

Министерство высшего и среднего специального
образования СССР

Челябинский политехнический институт
имени Ленинского комсомола

На правах рукописи

Ялюв Борис Давыдович

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОПРОСОВ ТОЧНОСТИ И РАЗРАБОТКА
МЕРОПРИЯТИЙ ПО ПОВЫШЕНИЮ РАБОТОСПОСОБНОСТИ РЫЧАЖНЫХ
МЕХАНИЗМОВ ПРИЖИМА ПРЕССОВ ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ

Специальность 05.02.02 - "Машиноведение и детали машин"

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск
1974

Работа выполнена на кафедре "Машины и технология обработки металлов давлением" Челябинского политехнического института имени Ленинского комсомола.

Научный руководитель -
доцент, кандидат технических наук Н.П.Катков.

Официальные оппоненты:

профессор, доктор технических наук Г.Г.Васин;
доцент, кандидат технических наук О.С.Кошелев.

Ведущее предприятие - Воронежский завод тяжелых
механических прессов.

Автореферат разослан " " 1974г.

Защита диссертации состоится "18" декабря 1974г.,
в 15 часов, в аудитории 244 (конференцзал) на за-
седании Совета по присуждению ученых степеней ма-
шиностроительных факультетов Челябинского политех-
нического института им. Ленинского комсомола.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке
института.

Просим Вас и сотрудников Вашего учреждения, интересующихся темой диссертации, принять участие в заседании Ученого Совета или прислать свои отзывы в двух экземплярах, заверенных печатью, по адресу:
46044, г.Челябинск, проспект им.В.И.Ленина, 76.

Ученый секретарь Совета
кандидат технических наук, доцент



Общая характеристика работы

Актуальность темы. Ускоренные темпы развития машиностроения требуют создания современных орудий труда, повышения их надежности и работоспособности. Во многих отраслях производства для получения из листа полых деталей сложной конфигурации широко используются механические прессы двойного действия. Как показывает опыт эксплуатации, это уникальное высокопроизводительное оборудование простаивает из-за частых ремонтов, вызванных износом деталей рычажных механизмов прижима.

Выявлено, что основной причиной повышенного износа является низкая точность изготовления механизмов. Однако, до настоящего времени вопросы влияния технологических ошибок на условия работы механизма мало изучены. Недостаточно разработаны методы расчета ошибок и методы синтеза механизмов с учетом их точности.

Исследование технологических ошибок и разработка вопросов, направленных на повышение работоспособности механизмов прижима, является актуальной задачей современного машиностроения.

Цель работы. Теоретическое и экспериментальное исследование явлений, вызываемых погрешностями изготовления рычажных механизмов прижима; разработка на основе полученных данных оптимальной конструкции, методики расчета параметров кинематической схемы и практических рекомендаций по изготовлению механизмов.

Общая методика выполнения исследований. Исследовались шести-, восьми-, десятизвенные рычажные механизмы с выстоем, состоящие из последовательно соединенных четырехшарнирных и кривошипно-ползунных контуров, и конструктивно выполненные в виде параллельных кинематических цепей.

Теоретический анализ ошибки положения ведомого звена механизмов на участке холостого хода выполнен на основе дифференциального метода линейной теории точности и нормального закона распределения первичных ошибок. Математическая модель точности механизма на участке выстоя построена на основе приближенной нелинейной формулы.

Силовой и энергетический режим работы механизма на хо-

холостом ходу описывается, исходя из упругой деформации системы, вызванной разницей длин параллельных кинематических цепей, условий статического равновесия и уравнения баланса элементарных работ.

Расчеты производились с использованием ЭВМ "Минск-22".

В основу методики проектирования механизма прижима вают аналитический метод синтеза по двум положениям. По данной технической характеристике (ход ползуна, угол выстоя, габарит) и оптимальным условиям точности, полученным при теоретическом анализе, определяются параметры кинематической схемы. При экспериментальных исследованиях, проводимых на лабораторных и производственных механизмах использовался метод тензометрирования.

Научная новизна. Получены зависимости для расчета ошибок положения шести-, восьми-, десятизвенных рычажных механизмов с выстоем.

