       |       |

Период действия импульсной нагрузки пропорционален периоду собственной частоты колебаний ползуна с инструментом

$$\tau = \pi/2p_n = 0,0157 \text{ с.}$$

Период колебаний системы

$$T_1 = 2\pi/p_i = 0,013 \text{ с.}$$

При  $\tau/T_1 = 1,21$  коэффициент импульсивности  $\epsilon_n = 0,29$ .

Наибольшие значения инерционных и импульсных сил будут соответственно:

$$P_{иг} = 3329,4 \text{ Н; } P_i = 13345,8 \dots 18017 \text{ Н.}$$

Очевидно, что импульсная нагрузка в 4 раза при  $K_0 = 0$  и в 5,4 раза при  $K_0 = 0,35$  превышает инерционное усилие, поэтому импульсная нагрузка и является основным источником колебаний автомата.

Среди холодноштамповочных автоматов многопозиционные одноударные автоматы являются конструктивно наиболее сложными с большим числом многозвенных вспомогательных цикловых механизмов периодического действия. Величина и направление главного вектора сил инерции механизмов и момента от этих сил должны зависеть от взаимодействия всех механизмов.

Результат анализа взаимодействия механизмов автоматов в соответствии с последовательностью выполнения заданного технологического процесса показали, что по направлению действия сил (источников колебаний) автоматы можно представить в виде системы, состоящей из двух групп механизмов. В первую группу входят: главный исполнительный механизм со штамповочным ползуном,

механизм подачи проволоки и механизм выталкивания полуфабрикатов из матриц. Во вторую группу входят механизм отрезки заготовок и механизм переноса полуфабрикатов между позициями штамповки.

Результирующая сил инерции механизмов первой группы

$$\sum P_{иг} = \pm P_{иг} \pm P_{н.мп} \pm P_{н.м}.$$

При одинаковой для всех механизмов частоте перемещений и соизмеримой величине наибольших ускорений их рабочих звеньев величина  $\sum P_{иг}$  зависит от соотношения масс звеньев, хода рабочего звена и направления действующих сил в течение цикла работы. Как правило, масса вспомогательных цикловых механизмов по крайней мере на порядок меньше массы главного исполнительного механизма (ГИМ). Максимумы сил инерции не только не совпадают по фазе с максимумами сил инерции ГИМа, но и не оказывают существенного влияния на результирующую сил инерции. Следовательно, при расчете можно принять  $\sum P_{иг} = \pm P_{иг}.$

В отношении механизмов второй группы можно отметить, что их влиянием на результирующую сил инерции, раскачивающей автомат в направлении, перпендикулярном к направлению перемещения ползуна, также можно пренебречь, поскольку они, во-первых, большую часть ( $\approx \pi \dots 1,5\pi$ ) цикла выстаивают, а при перемещениях работают в противофазе, взаимно уравнивая друг друга, и, во-вторых, собственные колебания этих механизмов успевают затухнуть. Масса этих механизмов по сравнению с массой ГИМа и массой автомата пренебрежимо мала. Таким образом, можно отметить, что при сравнении наибольших значений суммарных сил инерции и импульсных нагрузок влиянием сил инерции вспомогательных цикловых механизмов можно пренебречь.

Выбор расчетной схемы для определения амплитуд вынужденных колебаний механизмов с учетом трения может быть осуществлен на основе анализа зависимости, полученной С. П. Тимошенко для систем с вязким сопротивлением,

$$A = A_0 K_d,$$

где  $A_0$  - амплитуда колебаний при статическом действии силы,

$$A_0 = P/C;$$

$P$  - возмущающая сила;  $C$  - коэффициент жесткости системы;  $K_d$  - коэффициент динамичности,

$$K_d = \frac{1}{1 - \omega^2/p^2} \left[ 1 - (4F/\pi P)^2 \right]^{1/2}.$$

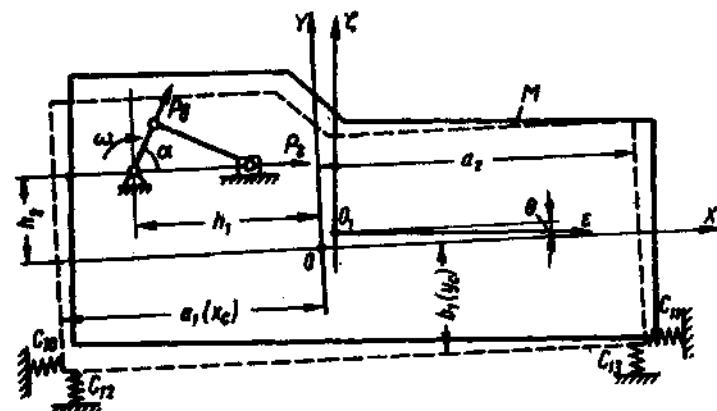
Поскольку для реальных систем  $\omega^2 \ll p^2$  (в рассматриваемом случае  $(10,47^2 / 480)^2 = 4,8 \cdot 10^{-4}$ ), то формула ( $K_d$ ) имеет действительное значение только, если  $F < \frac{\pi}{4} P$  ( $F$  - сила трения автомата о фундамент). Для экспериментально исследованного автомата, при коэффициенте трения, равном 0,12, сила трения с учетом затяжки фундаментными болтами  $F = 32 \cdot 10^3$  Н, а возмущающая сила  $P_i = 18 \cdot 10^3$  Н, т.е.

$$F > \frac{\pi}{4} P_i.$$

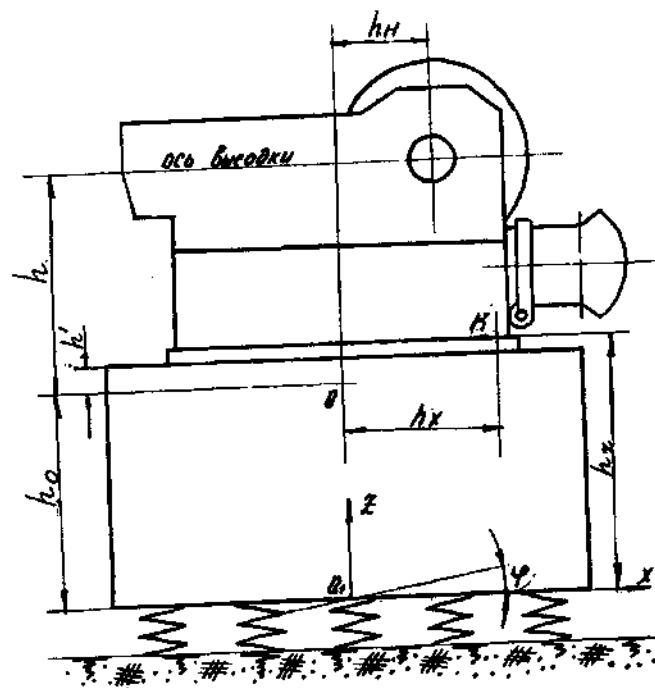
Следовательно, имеет место наиболее характерный для холоднотамповочных автоматов вариант, у которых  $F > \frac{\pi}{4} P_i$ .

Задачу о колебаниях автоматов нужно рассматривать в двух случаях: в первом случае - при определении возможности установки автоматов без фундамента на межэтажном перекрытии здания, например на виброопорах или массивной плите, когда главным источником колебаний являются неуравновешенные силы инерции ГИМ и, во втором случае, при установке автомата на фундаменте с помощью фундаментных болтов, когда главным источником колебаний являются импульсные нагрузки.

В первом случае (рис. 6.18, а) задачу можно решить на основе системы дифференциальных уравнений движения в обобщенных координатах  $X, Y, \theta$  с учетом вязкого сопротивления  $2n = C/M$ :



а)



б)

Рис. 6.18. Расчетные схемы определения параметров вибраций автоматов

$$\begin{cases} \ddot{x} + 2n\dot{x} + K_x^2 x + r_1 \theta = B_r \cos \omega t; \\ \ddot{y} + K_y^2 (y + \lambda_6) + r_2 \theta = B_a \sin \omega t; \\ \ddot{\theta} + K_\theta^2 \theta + \frac{r_1}{\rho^2} x + \frac{r_2}{\rho^2} y = \frac{B_a h_1}{\rho^2} \sin \omega t + \frac{B_r h_2}{\rho^2} \cos \omega t. \end{cases}$$

$$K_x = [(C_{10} + C_{11})/M]^{1/2}; \quad K_y = [(C_{12} + C_{13})/M]^{1/2};$$

$$K_\theta = \frac{1}{J} (C_{10} b_1^2 + C_{11} b_1^2 + C_{12} a_1^2 + C_{13} a_2^2);$$

$$r_2 = (C_{13} a_2 - C_{12} a_1)/M; \quad B_r = P_r/M;$$

$$B_a = P_a/M; \quad \rho^2 = J/M;$$

$$r_1 = b_1(C_{10} + C_{11})/M,$$

где  $C_{10} \dots C_{13}$  - коэффициенты жесткости фундаментных болтов в горизонтальном ( $C_{10}, C_{11}$ ) и вертикальном ( $C_{12}, C_{13}$ ) направлениях;  $M$  - масса автомата;  $F$  - сила трения автомата о фундамент;  $P_r, P_a$  - силы, раскачивающие автомат соответственно в горизонтальном и вертикальном направлениях;  $J$  - момент инерции массы автомата;  $\lambda_6$  - деформация фундаментных болтов.

В результате решения системы дифференциальных уравнений получена зависимость для расчета наибольшей амплитуды колебаний автомата в горизонтальном направлении

$$A_r = \left[ (P_r/M)^2 - \left( \frac{4FK_x^2}{\pi(C_{10} + C_{11})} \right)^2 \right]^{1/2} (K_x^2 - \omega^2).$$

При  $C_{10} = C_{11} = C_r$

$$A = (P_r^2 - 1,6F^2)/(2C_r - \omega^2 M).$$

Во втором случае, наиболее распространенном, удобно воспользоваться методом динамических коэффициентов и рассматривать автомат совместно с фундаментом как единое абсолютное жесткое тело (рис. 6.18, б), установленное на идеальное упругое за несомое основание.

При этом сила удара  $P_i$  рассчитывается с учетом нового значения коэффициента импульсивности и частоты собственных колебаний фундамента  $p_\Phi$  массой, в 2,5 - 3 раза превышающей массу автомата

$$p_\Phi = \left\{ (2\gamma)^{-1} \left[ \lambda_x^2 + \lambda_\phi^2 \mp ((\lambda_x^2 + \lambda_\phi^2)^2 - 4\gamma\lambda_x\lambda_\phi)^{1/2} \right] \right\}^{1/2},$$

где  $\gamma$  - соотношение моментов инерции массы системы  $J_0$  относительно оси, проходящей через центр тяжести системы (т. О) и  $J_{01}$  относительно оси, проходящей через центр тяжести подошвы фундамента (т. О<sub>1</sub>),  $\gamma = 0,43$ ;

$$\lambda_x = (K_x/M_{a\Phi})^{1/2}; \quad \lambda_\phi = [(K_\phi - 9,81Mh_0)/J_{01}]^{1/2}.$$

$K_x = C_x F_0$ ,  $K_\phi = C_\phi F_0$  - коэффициенты жесткости основания фундамента,  $C_x, C_\phi$  - коэффициенты соответственно равномерного и неравномерного упругого сжатия основания:

$$C_x = 0,7C_0[1 + 2(a+b)/(\Delta F_0)](q/q_0)^{1/2};$$

$$C_\phi = C_0[1 + 2(a+3b)/(\Delta F_0)](q/q_0)^{1/2},$$

$q, q_0$  - статическое давление, передаваемое фундаментом на основание, соответственно с учетом и без учета размеров фундамента,  $q_0 = 2 \text{ Н/см}^2$ .