Изучены явления, вызываемые разницей длин параллельных кинематических цепей механизма - дополнительные усилия и вращательный момент холостого хода.

Полученные решения позволили провести анализ и вывести условия, обеспечивающие минимум ошибки положения и дополнительных сил.

Практическая ценность. Разработана методика проектирования механизмов прижима по наименьшей ошибке положения.

Разработана конструкция механизма с податливыми элементами, снижающими дополнительные силы в период холостого хода.

Даны рекомендации по расчету допусков на размеры звеньев кинематической цепи механизма и зазоров в кинематических парах.

Реализация работы. Рекомендации работы по выбору оптимальных схем, расчету их параметров; по расчету допусков на размеры звеньев и зазоров в кинематических парах используются ГИБ Воронежского завода ТМП.

Конструкция механизма с упругими элементами, разработанная в процессе выполнения работы внедрена на Челябинском тракторном заводе. Условно годовая экономическая эффективность от внедрения - 1000 руб. на один пресс.

Апробация работы. По основным положениям работы сдела-

но 8 докладов на научно-технических конференциях и семинарах, на заседаниях кафедр и научно-технических советов.

Публикация. По теме диссертации опубликовано 7 статей, из них одно авторское свидетельство. Три статьи приняты к печати.

Объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, 5 глав, выводов с рекомендациями и содержит 115 страниц текста, 72 рисунка, 72 наименования работ и 2 листа приложений.

С о с т о я н и е в о п р о с а . З а д а ч и и с с л е д о в а н и я

Анализ конструктивных особенностей и опыта эксплуатации прессов двойного действия позволил предположить, что причиной повышенного износа деталей механизма прижима являются погрешности изготовления его звеньев.

Как показали экспериментальные исследования технологические ошибки размеров звеньев приводят к разнице длин параллельных кинематических цепей, составляющих механизм прижима. Разница длин достигает на участке холостого хода значительной величины до 2 - 6 миллиметров.

Это приводит к перекосу ползуна и дополнительным нагрузкам в кинематических парах, соизмеримых с технологическими, а в некоторых звеньях значительно превышающих их. Это приводит к повышенному износу и дополнительным затратам энергии на холостой ход, составляющих 15-25% от затрат на цикл.

Существующие методики проектирования этих механизмов (работы Дегтярева В.И., Гальперина В.И., Корнилова В.В., Черкудинова С.А., Наткова Н.П.), разработанные на основе методов синтеза общей теории механизмов и машин, развитых в трудах Артоболевского И.И., Левитского Н.И., Черкудина С.Л., Зиновьева В.А. и др. не позволяют учитывать влияние технологических ошибок при определении параметров схемы.

Решение задач синтеза с учетом точности механизма осложняется тем, что для рассматриваемой группы механизмов отсутствуют аналитические зависимости для расчета ошибок положения ведомого звена.

Анализ методов теории точности, развитой трудами акад.

Бруевича Н.Г., проф. Бородачева Н.А., Кобринского Н.Е., Сергеева В.И. и др., позволил выбрать метод получения зависимостей передаточных отношений начальных ошибок - дифференциальный.

Из вышесказанного сформулированы задачи данной работы:

1. Исследование зависимостей ошибок положения ведомого звена механизмов прижима с помощью математических моделей точности, составленных для различных кинематических схем современных прессов.

2. Исследование влияния погрешностей изготовления на силовой режим и энергетику механизмов прижима.

3. Разработка методики проектирования механизма прижима с учетом его точности.

4. Разработка точностных требований к механизмам прижима.

5. Разработка оптимальных конструкций механизмов.

6. Экспериментальная проверка полученных решений.

Исследование ошибок положения рычажных механизмов прижима

Для исследования ошибок положения и анализа факторов, влияющих на их величину, построена математическая модель точности - совокупность соотношений, характеризующих функцию положения механизма, ошибку положения, первичные ошибки.

Функция положения ведомого звена механизма, кинематическая цепь которого состоит из последовательно замкнутых контуров, определяется из уравнений, записанных для каждого из контуров.

Если принять для каждого контура систему координат, связанную с неподвижной стороной, и единое правило отсчета углов от межцентровой линии, то шарнирно-рычажный механизм прижима (рис. 1) описывается системой уравнений

$$\left\{ \begin{array}{l} r_{bi} \cos \alpha_{bi} + l_{bi+1} \cos \beta_{bi+1} - l_{bi+2} \cos \beta_{bi+2} - c_i = 0 \\ r_{bi} \sin \alpha_{bi} + l_{bi+1} \sin \beta_{bi+1} - l_{bi+2} \sin \beta_{bi+2} = 0 \\ r_{en} \cos \alpha_{en} + l_{en+1} \cos \beta_{en+1} = x \end{array} \right. \quad (1)$$

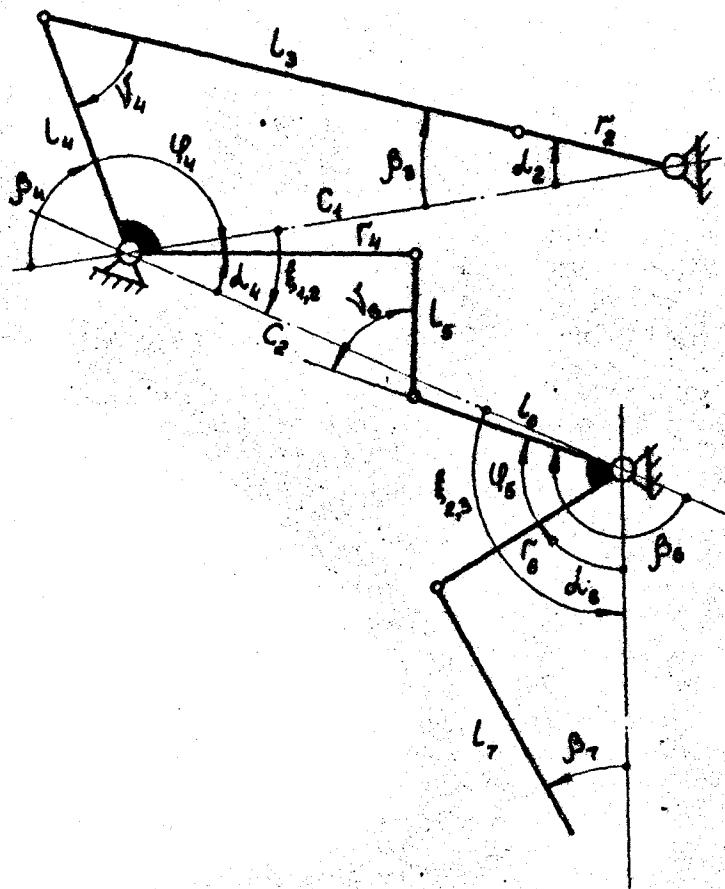


Рис. 1. Кинематическая схема восьмиавенного
шарирно-рычажного механизма прижима.

$$[r_{en} \cdot \sin d_{en} - l_{en+1} \cdot \sin \beta_{en+1} = e_{en}],$$

где i - порядковый номер четырехзвенника, начиная с ведущего ($i = 1$);
 n - число последовательно соединенных четырехзвенников.

Решением системы уравнений (1) с учетом условий связи четырехзвенников

$$\begin{aligned} d_{en+1} &= x + \ell_{i,i+1} - \beta_{ei+2} - \varphi_{ei+2}, \\ d_{en} &= \beta_{en} + \ell_{n-i,n} - \varphi_{en} - x, \end{aligned} \quad (2)$$

получены зависимости, определяющие функцию положения x , третье уравнение системы (1), в явном виде

$$\beta = \arccos \left[\frac{AB}{B^2+C^2} \pm \sqrt{\left(\frac{AB}{B^2+C^2} \right)^2 - \frac{A^2-C^2}{B^2+C^2}} \right],$$