$C_0 = 2,1 \cdot E \cdot 10^4 \text{ Н/см}^3$ ;  $\Delta = 1 \text{ 1/м}$  - постоянные упругости основания, не зависящие от размеров фундамента;  $M_{a\Phi} = 7200 \text{ кг}$  - масса системы автомат - фундамент;  $h_0 = 0,9 \text{ м}$  - расстояние от основания фундамента до центра тяжести системы;  $a = 2 \text{ м}$ ,  $b = 1,1 \text{ м}$  - размеры фундамента в плане;  $F_0$  - площадь основания фундамента. При  $\tau = 0,0157 \text{ с}$  и  $T_1 = 0,06 \text{ с}$ , когда отношение  $\tau/T_1 = 0,262$ , коэффициент импульсивности  $\epsilon_i = 0,91$ .

Сила импульсивности

$$P_i = 0,91 \cdot 383,5 \cdot 0,25[1 + (0 \dots 0,35)]100 = 8725 \dots 11778,2 \text{ Н}.$$

Следовательно, при установке автомата на фундамент отрицательное воздействие импульсивных нагрузок, снижается в 1,53 раза.

Наибольшая амплитуда колебаний автомата в горизонтальном направлении

$$A_r = [K_x^{-1} + (h + h_0)h_z / K_\varphi] K_{д1} P_i = 0,197 \dots 0,245 \text{ мм.}$$

Коэффициент динамичности

$$K_{д1} = \left\{ \left[ \left( 1 - \omega^2 / p_\Phi^2 \right)^2 - (\Phi \omega)^2 \right]^{1/2} \right\}^{-1},$$

где  $\Phi = 0,004 \dots 0,008$  - модуль затухания.

Согласно экспериментальным замерам с помощью вибродатчика K001 наибольшая амплитуда колебаний автомата в горизонтальном направлении равна 0,21 .. 0,27 мм, что хорошо согласуется с расчетными значениями.

Горизонтальные импульсные силы создают колебания системы автомат - фундамент и в вертикальном направлении, амплитуда которых

$$A_r^B = [(K_{д1} P_i) / K_\varphi] (h_0 + h) / h_x = 0,095 \dots 0,117 \text{ мм.}$$

Согласно экспериментальным данным  $A_r^B = 0,105 \text{ мм.}$

### 6.5. ЭЛЕМЕНТЫ РАСЧЕТА УРОВНЯ ШУМА

Распространение звука связано с окружающей воздушной средой, когда эта среда подвержена динамическим воздействиям (колебаниям) работающих механизмов. В реальных условиях работы автоматов, когда имеют место небольшие изменения амплитуды колебаний механизмов с большой частотой отклонения свойств материалов, из которых изготовлены автоматы и их механизмы, приводят к большим отклонениям звукового давления по сравнению с расчетным значением. Поэтому во многих случаях, основываясь на известных законах, которым подчиняется излучение звука, можно получить только приближенные решения, достаточно простые и удобные для практического применения. Приняв колебательную скорость воздушной среды равной колебательной скорости автомата и его механизмов, можно определить средний уровень звука

$$L_{cp} = 10 \lg \left( \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n 10^{0,1 L_i} \right) - K_a,$$

где

$$L_i = 20 \lg(p_i / p_0) = 20 \lg(v_i / v_0),$$

где  $p_i$  - звуковое давление, создаваемое автоматом и его механизмами, Па;  $v_i$  - колебательная скорость автомата и его механизмов, м/с;  $0 \leq K_a \leq 10$  дБ - постоянный уровень звукового давления, учитывающий акустические свойства помещения, в котором установлен автомат.

При известном пороге чувствительности, по колебательной скорости, равном  $v_0 = 5 \cdot 10^{-8}$  м/с, допустимые значения колебательных скоростей можно рассчитать по формуле

$$L_d = 20 \lg(v_d / 5 \cdot 10^{-8}),$$

откуда

$$v_d = 5 \cdot 10^{20 \frac{L_d}{20} - 8} \text{ м/с.}$$

Взаимосвязь между звуковым давлением и колебательной скоростью устанавливается зависимостью  $p = \rho v_\lambda v$ , где  $\rho = 12,9 \text{ Н/м}^3$  - плотность воздуха,  $v_\lambda = 330 \text{ м/с}$  - скорость распространения звука в воздухе. Волновое сопротивление воздуха  $\rho v_\lambda / v = 4400 \text{ Н/м}^2 \cdot \text{с}$ . Следовательно, можно принять, что  $p = 4400 v$  и задачу об определении уровня звукового давления свести к определению колебательной скорости.

При среднегеометрических частотах в диапазоне 63 ... 8000 Гц допускаемый уровень звукового давления находится в пределах  $81 \leq L_d \leq 101$  дБ для различных типов холодноштамповочных автоматов. Следовательно, для обеспечения допускаемого уровня звукового давления колебательная скорость должна изменяться в пределах  $5,6 \cdot 10^{-4} \leq v_d \leq 5,6 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}$ .

Главными источниками шума автоматов являются: ударные нагрузки в главном исполнительном механизме при соприкосновении подвижного и неподвижного инструментов или инструмента с заготовкой, динамические нагрузки в механизмах при выполнении технологических операций, особенно разделительных (отрезка заготовки, обрезка по контуру, прошивка отверстия), удары пуансонной головки о фиксаторы, ударные нагрузки в зубчатых зацеплениях привода автомата, удары роликов о поверхности кулачков, вибрации автоматов относительно фундамента и т.п.

Значения колебательных скоростей и ускорений, например, для ножевого штока в процессе отрезки заготовки могут быть определены следующим образом.

Для механизма с поступательно перемещающимся ножевым штоком потенциальная энергия штока в момент скола заготовки

$$П_n = 0,5 C_{ш} \Delta_{ш} = 0,5 P_{отр}^2 / C_{ш},$$

где  $C_{ш}$  - коэффициент жесткости ножевого штока;  $\Delta_{ш}$  - деформация штока;  $P_{отр}$  - наибольшая сила отрезки заготовки.

В момент отрыва ролика прямого хода от профиля кулачка потенциальная энергия штока, за исключением потерь на трение, переходит в кинетическую. Оценивая потери энергии коэффициентом рассеяния  $\psi$ , можно записать, что доля потенциальной энергии, переходящей в кинетическую,

$$\Delta П = П(1 - \psi) = 0,5(1 - \psi) P_{отр}^2 / C_{ш}.$$

Кинетическая энергия  $T = 0,5 m_{пр} v_0^2$ . Решая уравнение  $\Delta П = T$  относительно скорости ножевого штока в момент отрыва ролика от профиля кулачка, получим

$$v_0 = P_{отр} [(1 - \psi) / (C_{ш} m_{пр})]^{1/2},$$

где  $m_{пр}$  - приведенная масса ножевого штока в момент отрыва ролика от профиля кулачка.

Скорость ножевого штока в этом случае определяют упругими ( $C_{ш}$ ), инерционными ( $m_{пр}$ ) и диссипативными ( $\psi = 0,45$ ) характеристиками ножевого штока, а также максимальным значением усилия отрезки ( $P_{отр}$ ).

Ускорение ножевого штока

$$a = \frac{P_{отр}}{t} [(1 - \psi) / (C_{ш} m_{пр})]^{1/2}.$$

Время полного освобождения потенциальной энергии определяют следующим образом. Относительная глубина надреза отрезаемого прутка характеризуется величиной  $\Delta d_0 / d_0$ , где  $\Delta d_0$  - наибольшая глубина внедрения ножа в заготовку в момент появления скола;  $d_0$  - диаметр заготовки.

Скол происходит по развивающимся в оставшемся после обмятия части заготовки  $h = (1 - \Delta d_0 / d_0) d_0$  трещинам, скорость распределения которых принимают равной 1000 м/с. Время сброса нагрузки с ножа составляет  $t_c = h / 1000$ .

После скола заготовки потенциальная энергия освобождается по мере пробега волны напряжений в ножевом штоке расстояния  $l$  от оси ролика до конца штока, причем скорость распространения волн равна 5000 м/с. Следовательно, время пробега волны в штоке  $t_b = l / 5000$ .

Таким образом, время полного освобождения потенциальной энергии штока и ее перехода в кинетическую составляет

$$t = t_c + t_b = h / 1000 + l / 5000.$$

Сила инерции ножевого штока после скола заготовки

$$P_n = \frac{P_{отр}}{t} [(1 - \psi) m_{пр} / C_{ш}]^{1/2}.$$

Аналогичным образом выполняют расчет механизмов с качательно перемещающимся рабочим звеном. Потенциальная энергия качательно перемещающегося рычага

$$П_n = 0,5 C_{ш} \varphi^2 = 0,5 P_{отр} l_1^2 / C_{ш},$$

где  $\varphi$  - деформация рычага;  $C_{ш}$  - коэффициент изгибной жесткости рычага;  $P_{отр} l_1^2$  - момент на конце штока от внешней нагрузки;  $l_1$  - длина рычага.

Кинетическая энергия, развиваемая рычагом,  $T_x = 0,5 J \omega^2$ , где  $J$  - момент инерции рычага,  $\omega$  - угловая частота качания штока к моменту отрыва ролика от кулачка

$$\omega = P_{отр} l_1 [(1 - \psi) / (J C_{ш})]^{1/2}.$$

Угловое ускорение рычага

$$\varepsilon_1 = \omega / t.$$

Момент силы инерции штока

$$M_{\text{ш}} = \frac{P_{\text{отр}} l_1}{l} [(1 - \psi) J / C_{\text{ш}}]^{1/2}.$$

Время полного освобождения потенциальной энергии

$$t = t_c + t_n,$$

где  $t_c = h/1000$  - время сброса нагрузки с ножа.

Время  $t_n$  пробега волны напряжений в рычаге определяют, как сумму времени  $t_1$  разрывов поперечной силы со скоростью  $v_Q$  и времени  $t_2$  разрывов изгибающего момента со скоростью  $v$ , причем

$$v_Q = (G \alpha_x / \rho)^{1/2};$$

$$v = (E / \rho)^{1/2},$$

где  $G$ ,  $E$  - модули упругости материала рычага первого и второго рода;  $\rho$  - плотность материала;

$$\alpha_x = \pi(2K_n - 1)/(2l_1),$$

$K_n$  - номер формы собственных колебаний.

Учитывая, что наибольшее напряжение изгиба возникает при  $K_n = 1$ , для консольной балки находим  $\alpha_1 = 0,5\pi/l_1$ .

При этом  $v_Q = 3,96 \cdot 10^5 (1/l_1)^{1/2}$ ,  $v = 5000$  м/с для стального штока.

Время полного освобождения потенциальной энергии

$$t = t_c + t_1 + t_2.$$

Допускаемое значение силы инерции вращательно перемещающегося ножевого штока может быть определено по формуле

$$[P_n] = 0,6 \sigma_n d_0^2 [(1 - \psi) J / C_{\text{ш}}]^{1/2} / l.$$

В холодноштамповочных двухударных автоматах с цельной матрицей основным источником шума являются механизмы поворотной пуансонной головки, при работе которых происходит соударение пуансонной головки с упорными винтами или клином фиксатора.

Поскольку скорость соударения пуансонной головки и упорных винтов невелика, то для расчета силы удара можно воспользоваться статической зависимостью между контактной силой и перемещением (сближением) центров масс соударяемых тел, предложенной Герцем,

$$P_{\text{уд}} = \beta_1 x^{3/2},$$

где  $\beta_1$  - коэффициент пропорциональности,

$$\beta_1 = \frac{2E}{3(1 - \mu^2)} [r_1 r_2 / (r_1 + r_2)]^{1/2};$$

$x$  - сближение соударяющихся тел;  $E$  - модуль упругости материала соударяемых тел;  $\mu$  - коэффициент Пуансона;  $r_1$ ,  $r_2$  - радиусы сферических поверхностей соударяемых тел.

При  $r_1 = r_2$  и  $\mu = 0,3$

$$\beta_1 = 0,37 E d^{1/2},$$

где  $d$  - диаметр регулировочного винта, м.

Уравнение движения пуансонной головки массой  $m_{\text{пг}}$  имеет вид

$$m_{\text{пг}} d^2 x / dt^2 = -P(x) \quad \text{или} \quad d^2 x / dt^2 = -P(x) / m_{\text{пг}}.$$

Проведя интегрирование с учетом начальных условий, согласно которым в начальный момент соударения скорость равна  $v_0$ , а постоянная интегрирования равна  $0,5 v_0^2$  и, учитывая, что в конечный момент (после удара) скорость равна нулю, получим

$$P_{\text{уд}} = \beta_1^{2/5} (1,25 m_{\text{пг}} v_0^2)^{3/5}.$$

Подставив в это выражение значение коэффициента пропорциональности и проведя соответствующие преобразования при  $E = 2,1 \cdot 10^{11}$  Па, получим формулу для расчета силы удара пуансонной головки о регулировочные винты

$$P_{\text{уд}} = 2,6 \cdot 10^4 v_0 (m_{\text{пг}}^3 v_0 d)^{1/5}.$$

В автоматах роль звукоизоляции и вибропоглощения шума выполняют главным образом станина и кожух (ограждения), оснащенные наклеенным слоем демпфирующего материала (резина, войлок и т.п.).

Уменьшение уровня звукового давления при установке ограждений обычно оценивают следующим образом:

$$\Delta L = 10 \lg(\eta_{\text{пл.п}} / \eta_{\text{пл}}),$$

где  $\eta_{\text{пл.п}}$ ,  $\eta_{\text{пл}}$  - коэффициенты звукопоглощения пластин кожуха соответственно с покрытием и без покрытия.

Относительный коэффициент  $\eta_{\text{пл.п}} / \eta_{\text{пл}}$  потерь металлического листа с демпфирующим слоем в зависимости от отношения толщин слоев при различных соотношениях модулей упругости может изменяться от 1 до 100, что позволяет снизить уровень звукового давления в диапазоне  $0 \leq \Delta L \leq 20$  дБ.

Среди многочисленных мероприятий, обеспечивающих снижение или ограничение уровня шума автоматов до норм, предусмотренных правилами техники безопасности, таких как: использование при изготовлении автоматов и их механизмов сплавов и композиционных материалов с повышенными коэффициентами внутреннего трения, полимерных материалов типа капролона и полиуретана; создание и применение уравнивающих устройств, виброизоляторов и вибропоглотителей, звукоизоляторов и звукопоглотителей, акустических экранов, глушителей шума, средств индивидуальной защиты от шума и других наиболее эффективным конструкторским решением является заключение в звукоизолирующий кожух не только отдельных узлов, но и всего автомата в целом.

Конструкция кожуха должна обеспечивать одновременно достаточное поглощение шума и свободный доступ к рабочим узлам автомата для его наладки, обслуживания и ремонта. Поэтому кожух должен представлять собой замкнутую, по возможности, герметичную раздвижную конструкцию, оснащенную блокирующими устройствами, исключающими включение автомата в работу при открытом кожухе.

Звукоизолирующий кожух 1 (рис. 6.19) выполняют в виде параллелепипеда из листовой стали толщиной 1 - 4 мм или алюминиевого сплава толщиной 2 - 6 мм. Поскольку в замкнутом объеме кожуха уровень звукового давления, излучаемый автоматом, возрастает обратно пропорционально поглощающей способности внутренних поверхностей стенок кожуха, то внутренние поверхности стенок необходимо облицовывать звукопоглощающим материалом.

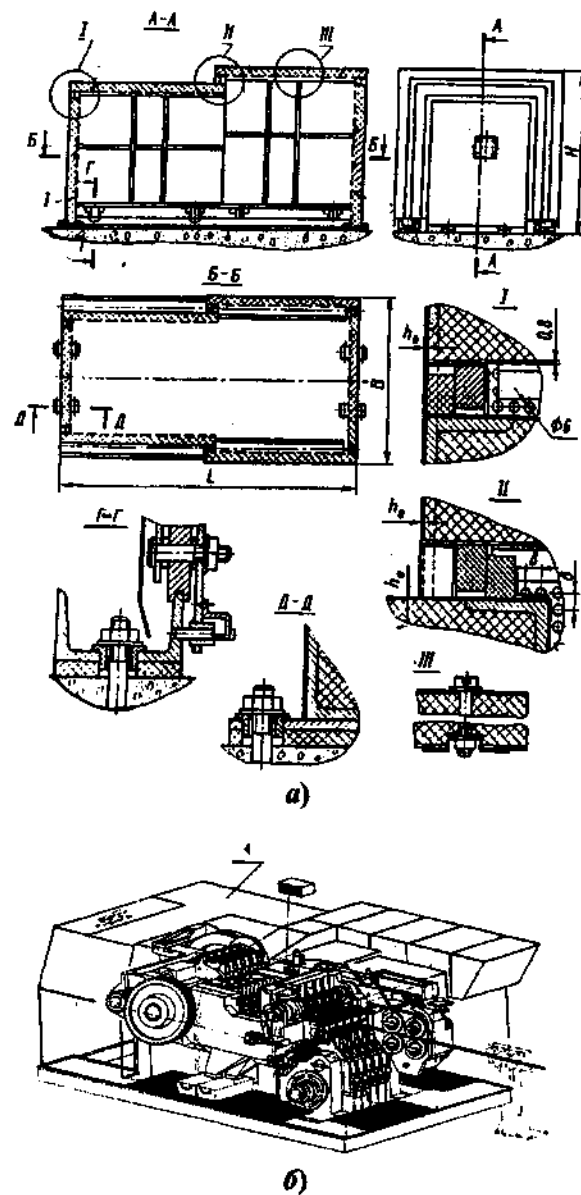


Рис. 6.19. Холодноштамповочный автомат в звукоизолирующем кожухе:  
а - однопозиционный; б - многопозиционный автомат

Кожухи могут быть выполнены откатными (рис. 6.20 и 6.21), раздвижными или раскрывающимися (рис. 6.22) и телескопической конструкции (рис. 6.23), могут иметь смотровые окна, технологические отверстия для ввода коммуникаций и вентиляционные проемы для отвода нагретого воздуха из-под кожуха.

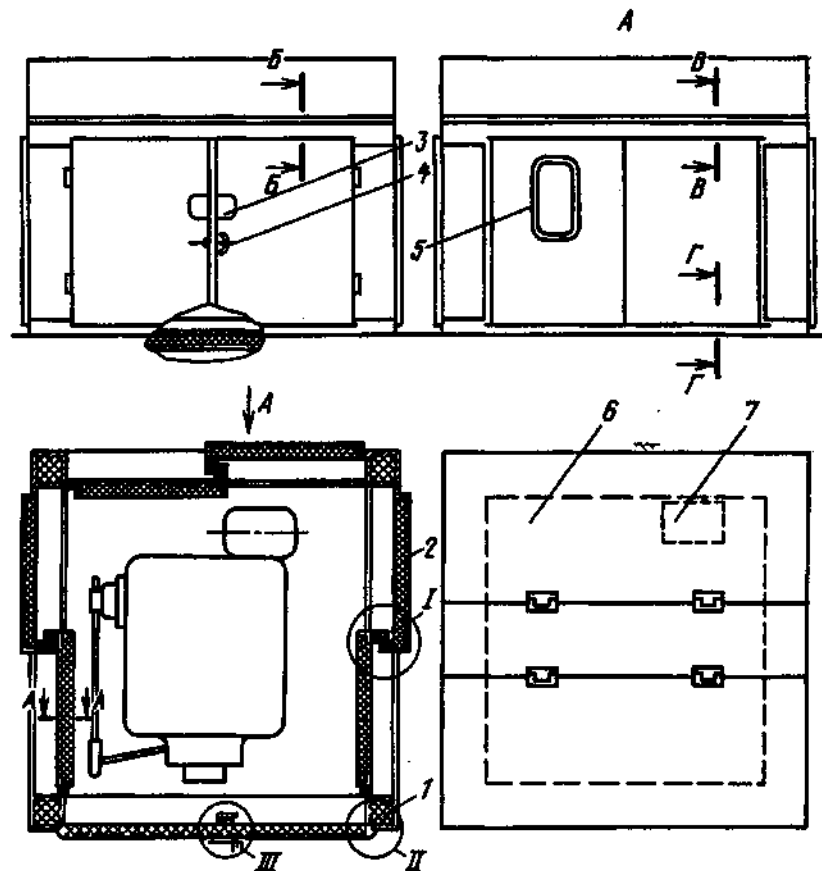


Рис. 6.20. Звукоизолирующий кожух с откатными панелями:  
1 - рама каркаса; 2 - откатная панель; 3 - звукопоглощающий материал;  
4 - клиновой прижим; 5 - смотровое окно;  
6 - крыша с раскрывающимися створками;  
7 - вентиляционный проем

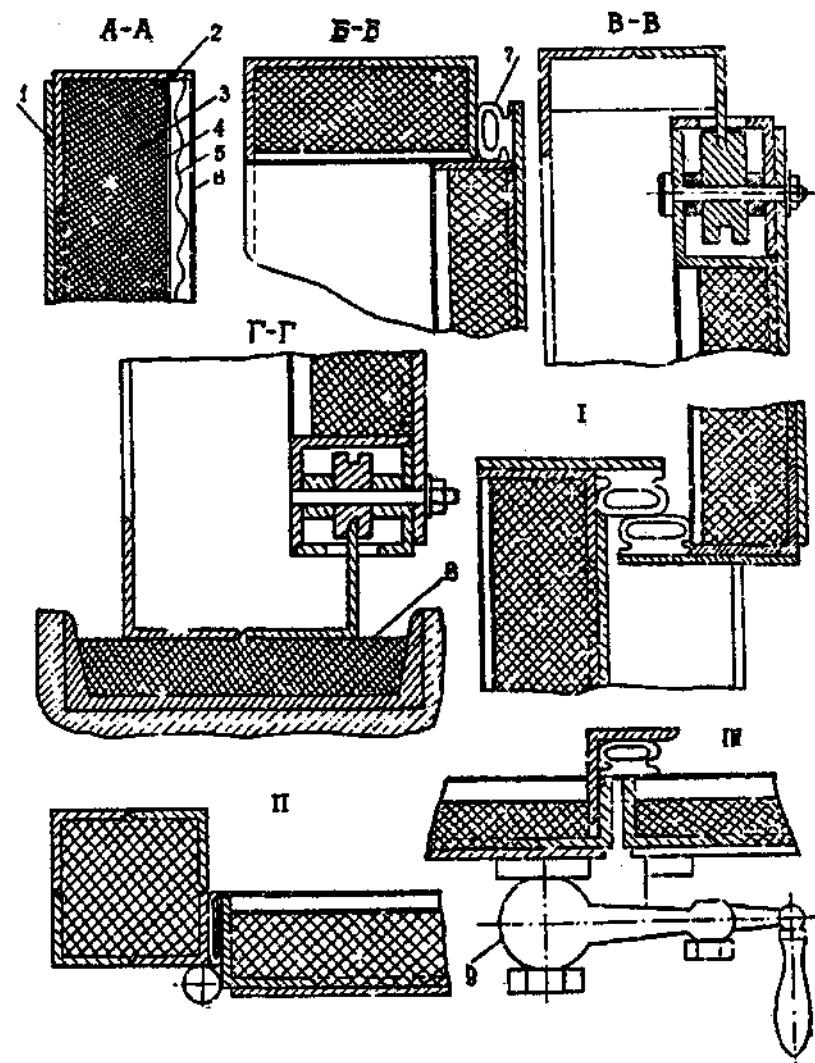


Рис. 6.21. Элементы конструкции звукоизолирующего кожуха:  
1 - стенка; 2 - каркас; 3 - звукопоглощающий материал;  
4 - стеклоткань; 5 - полиэтиленовая пленка;  
6 - перфорированный экран; 7 - профилированная резина;  
8 - виброизолирующая прокладка;  
9 - клиновой прижим