где $A_{ei+1} = 1 + \left(\frac{r_{ei}}{c_i} \right)^2 + \left(\frac{\ell_{ei+1}}{c_i} \right)^2 - \left(\frac{\ell_{ei+2}}{c_i} \right)^2 - 2 \frac{r_{ei}}{c_i} \cdot \cos d_{ei};$
 $B_{ei+1} = 2 \frac{\ell_{ei+1}}{c_i} \left(1 - \frac{r_{ei}}{c_i} \cdot \cos d_{ei} \right);$

$$C_{ei+1} = -2 \frac{r_{ei}}{c_i} \cdot \frac{\ell_{ei+1}}{c_i} \cdot \sin d_{ei};$$

$$A_{ei+2} = 1 + \left(\frac{r_{ei}}{c_i} \right)^2 - \left(\frac{\ell_{ei+1}}{c_i} \right)^2 + \left(\frac{\ell_{ei+2}}{c_i} \right)^2 - 2 \frac{r_{ei}}{c_i} \cdot \cos d_{ei}; \quad (3)$$

$$B_{ei+2} = -2 \frac{\ell_{ei+2}}{c_i} \left(1 - \frac{r_{ei}}{c_i} \cdot \cos d_{ei} \right);$$

$$C_{ei+2} = 2 \frac{r_{ei}}{c_i} \cdot \frac{\ell_{ei+2}}{c_i} \cdot \sin d_{ei},$$

знак „+”, когда $0 < d_{ei} < \pi$, „-”, $\pi < d_{ei} < 2\pi$.

$$\beta_{en+1} = \arcsin \left[\frac{e_{en}}{\ell_{en+1}} \cdot \sin d_{en} - \frac{e_{en}}{\ell_{en+1}} \right]. \quad (4)$$

Ошибка положения ведомого звена механизма, вызываемая погрешностями размеров звеньев кинематической цепи, в соответствии с линейной теорией точности определяется

$$\Delta x = \sum j_s \cdot \Delta q_s, \quad (5)$$

где j_s - передаточные отношения начальных ошибок;
 $\Delta \theta_{\text{б}}$ - начальные ошибки.

Используя аналитический метод, основанный на дифференцировании в частных производных по параметрам уравнений замкнутых контуров четырехзвенников и условий их связи, определили частные передаточные отношения начальных ошибок (коэффициент приведения их к ведомому звену четырехзвенника):

$$\begin{aligned}
 j'_{r_{\text{б}i}} &= \frac{1}{l_{\text{б}i+2}} \cdot \frac{\cos(\alpha_{\text{б}i} - \beta_{\text{б}i+4})}{\sin \gamma_{\text{б}i+2}} ; \quad j'_{e_{\text{б}i+1}} = \frac{1}{l_{\text{б}i+2}} \cdot \frac{1}{\sin \gamma_{\text{б}i+3}} ; \\
 j'_{d_{\text{б}i}} &= \frac{l_{\text{б}i}}{l_{\text{б}i+2}} \cdot \frac{\sin(\alpha_{\text{б}i} - \beta_{\text{б}i+4})}{\sin \gamma_{\text{б}i+2}} ; \quad j'_{e_{\text{б}i}} = \frac{1}{l_{\text{б}i+2}} \cdot \frac{\cos \beta_{\text{б}i+1}}{\sin \gamma_{\text{б}i+3}} ; \\
 j'_{r_{\text{б}i}} &= \frac{\cos(\alpha_{\text{б}i} + \beta_{\text{б}i+1})}{\cos \beta_{\text{б}i+1}} ; \quad j'_{e_{\text{б}i+1}} = \frac{1}{\cos \beta_{\text{б}i+1}} ; \\
 j'_{d_{\text{б}i}} &= r_{\text{б}i} \frac{\sin(\alpha_{\text{б}i} + \beta_{\text{б}i+1})}{\cos \beta_{\text{б}i+1}} ; \quad j'_{e_{\text{б}i}} = \frac{\sin \beta_{\text{б}i+1}}{\cos \beta_{\text{б}i+1}} ; \\
 j'_{r_{\text{б}i+2}} &= 1 ; \quad j'_{e_{\text{б}i+4}} = 1 .
 \end{aligned} \tag{6}$$

Для определения полного передаточного отношения разложим его на составляющие.