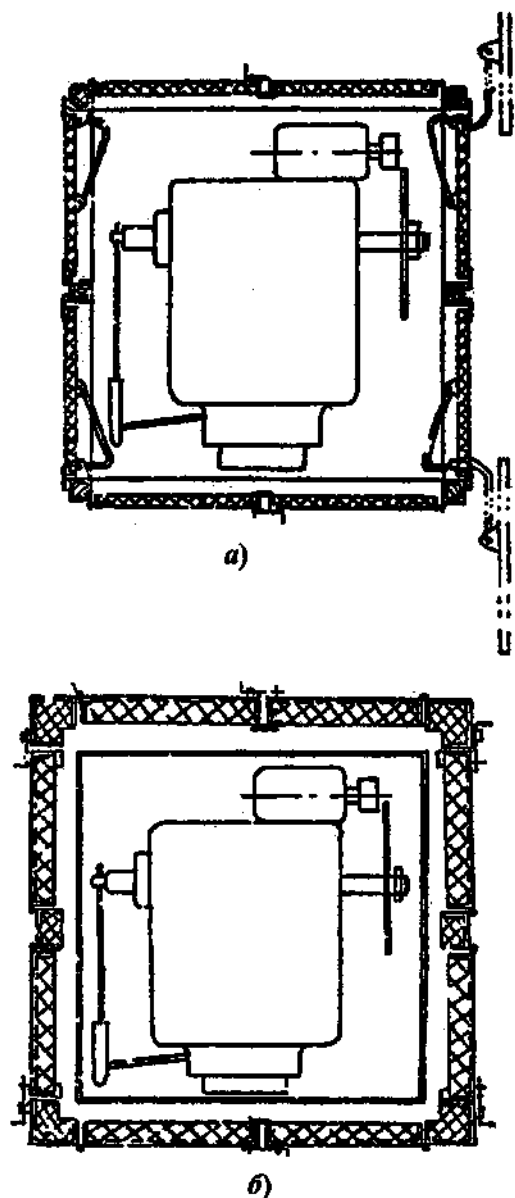


Рис. 6.22. Конструкции звукоизолирующих кожухов:  
а - с раздвижными панелями; б - с раскрывающимися панелями

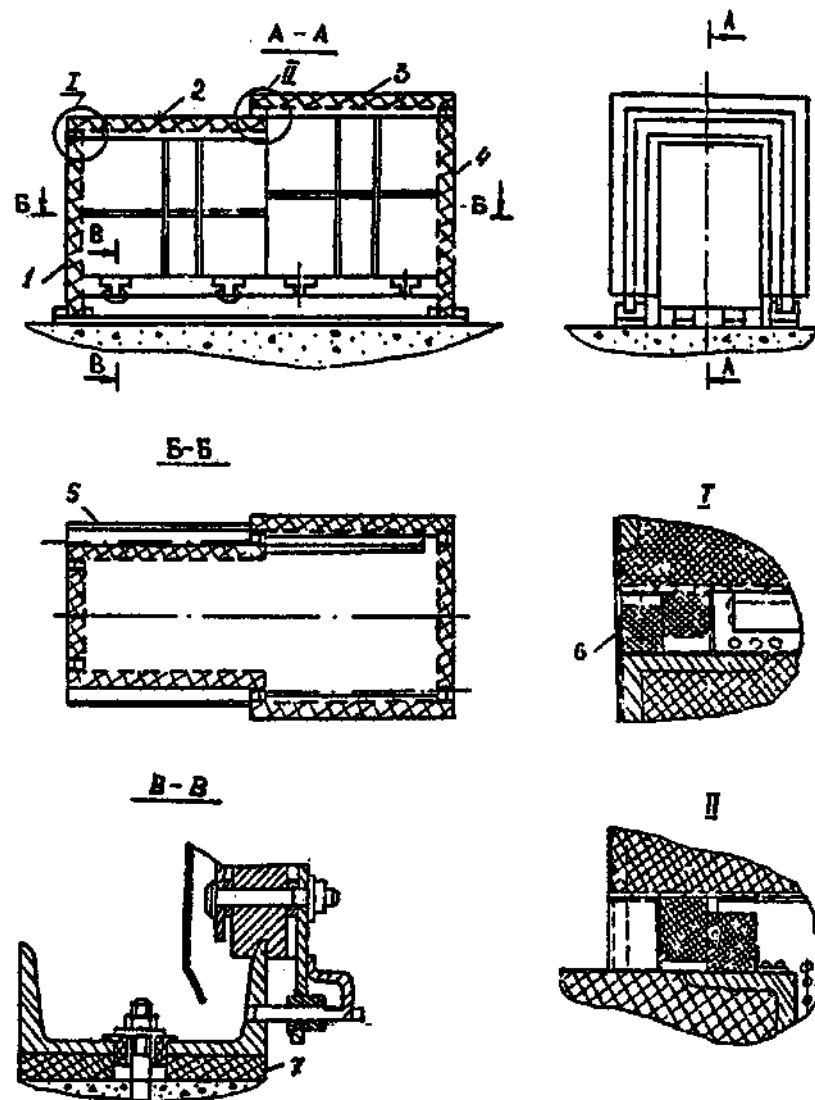


Рис. 6.23. Телескопический звукоизолирующий кожух:  
1 - передняя неподвижная панель; 2 - передний откатной корпус;  
3 - задний откатной корпус; 4 - задняя неподвижная панель;  
5 - направляющие рельсы; 6 - уплотняющие прокладки;  
7 - виброизолирующая прокладка

Для защиты от механических повреждений звукопоглощающий материал закрывают стеклотканью толщиной 0,1 ... 0,12 мм и перфорированным стальным листом толщиной 0,8 мм с коэффициентом перфорации не менее 20 %. Между звукопоглощающим материалом и перфорированным листом размещают полиэтиленовую пленку толщиной 0,03 ... 0,1 мм для предохранения звукопоглощающего материала от воздействия масла. Пленка должна быть размещена (подвешена) свободно, поскольку в натянутом состоянии уменьшается ее звукопоглощающая способность. Для повышения звукоизолирующей способности кожуха в стыках устанавливают специальные уплотняющие прокладки из профилированной резины.

Для предотвращения воздействия вибраций автомата под кожух устанавливают прокладки толщиной 15 ... 20 мм из резины. При этом жесткая связь элементов кожуха с автоматом не допускается.

Звукопоглощающую способность  $R_T$  рассчитывают по формуле

$$R_T = \Delta L - 10 \lg \alpha + 5,$$

где  $\Delta L$  - требуемое снижение звукового давления,

$$\Delta L = L - L_d,$$

$L$  - уровень звукового давления, рассчитанный или установленный замеры;  $L_d = 85$  дБ - допустимый уровень звука;  $\alpha$  - коэффициент звукопоглощения облицовки внутренних поверхностей кожуха, принимаемый равным для среднегеометрических частот октавной полосы в диапазоне от 63 до 8000 Гц  $\alpha = 0,09 \dots 0,95$  при толщине звукопоглощающего полиуретана 20 мм, и  $\alpha = 0,15 \dots 1,0$  при толщине 40 мм.

При отсутствии в кожухе внутренней звукопоглощающей облицовки величину  $10 \lg \alpha$  принимают равной - 17 дБ, т.е.  $10 \lg \alpha = -17$  дБ.

Если в стенке кожуха выполнено смотровое окно или дверца, то требуемую звукопоглощающую способность стенки определяют по формуле

$$R_{TC} = R_T + 10 \lg \frac{S_c}{S_c + S_{ок}} + 3,$$

а окна или дверцы

$$R_{To} = R_T + 10 \lg \frac{S_{ок}}{S_c + S_{ок}},$$

где  $S_c, S_{ок}$  - площади стенки и окна или дверцы.

После проработки конструкции звукоизолирующего кожуха определяют величину звукоизоляции его стенок и смотровых окон в нормируемом диапазоне частот и сравнивают с соответствующими значениями требуемой звукоизоляции.

Применение кожухов позволяет снизить шум холодноштамповочных автоматов на 4 ... 30 дБ для среднегеометрических частот октавных полос в диапазоне от 63 до 8000 Гц. Однако для установки кожухов требуются материальные и трудовые затраты. Она эффективна только при надежной и стабильной работе автоматов.

## 6.6. РАСЧЕТ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ АВТОМАТОВ

Общественную производительность труда при работе на автоматах, оценивают отношением суммарной выработки на рубль суммарных затрат,

$$П_{оп} = П_{\phi} / \sum 3,$$

где  $П_{\phi}$  - суммарная выработка автомата, шт./мин;  $\sum 3$  - суммарные затраты, руб.

Под суммарной выработкой понимают фактическую (в условиях эксплуатации) производительность автоматов, т.е. число изделий, изготавливаемых в единицу времени в течение производственного цикла. Поэтому последний и является главным фактором, от продолжительности которого зависит уровень производительности труда. Поскольку изделия после обработки в автомате могут подвергаться дополнительной пластической, механической или термической обработке, то при анализе производительности собственно автоматов следует время производственного цикла принимать равным продолжительности кинематического цикла  $T_k$ , определяемого временем перемещения кинематически жестко связанных между собой механизмов, взаимодействующих при выполнении автоматами заданных функций по осуществлению технологических операций. В свою очередь это зависит от скорости  $v$  и величины перемещения  $s$  рабочих звеньев механизмов,

$$T_k = s / v.$$

Угловую частоту вращения главного и распределительных валов автомата обычно принимают постоянной ( $\omega = \text{const}$ ), поэтому при анализе взаимодействия механизмов по цикловой диаграмме (при ее проектировании) вместо времени пользуются углом поворота вала, т.е.  $\alpha = \omega t$ . Тогда

$$T_k = \alpha_k / \omega,$$

где  $\alpha_k$  - угол поворота кривошипного вала, соответствующий продолжительности кинематического цикла.

Составляющие кинематического цикла в общем виде удобно оценить на примере цикловой диаграммы многопозиционного холодноштамповочного одноударного автомата для строжневых изделий, кинематический цикл каждого из механизмов которого равен  $T_k = 2\pi / \omega$ .

При проектировании специализированных многопозиционных холодноштамповочных автоматов и их цикловых диаграмм за основу принимают технологический процесс изготовления, например, болта методом двухкратного редуцирования стержня, высадки головки и обрезки ее на шестигранник.

Суммарная продолжительность кинематического цикла главного исполнительного механизма при его непрерывном возвратно-поступательном движении состоит из следующих продолжительностей последовательных перемещений ползуна: подход ползуна с пуансоном к заготовке  $t_{x.n1}$ ; заталкивание заготовки в матрицу  $t_{tr.n}$ ; деформирование заготовки  $t_{p.n}$ ; ход в начальное положение  $t_{x.n2}$ , т.е.

$$T_k = t_{x.n1} + t_{tr.n} + t_{p.n} + t_{x.n2} = 2\pi / \omega.$$

Собственно деформирование заготовки составляет всего  $0,25T_k$ , остальное время механизм работает вхолостую ( $t_{x.n1} + t_{x.n2}$ ) и на совершение транспортной операции ( $t_{tr.n}$ ).

Общая продолжительность кинематического цикла вспомогательных цикловых механизмов состоит из продолжительностей выстания в исходном и, при необходимости, в рабочем положениях, совершения рабочих и холостых ходов. Очевидно, что от степени совершенства принятого технологического процесса, обеспечивающего минимально возможные величины  $t_{p.n}$  и  $t_{tr.n}$  и наименьшую продолжительность выстоев вспомогательных цикловых механиз-

мов, зависят значения динамических нагрузок в этих механизмах и надежность их работы.