$$\begin{aligned}
 j_{\text{б}i} = \frac{\Delta X}{\Delta \theta_{\text{б}i}} &= \frac{\Delta X}{\Delta \theta_{\text{б}i}} \cdot \frac{\Delta \alpha_{\text{б}i}}{\Delta d_{\text{б}i+1}} \cdot \dots \cdot \frac{\Delta d_{\text{б}i(i+1)}}{\Delta \theta_{\text{б}i}} , \\
 \text{отсюда } j_{\text{б}i} &= j'_{\text{б}i} \cdot j'_{d_{\text{б}i+1}} \cdots j'_{d_{\text{б}i(i+1)}} . \tag{7}
 \end{aligned}$$

Полученная структурная формула (7) и зависимости частных передаточных отношений (6) позволяют по единой программе рассчитывать шести-, восьми-, десятизвенные механизмы, применяемые в современных прессах.

Первичные ошибки выражены аналитически зависимостями, принятymi в общесоюзной системе допусков и посадок.

$$\Delta \theta_{\text{б}i} = K \sqrt{\theta_{\text{б}i}} , \tag{8}$$

где K - коэффициент, зависящий от класса точности изготовления звена.

Комплексные ошибки (ошибки углов створа рычагов, межцентровых линий) определяются с учетом передаточных отношений ошибок, зависящих от метода разметки и контроля (по Δ - ку или от базовой линии).

$$\Delta\varphi = \sqrt{\sum (\dot{q}_s \cdot \Delta q_s)^2} . \quad (9)$$

Полученная совокупность соотношений (1-9) представляет математическую модель точности шарнирно-рычажных механизмов прижима.

Аналогичная модель построена для второй разновидности механизмов прижима - рычажно-ползунных.

На участке выстоя, когда ошибка поворота ведомого рычага механизма $\Delta\theta_{en}$ сравнима с величиной угла θ_{en} , принятая модель точности определяет ошибку с погрешностью, достигающей 100% и более.

Для получения более точных результатов воспользуемся приближенной формулой нелинейной теории точности.

$$\Delta x = \sum \left(\frac{\partial x}{\partial q_s} \right) \Delta q_s + \frac{1}{2} \sum \left(\frac{\partial^2 x}{\partial q_s^2} \right) \Delta q_s^2 . \quad (10)$$

Применяя формулу (10) к уравнению положения замыкающего четырехзвенника и исключая малые высшего порядка, получим

$$\begin{aligned} \Delta x = & \Delta e_{en} \left[\frac{r_{en}}{l_{en}} (d_{en} + \Delta d_{en}) - \frac{\Delta e_{en}}{2 l_{en+1}} \right] - \\ & - r_{en} \Delta d_{en} \left[(1 + \frac{r_{en}}{l_{en+1}}) (d_{en} + \frac{\Delta d_{en}}{2}) \right] . \end{aligned} \quad (11)$$

Разработанные математические модели точности рычажных механизмов прижима позволяют выявить различные факторы, влияющие на ошибку и количественно оценить степень их влияния.

Расчет механизмов различных фирм ("Франкфурт", "Шнирц", "Буллер", ВЗТМ и др.), выполненный с помощью ЭЦВМ "Минск-22" показал, что ошибка положения достигает наибольшей величины на участке холостого хода. На участке выстоя она - минимальна и на несколько порядков меньше упругой деформации, создающей усилие прижима. Следовательно, на участке рабочего хода (выстоя) ошибка не оказывает существенного влияния на работоспособность пресса.

Из сравнения ошибок положения механизмов различных фирм (при одинаковой точности изготовления) следует, что наибольшее влияние на величину ошибки оказывает структура

и параметры схемы, от которых зависит величина передаточных отношений.

Анализ зависимостей передаточных отношений выявил, что параметрами и кинематическими величинами, оказывающими наибольшее влияние на ошибку положения являются отношение плеч двухлечих рычагов (r/l), углы передачи (Υ) и углы створа рычагов (Ψ).

По результатам расчетов ошибки положения для шарнирно-рычажных (кривая 1) и рычажно-ползуенных (кривая 2) механизмов, обеспечивающих заданные показатели технической характеристики, построены графики зависимости ошибки от названных параметров (рис.2,3).