При известной продолжительности кинематического цикла фактическая производительность автомата в условиях их эксплуатации может быть рассчитана как разность между теоретической производительностью, зависящей только от длительности кинематического цикла, и потерянной производительностью, зависящей от длительности простоев автомата в условиях эксплуатации, отнесенных к длительности кинематического цикла, т.е.

$$P_{фа} = P_{та} - P_{па} = \frac{1}{T_k} \left( 1 - \frac{\sum t_n}{T_k} \right),$$

где  $P_{фа}$ ,  $P_{та}$ ,  $P_{па}$  - соответственно фактическая, теоретическая и потерянная производительности автомата.

$$P_{та} = 1/T_k = \frac{1}{t_{p.n} \left( 1 + \frac{t_{x.n1} + t_{x.n2} + t_{tr.n}}{t_{p.n}} \right)} = P_n \eta_{ин},$$

где  $P_n$  - идеальная (технологическая) производительность,

$$P_n = 1/t_{p.n},$$

$\eta_{ин}$  - коэффициент использования кинематического цикла;  $\sum t_n$  - суммарное время на простои автомата в условиях эксплуатации.

При отсутствии простоев автоматов фактическая производительность становится равной теоретической, оцениваемой частотой вращения главного вала  $n$ ,

$$P_{та} = 1/T_k = 2\pi / \omega = n,$$

где  $\omega$  - угловая скорость вращения кривошипа.

Поскольку постоянно ведутся работы по сокращению времени на совершение холостых ходов, то время кинематического цикла в идеале должно равняться времени, равному продолжительности пластической деформации, когда теоретическая производительность стремится к идеальной

$$P_{та} \rightarrow P_n \rightarrow 1/t_{p.n}.$$

В свою очередь при  $t_{p,n} \rightarrow 0$  идеальная производительность  $P_n \rightarrow \infty$ .

Следовательно, возможности для проведения работ по увеличению фактической производительности автоматов не ограничены и заключаются в исключении потерь времени на холостые ходы механизмов и простои автоматов в условиях эксплуатации.

Исключить потери времени кинематического цикла на совершение холостых ходов возможно только при изменении принципа действия, схемы и конструкции автоматов, например, используя принцип действия роторных и роторно-конвейерных машин, в которых рабочие и транспортные движения независимы.

Исключить потери времени на простои автоматов в условиях эксплуатации сложнее. Однако, устраняя причины простоев, можно разработать меры по их максимально возможному сокращению и исключению и, тем самым, повысить фактическую производительность.

Потери времени на простои автоматов в условиях эксплуатации возникают по различным причинам.

1. Технологические потери, связанные с несовершенством технологии обработки изделия, влияющие на изменение длительности кинематического цикла работы автомата, надежность его узлов и механизмов и, одновременно, на совершенство организации труда и системы обслуживания автоматов в условиях эксплуатации. В условиях эксплуатации автоматы не всегда используются для изготовления изделий наиболее эффективно из-за отсутствия металла нужного размера и качества, несовершенства конструкции инструмента и смазочно-охлаждающих жидкостей. Допуская несоблюдение требований к точности и качеству получаемых изделий, штамповку ведут из материала меньшего, чем требуется, диаметра при увеличенной продолжительности рабочего хода ползуна и, следовательно, уменьшенной продолжительности движений цикловых механизмов. При такой работе возрастают динамические нагрузки и быстро выходят из строя вспомогательные цикловые механизмы, возникает необходимость уменьшения быстроходности работы автоматов и их производительности или увеличивается длительность простоев на ремонт и подналадку автоматов. Применение несовершенного тех-

нологического процесса и некачественного металла при штамповке на автоматах приводит к необходимости применения дополнительных финишных операций по доведению изделия до готового состояния (устранение трещин и заусенцев, проведение дополнительной термообработки и т.п.) и, следовательно, к удлинению продолжительности производственного цикла и увеличению производственных затрат.

2. Цикловые потери, связанные с несовершенством конструкции, режима работы, низким качеством изготовления и сборки автоматов. Эти потери влияют на длительность кинематического цикла работы автомата, его динамические характеристики и одновременно на продолжительность технологических потерь, на совершенство организации труда и системы обслуживания автоматов в условиях эксплуатации.

Исключение этих потерь зависит не только от конструкторов и заводов-изготовителей путем разработки и изготовления автоматов с максимально возможно уплотненной цикловой диаграммой и надежно работающими узлами и механизмами, но и от завода-потребителя путем соблюдения правил эксплуатации автоматов.

3. Внецикловые потери, связанные с несовершенством организации и дисциплины труда в условиях эксплуатации автоматов. Эти потери не влияют на длительность кинематического цикла, но существенно влияют на длительность производственного цикла, на технологические потери и надежность работы автоматов (несовершенная конструкция и материал инструмента, низкое качество его изготовления и сборки, отсутствие исходного металла нужного качества, смазочно-охлаждающих жидкостей, воздуха и т.п., чрезмерные затраты времени на переналадку автоматов при изготовлении нового вида или типоразмера изделия, на подготовку автомата к работе и др.).

В табл. 6.2 приведен перечень и причины неполадок, которые имеют место при несоблюдении правил эксплуатации автоматов и несоблюдении требований чертежей при изготовлении и сборке инструмента. Эти неполадки не влияют на продолжительность кинематического цикла, но являются причинами остановки автоматов для их устранения.

## 6.2. Перечень и причины неполадок, имеющих место в процессе эксплуатации автоматов

| Неполадки                                    | Причины                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                       |
|----------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <b>Механизм подачи материала</b>             |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                               |
| Проскальзывание роликов при подаче материала | <p>Недостаточно или чрезмерно велико усилие прижима роликов</p> <p>Отверстие отрезной матрицы ножа меньше расчетного</p> <p>Отверстие отрезного ножа меньше отверстия отрезной матрицы</p> <p>Отрезная матрица и нож установлены несоосно</p> <p>Пазы подающих роликов малы или изношены</p> <p>Велика подача масла на подаваемый материал</p> <p>Бунт проволоки тяжел или запутан</p> <p>Отверстие отрезной матрицы загрязнено</p> <p>Цилиндрическая часть отрезной матрицы имеет длину больше расчетной</p> |
| Поворот подающих роликов в обратную сторону  | <p>Плохо отрегулирован тормоз механизма подачи</p> <p>Обгонная муфта механизма подачи изношена</p>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                            |
| <b>Механизм отрезки мерных заготовок</b>     |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                               |
| Отрезка заготовки длиной меньше требуемой    | <p>Проскальзывают подающие ролики</p> <p>Подающие ролики проворачиваются в обратную сторону</p> <p>Упор для материала не отрегулирован</p>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                    |

Продолжение табл. 6.2

| Неполадки                                                        | Причины                                                                                                                                                                             |
|------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Потеря заготовок при переносе после отрезки                      | <p>Заготовки проталкиваются через отрезной нож</p> <p>Формообразующая матрица первой позиции штамповки выступает из зеркала матричного блока на величину, превышающую расчетную</p> |
| Неудовлетворительное качество торца отрезанной заготовки         | <p>Недостаточный зазор между отрезной матрицей и ножом</p> <p>Отрезная матрица или нож изношены</p>                                                                                 |
| <b>Главный исполнительный механизм штамповки</b>                 |                                                                                                                                                                                     |
| Смещение высаженного утолщения                                   | <p>Матрицы и пуансоны установлены несоосно</p> <p>Велик зазор между пуансоном и пуансонодержателем</p> <p>Под высадку подается заготовка длиной больше расчетной</p>                |
| Задиры на заготовке                                              | <p>Проскальзывают подающие ролики</p> <p>Внутренний диаметр матрицы меньше расчетного</p> <p>Диаметр заготовки превышает допустимое значение</p>                                    |
| Длина редуцированной части стержня заготовки недостаточна        | Отрезанная заготовка имеет недостаточную длину                                                                                                                                      |
| Неравномерное заполнение полостей матрицы и пуансона при высадке | <p>Отрезанная заготовка имеет недостаточную длину</p> <p>Охлаждающая жидкость попадает в матрицу</p>                                                                                |

Продолжение табл. 6.2

| Неполадки                                       | Причины                                                                                                                                                                                                                                                                |
|-------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Риски, трещины в головке                        | На поверхности заготовки имеются складки, трещины; риски                                                                                                                                                                                                               |
| Неравномерный диаметр стержня                   | Диаметр отверстия в матрице больше расчетного<br>Отрезанная заготовка имеет недостаточную длину                                                                                                                                                                        |
| Две заготовки в одной матрице                   | Пуансон вытягивает заготовку из матрицы из-за отсутствия смазочного материала или износа рабочего ручья<br>Диаметр отверстия матрицы больше расчетного<br>Сломана выталкивающая шпилька в пуансоне                                                                     |
| Ползун заклинился в крайнем переднем положении  | Мала скорость ползуна при наладке в режиме толчковых ходов<br>Отрезанная заготовка имеет длину больше расчетной<br>Мал зазор между пуансоном и матрицей при нахождении ползуна в крайнем переднем положении<br>Слабо натяжение клиноременной передачи привода автомата |
| <b>Механизм выталкивания изделий из матрицы</b> |                                                                                                                                                                                                                                                                        |
| Поломка выталкивающего стержня                  | Плохо смазана проволока<br>Изношен конец выталкивающего стержня<br>Выталкивающий стержень имеет диаметр больше расчетного<br>Отверстие матрицы в задней части больше расчетного<br>На поверхности отверстия матрицы имеются риски, задиры                              |

Формулу для расчета фактической производительности автоматов можно представить в следующем виде:

$$P_{\text{фак}} = P_{\text{та}} \beta_n = \omega \beta_n / 2\pi,$$

где  $\beta_n$  - коэффициент использования автоматов в условиях эксплуатации,  $0,6 \leq \beta_n \leq 1,0$ .

Из этой формулы следует, что главными направлениями повышения производительности автоматов являются: во-первых, повышение их быстроходности путем совершенствования осуществляемых на них технологических процессов, параметров технической характеристики и конструкции автоматов и их механизмов при сохранении надежной и стабильной работы и, во-вторых, совершенствование системы организации условий труда и обслуживания автоматов в условиях эксплуатации.

Первая составляющая формулы  $P_{\text{та}}$ , характеризующая быстроходность автоматов и его механизмов, может быть рассчитана с привлечением теории динамики и упругости механических систем на стадии проектирования автоматов в зависимости от многочисленных факторов, влияющих на нее, например, размерных параметров, массы, жесткости звеньев, зазоров в кинематических парах и т.п.

Вторая составляющая, зависящая от качества изготовления и сборки автоматов, объема и качества их испытаний перед поставкой потребителю, от совершенства системы организации и дисциплины труда на заводах-потребителях, может быть рассчитана методами теории вероятности с использованием большого объема статистических данных.

Поскольку автоматы, особенно многопозиционные, состоят из большого числа механизмов и деталей, которые в свою очередь состоят из бесконечного числа материальных точек со связями, не являющимися абсолютно жесткими, то при динамических расчетах автомат можно представить как механическую систему с бесконечным числом степеней свободы. Точное решение такой системы получить практически невозможно, поэтому при динамическом анализе приходится использовать упрощенную расчетную модель с ограниченным числом степеней свободы.

Для ограничения числа степеней свободы обычно принимают допущения о том, что в реальной конструкции автоматов наиболее жесткие элементы считаются абсолютно твердыми телами, в кото-

рых сосредоточена масса близлежащих элементов или деталей. Участки, соединяющие сосредоточенные массы, считают безынерционными, обладающими жесткостями реальной величины. В этом случае расчетная динамическая модель автомата или его механизма может быть представлена в виде нескольких сосредоточенных масс, соединенных упругими связями. Степень упрощения расчетной динамической модели, а вместе с ней и степень приближения результатов расчета к реальным определяют постановкой задачи, исходя из которой устанавливают допущения, принятые при построении модели, и сложность математического описания ее движения.

При анализе можно использовать известное в динамике механизмов положение о том, что при большой разности ( $\geq 10$  раз) кинетической энергии рядом стоящих масс и податливости участка их соединяющего не больше близлежащего участка эти массы можно объединить.

При создании того или иного холодноштамповочного автомата конструктивным изменениям обычно подвергают главный исполнительный и вспомогательные цикловые механизмы, поэтому на стадии выполнения проектных работ целесообразно проводить динамический анализ каждого механизма в отдельности или группы механизмов, взаимно влияющих друг на друга. При этом должно быть предварительно оценено влияние диссипативных сил на частоту свободных колебаний этих механизмов и, в первую очередь, сил трения и так называемого ударного демпфирования.

Представив в общем случае механизм в виде одномассовой динамической модели, дифференциальное уравнение колебаний этой массы с учетом трения запишем в следующем виде:

$$d^2x/dt^2 + p^2x \pm p^2x_1 = 0,$$

где  $p$  - частота свободных колебаний системы,

$$p = (c/m_{np})^{1/2};$$

$c$  - жесткость системы;  $m_{np}$  - приведенная масса;  $x_1$  - упругое перемещение системы под действием силы трения  $F$ ,  $x_1 = F/c$ .

В результате решения уравнения свободных колебаний получаем выражение для расчета амплитуды колебаний

$$a_2 = a_0 - 4x_1,$$

из которого следует, что за один период колебаний их амплитуда уменьшается на величину  $4x_1 = 4F/c$ . Амплитуда колебаний от действия статической силы  $a_0 = P/c$ .

Нетрудно убедиться в том, что действие трения на затухание колебаний во многих случаях пренебрежимо мало. Это касается в первую очередь главного исполнительного механизма и вспомогательных механизмов, управляющих транспортными перемещениями пуансонов в однопозиционных двухударных автоматах и заготовок между позициями штамповки в многопозиционных автоматах.

Ударное демпфирование оказывает сильное влияние на затухание колебаний механизма, когда в моменты соударения мгновенно теряется часть потенциальной энергии системы. Эти потери достигают 10 - 15 % первоначального значения потенциальной энергии. В этом случае колебательный процесс можно считать быстрозатухающим.

Потери потенциальной энергии можно выразить через скорость системы перед соударением

$$\Pi_m = zv^2 = zp^2a_0^2,$$

где  $v$  - скорость системы перед соударением;  $z$  - постоянный коэффициент, имеющий размерность массы.

Потенциальная энергия системы после соударения

$$ca_0^2/2 - zca_0^2/m_{np} = 0,5ca_0^2(1 - 2z/m_{np}).$$

Примем, что огибающая кривой затухающих колебаний представляет собой экспоненту  $a = a_0 e^{ht}$ , характеризуемую логарифмическим декрементом

$$\delta = \ln[1/(1 - 2z/m_{np})].$$

Тогда, исходя из условия

$$\delta = \ln \frac{a_0}{a_1} = \ln[1/(1 - 2z/m_{np})],$$

найдем, что

$$z = m_{np} \left( \frac{a_0}{a_1} - 1 \right) / (2a_0/a_1).$$

При  $\delta = 0,2 \dots 0,3$ , когда  $a_1 = (0,8 \dots 0,7)a_0$ , получаем  $z = (0,1 \dots 0,3)m_{np}$ .

Для составления дифференциальных уравнений движения динамических расчетных моделей механизмов целесообразно воспользоваться уравнением Лагранжа II рода

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = Q_i,$$

где  $q_i$  - обобщенные координаты, обычно это перемещение или угол поворота приведенных масс;  $Q_i$  - обобщенные неконсервативные, т.е. совершающие необходимую работу, силы;  $T$ ,  $\Pi$  - соответственно кинетическая и потенциальная энергии системы.

Полученные системы дифференциальных уравнений решают на ЭВМ относительно одного из определяемых параметров - динамической нагрузки, перемещения, скорости движения и др.

В простейшем случае для установления взаимосвязи между угловой скоростью вращения кривошипа  $\omega$  и основными параметрами главного исполнительного механизма: приведенной массой  $m_{np}$ , приведенной жесткостью  $C_{np}$  силовой системы, приведенным зазором  $\Delta_{np}$ , начальной скоростью деформирования  $v_0$ , углом поворота кривошипного вала  $\alpha_n$ , радиусом кривошипа  $R$ , длиной шатуна  $L$ , технологической нагрузкой  $P(t)$  и допустимым инерционным усилием  $[P_n]$ , когда маховик установлен непосредственно на главном валу, систему можно представить одностепенной (рис. 6.24), уравнение движения которой принимает вид

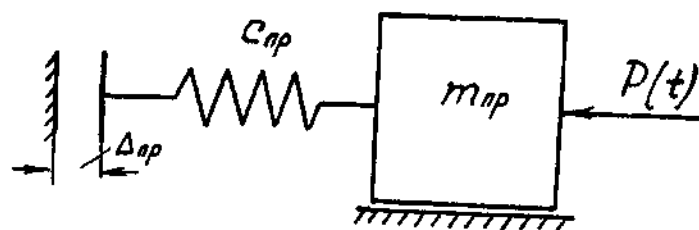


Рис. 6.24. Одностепенная динамическая модель главного исполнительного механизма с поступательно перемещающимся рабочим звеном

$$d^2 x_{np} / dt^2 + p^2 x_{np} - p^2 (x_{нд} + \Delta_{np}) = -P(t) / m_{np};$$

$$v_0 = \omega R (\sin \alpha_n + 0,5 \lambda \sin 2 \alpha_n);$$

$$x_{нд} = R [\cos \omega t + 0,25 \lambda (1 - \cos 2 \omega t)].$$

В результате решения этих уравнений методом вариации произвольных постоянных получаем

$$[\omega] \leq [-b + (b^2 - 4ac)^{1/2}] / 2a;$$

$$b = R(C_{np} m_{np})^{1/2} (\sin \alpha_n + 0,5 \lambda \sin 2 \alpha_n);$$

$$a = -2 R m_{np} (K_{д1} + \lambda K_{д2});$$

$$c = [P_n] - \frac{P_n - P_p}{p(t_2 - t_1)} - \Delta_{np} C_{np} - P_p;$$

$$K_{д1} = (1 - \omega^2 / p^2)^{-1};$$

$$K_{д2} = (1 - 4 \omega^2 / p^2)^{-1}.$$

Поскольку в конечном результате динамического анализа форма изменения графика технологического усилия не имеет значения, а имеет значение только период нарастания усилия или его конечное наибольшее значение, то для последующих расчетов используют суммарный график изменения технологического усилия применительно к автоматам для многопозиционной холодной объемной штамповки стержневых изделий, формула для расчета которого может быть представлена в таком виде (рис. 6.25):

$$P(t) = P_p + (P_n - P_p)(t - t_1) / (t_2 - t_1).$$

Используя эти уравнения, можно установить влияние каждой из входящих в него составляющих на быстроходность работы механизма и, следовательно, управлять ими уже на стадии проектирования автомата.

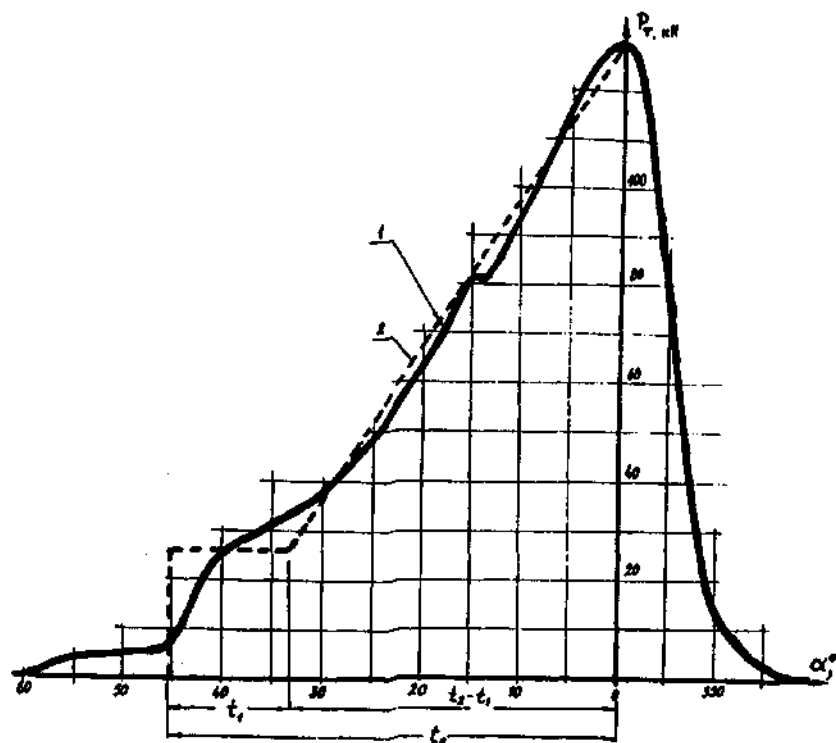


Рис. 6.25. Экспериментальный (1) и аппроксимирующий (2) графики технологической нагрузки на ползуне многопозиционного автомата для холодной объемной штамповки

Так, при заданном значении скорости встречи ползуна с заготовкой (а при известной предполагаемой угловой скорости вращения вала она легко определяется) формула для расчета допустимого числа ходов ползуна записывается в таком виде:

$$[n] \leq \frac{30}{\pi} \left\{ \frac{\left[ P_n \right] - \frac{P_n - P_p}{p(t_2 - t_1)} - P_p - v_0 (C_{np} m_{np})^{1/2} - \Delta_{np} C_{np}}{2 R m_{np} (K_{д1} + \lambda K_{д2})} \right\}^{1/2}$$

Из анализа этой формулы следует, что основными путями повышения быстроходности ГИМ являются:

во-первых, увеличение частоты свободных колебаний  $p$  и длительности  $t_2 - t_1$  нарастания технологического усилия, что достигается применением новой конструкции ГИМ с укороченным шатуном;

во-вторых, уменьшение скорости встречи  $v_0$  инструмента с заготовкой благодаря совершенствованию технологического процесса путем увеличения диаметра и уменьшения длины заготовки, а также уменьшения суммарного зазора в кинематических парах  $\Delta_{np}$ ;

в-третьих, уменьшение радиуса  $R$  кривошипа и приведенной массы  $m_{np}$  механизма путем оптимизации величины хода ползуна, применения новой конструкции ГИМ с укороченным шатуном и уравнивания подвижных масс, когда составляющая формулы  $v_0 (C_{np} m_{np})^{1/2} \rightarrow 0$ .

При динамическом анализе механизма переноса, когда необходимо определить истинный закон перемещения не только каретки, но и заготовки, расчетную модель можно представить как минимум, в виде двух- или трехмассовой модели (рис. 6.26).

Представив механизм в виде трехмассовой динамической модели (рис. 6.26, а) с учетом зазоров между кулачком и ведомым звеном  $\Delta_{01}$ , в сочленении рычага привода каретки  $\Delta_{12}$ , и шатуна с кареткой  $\Delta_{23}$ , дифференциальные уравнения движения можно записать в следующем виде:

$$m_1 d^2 x_1 / dt^2 = -P_{np} - C_{np} x_1 + C_1 (x_{шд} - x_1) - C_{12} (x'_1 - x'_2);$$

$$m_2 d^2 x_2 / dt^2 = C_{12} (x'_1 - x'_2) - C_{23} (x'_2 - x'_3);$$

$$m_3 d^2 x_3 / dt^2 = C_{23} (x'_2 - x'_3) - P(t).$$

Решение такой системы осуществляется на ЭВМ при начальных условиях:

$$t = 0; \quad \dot{x}_1 = -P_0 / C_1; \quad x_2 = x_3 = 0; \quad dx/dt = 0,$$

где  $t$  - текущее время перемещения массы;  $x_1 = x_1(t)$ ,  $x_2 = x_2(t)$ ,  $x_3 = x_3(t)$  - приведенные координаты масс соответственно  $m_1$ ,  $m_2$ ,  $m_3$ ;  $m_1$ ,  $m_2$ ,  $m_3$  - приведенные массы соответственно рычага, шатуна и каретки;  $C_1$ ,  $C_{12}$ ,  $C_{23}$ ,  $C_{np}$  - приведенные жесткости соединений соответственно рычага с кулачком, рычага с шатуном, каретки с ползуном и приведенная жесткость пружины.

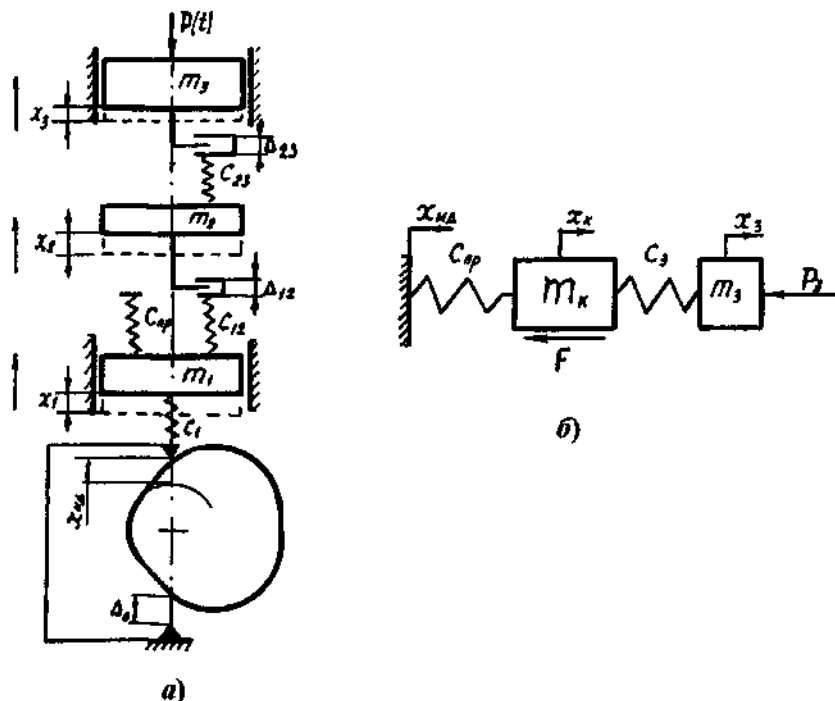


Рис. 6.26. Динамическая модель механизма переноса многопозиционных автоматов:  
а - трехмассовая; б - двухмассовая

$$x'_1 = \begin{cases} x_1 - \Delta_{12}; & x_2 + \Delta_{12} < x_1; \\ x_2; & x_2 \leq x_1 \leq x_2 + \Delta_{12}; \\ x_1; & x_1 < x_2; \end{cases}$$

$$x' = \begin{cases} x_{нд}; & x_1 \leq x_{нд}; \\ x_1; & x_{нд} \leq x_1 \leq x_{нд} + \Delta_{01}; \\ x_{нд} + \Delta_{01}; & x_{нд} + \Delta_{01} < x_1; \end{cases}$$

$$x'_2 = \begin{cases} x_2 - \Delta_{23}; & x_3 + \Delta_{23} < x_2; \\ x_3; & x_3 \leq x_2 \leq x_3 + \Delta_{23}; \\ x_2; & x_2 < x_3; \end{cases}$$

$$x_{нд} = \begin{cases} H \left[ \frac{t}{t_0} - \frac{1}{2\pi} \sin \left( 2\pi \frac{t}{t_0} \right) \right], & 0 < t < t_0; \\ H, & t_0 < t < \alpha_1 / \omega; \\ H \left[ 1 - \frac{t}{t_0} + \frac{1}{2\pi} \sin \left( 2\pi \frac{t}{t_0} \right) \right], & \alpha_1 / \omega < t < \alpha_2 / \omega, \end{cases}$$

где  $\alpha_0$  - полный угол подъема профиля кулачка;  $\alpha_1$  - угол начала обратного хода;  $\alpha_2$  - угол окончания возвратного хода;  $H$  - полный ход каретки;  $\Delta_{01}$ ,  $\Delta_{12}$ ,  $\Delta_{23}$  - приведенные зазоры в соединениях: кулачок - рычаг; рычаг - шатун; шатун - ползун;  $P_{пр}$  - приведенное поджатие пружины.

Рабочая нагрузка, обусловленная трением при движении каретки по направляющим, принимается постоянной.

Представив механизм в виде двухмассовой модели (рис. 6.26, б), дифференциальные уравнения движения можно записать в следующем виде:

$$\begin{cases} m_k d^2 x_k / dt^2 = -C_{пр} (x_k - x_{нд}) + C_3 (x_3 - x_k) - F_{тр}; \\ m_3 d^2 x_3 / dt^2 = -C_3 (x_3 - x_k) - P_3, \end{cases}$$

где  $m_k$  - приведенная масса каретки с приводом;  $m_3$  - приведенная масса заготовки с прижимом;  $C_{пр}$  - приведенная жесткость каретки с приводом;  $C_3$  - приведенная жесткость механизма захвата;  $F_{тр}$  - сила трения между кареткой и направляющими;  $P_3$  - сила зажима заготовки клещами механизма захвата;  $x_k$ ,  $x_3$  - истинные перемещения каретки и заготовки;  $x_{нд}$  - заданный закон перемещения центра ролика ведомого рычага,

$$x_{нд} = H \left[ t / t_0 - \frac{1}{2\pi} \sin(2\pi t / t_0) \right].$$

Систему двух дифференциальных уравнений движения сведем к одному уравнению четвертого порядка, представив предварительно ее в таком виде:

$$m_k d^2 x_k / dt^2 + x_k (C_{пр} + C_3) + x_3 (-C_3) = -F_{тр} + C_{пр} x_{нд} = Q(t);$$

$$m_3 d^2 x_3 / dt^2 = x_3 C_3 + x_k (-C_{пр}) = -P_3.$$

Обозначим  $m_k = a_{11}$ ,  $m_3 = a_{22}$ ,  $C_{11} = C_{np} + C_3$ ,  $C_{12} = -C_3$ ,  
 $C_{21} = C_3$ ,  $C_{22} = -C_3$

$$a_{22}d^4x/dt^4 + (C_{21} + C_{11}a_{22})/a_{11}d^2x/dt^2 + (C_{11}C_{21} - C_{22}C_1)x/a_{11} = \\ = d^2P/dt^2 + C_{11}P(t)/a_{11} - C_{22}Q(t)/a_{11} = F(t).$$

В конечном виде это уравнение может быть записано так:

$$ad^4x/dt^4 + bd^2x/dt^2 + cx = F(t),$$

где

$$b = C_{21} + C_{11}a_{22}/a_{11} = C_3 + (C_{np} + C_3)m_3/m_k;$$

$$c = (C_{11}C_{21} - C_{22}C_{12})/a_{11} = C_{np}C_3/m_k;$$

$$F(t) = (C_{np} + C_3)P/m_k + C_3Q(t)/m_k.$$

Общее решение дифференциального уравнения четвертого порядка имеет такой вид:

$$x = A \sin p_1 t + B \cos p_1 t + M \sin p_2 t + N \cos p_2 t;$$

$$p_{1,2} = \left\{ \frac{C_3 m_k + (C_{np} + C_3) m_3}{2 m_k m_3} \pm \right. \\ \left. \pm \frac{\left\{ \left[ C_3 + (C_{np} + C_3) \frac{m_3}{m_k} \right]^2 - 4 C_{np} C_3 \frac{m_3}{m_k} \right\}^{1/2}}{2 m_3} \right\}^{1/2};$$

$$F(t) = -(C_{np} + C_3)p/m_3 + C_3(C_{np}x_{нд} - F_{тр})/m_k = \\ = -[C_{np}P + C_3(P + F_{тр})]/m_k + C_3C_{np}Ht/m_k t_0 - \\ - \frac{C_3 C_{np}}{2\pi} H \sin(2\pi t/t_0) = x + yt + \mu \sin \omega t.$$

Следовательно,

$$ad^4Y/dt^4 + bd^2Y/dt^2 + cY = x + yt + \mu \sin \omega t.$$

Частное решение этого уравнения может быть представлено в виде  $y = l + kt + z \sin \omega t$ , продифференцировав которое 4 раза и проводя преобразования, получим

$$x_3 = A \sin p_1 t + B \cos p_1 t + M \sin p_2 t + N \cos p_2 t + z \sin \omega t + kt + l.$$

При  $t = 0$ ,  $x_3 = 0$ , т.е.  $0 = B + N + l$ .

Определим связь между перемещениями каретки и заготовки:

$$x_k = (m_3 d^2 x_3 / dt^2 + P + C_3 x_3) / C_3$$

или

$$x_k = [m_3 (-p_1^2 A \sin p_1 t - p_1^2 B \cos p_1 t + p_2^2 M \sin p_2 t - \\ - p_2^2 N \cos p_2 t - z \omega^2 \sin \omega t) + P] / C_3 + x_3.$$

Решив эти уравнения, находим

$$A = [\omega z - (\omega z + k)p_2^2] / [p_1(p_2^2 - p_1^2)];$$

$$B = [P + m_3 l p_2^2] / [m_3(p_1^2 - p_2^2)];$$

$$M = [\omega^3 z - p_1(\omega z + k)] / [p_2(p_1^2 - p_2^2)];$$

$$N = [P + m_3 l p_1^2] / [m_3(p_2^2 - p_1^2)].$$

Упругая сила, действующая на заготовку,

$$P_{y3} = (x_k - x_3)C_3 = m_3 (-p_1^2 A \sin p_1 t - B p_1^2 \cos p_1 t - M p_2^2 \sin p_2 t - \\ - N p_2^2 \cos p_2 t - \omega^2 z \sin(2\pi t/t_0)) + P.$$

Поскольку упругая сила, действующая на заготовку, не должна превышать допустимого значения  $[P_{y3}]$ , можно записать

$$P_{y3, \max} = m_3 \left( p_1^2 B + p_2^2 N + \omega^2 z \sin 2\pi \frac{t}{t_0} \right) + P \leq [P_{y3}].$$

Учитывая, что  $m_k \gg m_3$ , можно записать

$$z = -C_3 C_{np} H / [2\pi(\omega^4 m_3 - \omega^2 C_3 + C_{np} C_3) / m_k].$$

Продифференцировав знаменатель этого выражения и приравняв производную нулю, получим значение  $\omega$ , при котором  $z$  максимально

$$4\omega^3 m_3 - 2\omega C_3 = 0, \quad \omega = (C_3 / 2m_3)^{1/2}.$$

Следовательно,

$$z_{\max} = 2HC_{np} m_3 m_k / [\pi(4m_3 C_{np} - m_k C_3)].$$

Тогда формула для определения допустимой угловой скорости вращения кулачка привода механизма переноса записывается следующим образом:

$$[\omega] \leq \left\{ \frac{[P_{yz}] - P - m_3(p_1^2 B + p_2^2 N)}{z \sin 2\pi t / t_0} \right\}^{1/2},$$

где  $P$  - наибольшее значение усилия зажима заготовки в процессе переноса.

Особенность динамического нагружения механизма отрезки заключается в том, что процесс отрезки заготовки происходит в три стадии:

- упругой, когда деформация находится в области упругой деформации, а напряжения в металле не превосходят предела упругости;
- пластической, когда деформации являются остаточными, а напряжения в металле заготовки превышают предел текучести и постепенно возрастают, пока не достигнут максимума, соответствующего сопротивлению металла сдвигу;
- скалывания, при которой происходит образование микро-, а затем макротрещин, направленных по поверхностям скольжения и вызывающих хрупкое разрушение.

В связи с выше перечисленным и податливостью механизма отрезки возникают и развиваются колебательные процессы, сопровождающиеся перераспределением рабочих поверхностей в кулачковом приводе вследствие зазоров.

Ускорения, развивающиеся в момент скола заготовки, изменяются резко, действуют кратковременно, имеют знакопеременный характер, что нередко приводит к вырыву отрезанной заготовки из удерживающих пальцев или к неточной установке ее против позиции штамповки.

При проведении анализа динамического взаимодействия звеньев, входящих в состав механизма с учетом зазоров, пружины силового замыкания роликов привода и, особенно, предохранительного устройства, удобно воспользоваться трехмассовой расчетной схемой (рис. 6.27), уравнения движения которой записываются следующим образом:

$$J_1 d^2 \varphi_1 / dt^2 - C_1(s - \varphi_1 r_1) + C_2 r_2^2 (\varphi_1 - \varphi_2) + r_4 (P_{np} + C_4 r_4 \varphi_1) = 0;$$

$$J_2 d^2 \varphi_2 / dt^2 - C_2 r_2^2 (\varphi_1 - \varphi_2) + C_3 r_3 (\varphi_2 r_3 - x_1) = 0;$$

$$m d^2 x / dt^2 - C_3 (\varphi_2 r_3 - x) = -P(t);$$

$$s = H \left[ t/t_0 - \frac{1}{2\pi} \sin(2\pi t/t_0) \right],$$

где  $J_1, J_2$  - моменты инерции масс соответственно двуплечего рычага с роликами прямого и обратного хода и рычага привода ножевого штока;  $m$  - масса ножевого штока;  $C_1, C_2, C_3, C_4$  - коэффициенты жесткости соответственно ролика - кулачка, предохранительного устройства, рычага привода ножевого штока - ножевого штока и ножа и пружины силового замыкания роликов;  $P(t)$  - текущее значение усилия отрезки.

При установлении зависимости между частотой перемещения механизма и факторами, влияющими на нее, можно воспользоваться одномассовой динамической моделью, уравнение движения которой имеет такой вид:

$$d^2 x_{np} / dt^2 + p^2 x_{np} - p^2 (x_{нд} + \Delta_{np}) = -P(t) / m_{np}.$$

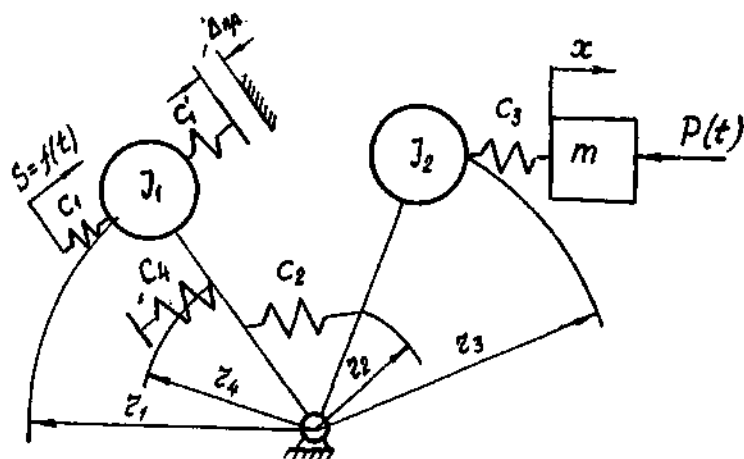


Рис. 6.27. Динамическая трехмассовая модель механизма отрезки многопозиционного автомата

Решив это уравнение относительно угловой скорости вращения кулачка, получаем

$$[\omega] \leq \alpha_0 \left[ \frac{[P_n] - \frac{P_r}{p(t_2 - t_1)} - \frac{P_2 - P_1}{p t_0} - \Delta_{np} C_{np}}{q H K_d m_{np}} \right]^{1/2},$$

где  $\alpha_0$  - цикловой угол перемещения механизма, рад;  $[P_n]$  - допускаемое значение инерционного усилия.

При динамическом анализе механизмов перемещения пуансонов и выталкивания изделий из матриц можно рассчитывать по одной из приведенных на рис. 6.27 схем, подобно механизмам отрезки при замене технологического усилия усилием выталкивания или схемам (рис. 6.28), в которых приведенные массы имеют качательное перемещение.

Уравнение движения для двухмассовой расчетной модели:

$$J_1 d^2 \varphi_1 / dt^2 - C_1 r_1 (s - \varphi_1 r_1) + C_2 r_2^2 (\varphi_1 - \varphi_2) + r_4 (P_{np} + C_4 r_4 \varphi_1) = 0;$$

$$J_2 d^2 \varphi_2 / dt^2 - C_2 r_2^2 (\varphi_1 - \varphi_2) = -P_{выт} R.$$

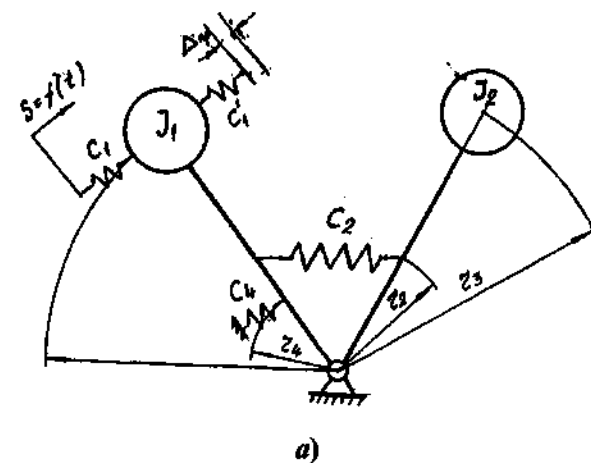


Рис. 6.28. Динамические двух- (а) и одномассовые (б) модели механизмов с качательно перемещающимися рабочими звеньями

Соответственно для одномассовой модели

$$d^2 \varphi_1 / dt^2 + p^2 \varphi - p^2 (\varphi_{ст} + \Delta_{np}) = -P_{выт} l / J_{np}.$$

Параметры  $s$  и  $\varphi_{ст}$  определяются заданным законом движения механизма. Например, для косинусоидального закона изменения ускорения ведомого звена

$$\varphi_{ст} = 0,5 \varphi_0 (1 - \cos \pi t / t_0).$$

Дальнейшие расчеты выполняют аналогично предыдущим.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Артоболевский И. И., Левитский Н. И., Черкудинов С. Н. Синтез плоских механизмов. М.: Физматгиз, 1959. 1084 с.
2. Белов А. Ф., Розанов Б. В., Линц В. П. Объемная штамповка на гидравлических прессах. М.: Машиностроение, 1966. 240 с.
3. Бернштейн М. Л., Займовский В. А. Механические свойства металлов: Учебник для вузов. М.: Металлургия, 1979. 496 с.
4. Бяльский В. Б. Кинематика кривошипно-коленных прессов для объемной штамповки // Кузнечно-штамповочное производство. 1973. № 6. С. 30 - 36.
5. Власов В. И., Берзыкин А. Я., Букин-Батырев И. К. и др. Кривошипные кузнечно-прессовые машины / Под ред. В. И. Власова. М.: Машиностроение. 1982. 424 с.
6. Громов Н. П. Теория обработки металлов давлением: Учебник для вузов. 1978. 360 с.
7. Живов Л. И., Овчинников А. Г. Кузнечно-штамповочное оборудование. Прессы. Харьков: ХГУ, 1966. 456 с.
8. Залесский В. И. Оборудование кузнечно-прессовых цехов. М.: Высшая школа, 1973. 632 с.
9. Зиновьев В. А. Курс теории механизмов и машин. М.: Физматгиз, 1960. 431 с.
10. Игнатов А. А., Игнатова Т. А. Кривошипные горячештамповочные прессы. М.: Машиностроение, 1984. 312 с.
11. Ковка и штамповка: Справочник, Т. 3. Холодная объемная штамповка / Под ред. Г. А. Навроцкого. М.: Машиностроение, 1987. 384 с.
12. Кузнечно-штамповочное оборудование / Под ред. А. Н. Банкетова и Е. Н. Ланского. М.: Машиностроение, 1982. 576 с.
13. Ланской Е. Н., Банкетов А. Н. Элементы расчета деталей и узлов кривошипных прессов. М.: Машиностроение, 1966. 380 с.
14. Мещерин В. Т., Соловцев С. С., Тимонин А. И. Влияние высоких скоростей резки на качество заготовок, отрезаемых от сортового проката // Кузнечно-штамповочное производство. 1972. № 8. С. 22 - 25.
15. Миропольский Ю. А. Кинематический расчет кулачковых механизмов с геометрическим замыканием // Кузнечно-штамповочное производство. 1996. № 2. С. 17 - 20.
16. Миропольский Ю. А. Исследование прессов-автоматов для объемной штамповки. М.: Машиностроение, 1968. 157 с.
17. Миропольский Ю. А., Максуров И. З. Современные тенденции развития технологии холодной объемной штамповки // Технология обработки давлением. Серия С-6-2. М.: НИИМАШ, 1979. 80 с.
18. Миропольский Ю. А., Поздняков С. Н. Расчет амплитуд колебаний горизонтальных многопозиционных холоднштамповочных автоматов // Кузнечно-штамповочное производство. 1993. № 5. С. 12 - 16.
19. Миропольский Ю. А., Фазлулин Э. М. Основы расчета жесткости кулачково-рычажных механизмов автоматов холодной объемной штамповки // Кузнечно-штамповочное производство. 1984. № 12. С. 26 - 28.
20. Навроцкий Г. А. Кузнечно-штамповочные автоматы. М.: Машиностроение, 1965. 424 с.
21. Навроцкий Г. А., Миропольский Ю. А., Фраер И. Г. Анализ и классификация систем переноса заготовок многопозиционных автоматов для холодной объемной штамповки стержневых изделий // Кузнечно-штамповочное производство. 1982. № 4. С. 30 - 33.
22. Пановко Я. Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. Л.: Машиностроение, 1976. 320 с.
23. Решетов Л. Н. Конструирование рациональных механизмов. М.: Машиностроение, 1972. 256 с.
24. Семенов М. В. Кинематические и динамические расчеты исполнительных механизмов. Л.: Машиностроение, 1974. 432 с.
25. Смирнов В. С. Теория обработки металлов давлением: Учебник для вузов. М.: Металлургия, 1973. 496 с.
26. Соловцев С. С. Отрезка от сортового проката точных заготовок для объемной штамповки // Кузнечно-штамповочное производство. 1972. № 8. С. 18 - 22.

27. **Справочник** по динамике сооружений / Под ред. Б. Г. Коренева, И. М. Рабиновича. М.: Стройиздат, 1972. 511 с.

28. **Сторожев М. В.** Основы расчета кривошипных прессов // Вестник металлопромышленности. 1935. № 10, 11.

29. **Сторожев М. В., Попов Е. А.** Теория обработки металлов давлением. М.: Машиностроение, 1971. 424 с.

30. **Сумский С. Н.** Расчет кинематических и динамических характеристик плоских рычажных механизмов. М.: Машиностроение, 1980. 309 с.

31. **Теория** пластических деформаций металлов / Е. П. Уиксов, У. Дженсон, В. Л. Колмогоров и др. / Под ред. Е. П. Уиксова, А. Г. Овчинникова. М.: Машиностроение. 360 с.

32. **Щепетильников В. А.** Уравновешивание механизмов. М.: Машиностроение, 1982. 256 с.

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАНИЕ

**Миропольский Юрий Агафодорович**

## **ХОЛОДНАЯ ОБЪЕМНАЯ ШТАМПОВКА НА АВТОМАТАХ**

Редакторы: И. С. Форстен, Т. С. Грачева

Художественный редактор Т. Н. Галицына

Корректор Е. Д. Макаренко

Инженеры по компьютерному макетированию М. Н. Рыжкова,  
Т. А. Сынова

Лицензия ПР № 080003 от 12.09.96

Сдано в набор 09.02.2001. Подписано в печать 27.03.2001.

Формат 60×88/16. Бумага офсетная. Гарнитура Times New Roman.

Печать офсетная. Усл. печ. л. 27,9. Уч.-изд. л. 29,0

Тираж 1000 экз. Заказ 221

Ордена Трудового Красного Знамени издательство "Машиностроение",  
107076, Москва, Стромьинский пер., 4

Оригинал-макет подготовлен  
в Издательско-полиграфическом центре

Тамбовского государственного технического университета  
г. Тамбов, ул. Советская, 106, к. 14

Отпечатано в АОТ "Политех-4".

129110, Москва, ул. Б. Переславская, 46