По характеру изменения кривых определены рациональные значения параметров: $r/l = 1,0 \div 1,2$; $\Upsilon = 40 \div 60^\circ$; $\Psi = 30 \div 80^\circ$, при разметке по Δ -ку (кривая 3); и $\Psi = 0 \div 30^\circ$ и $\Psi = 150 \div 180^\circ$ при разметке от базовой линии (кривая 4).

Влияние погрешностей изгото- ления на силовой режим и энергетику

Погрешности изготовления звеньев приводят к разнице длин кинематических цепей, что вызывает упругие деформации звеньев, т.к. "цепи" жестко между собой связаны. Если принять (на первой стадии исследования), что в кинематических парах отсутствуют зазоры, то разница длин цепей вызовет равную ею упругую деформацию системы. Упругие деформации звеньев такие же малые линейные и угловые перемещения, как ошибки соответствующих размеров. Поэтому для приведения их к ведомому звену механизма можно воспользоваться формулой линейной теории точности.

$$(\Delta l)_i = \sum j_i \cdot \Delta l_i, \quad (12)$$

где Δl_i - упругая деформация звена;
 j_i - передаточные отношения.

Выразив упругие деформации звеньев через действующие на них силы

$$\Delta l_i = R_i \cdot \frac{v_i}{E F_i} \quad \text{и} \quad \Delta \Psi_i = P_{i+1} \cdot \frac{(r_i)^2}{3 E J_i} + \frac{(l_i)^2}{3 E J_i} \cdot P_{i-1}, \quad (13)$$

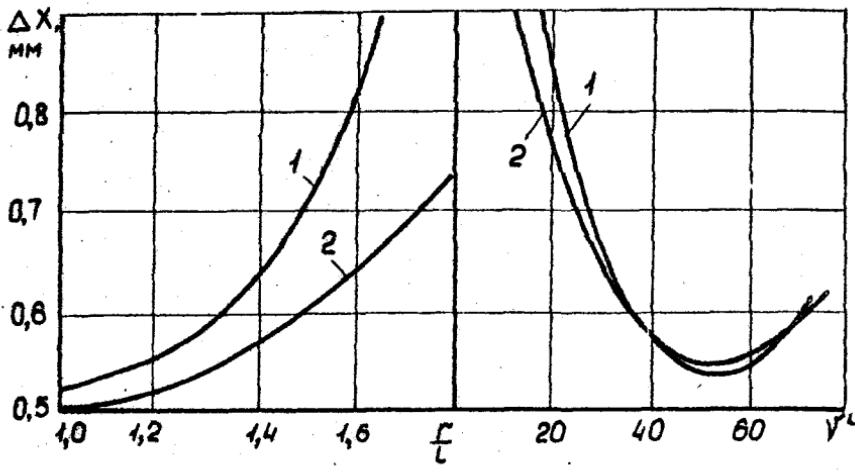


Рис.2. Графики зависимости ошибок положения механизмов прижима от соотношения r/l и углов передач γ

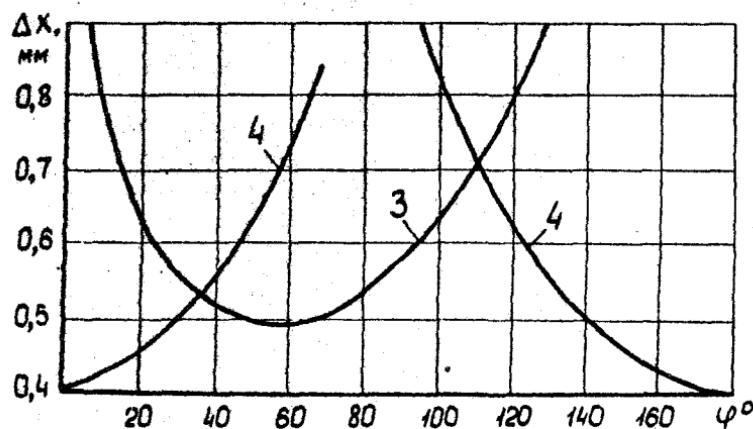


Рис.3. Графики зависимости ошибок положения механизмов прижима от углов створа ручагов ϕ и методов их разметки

и используя условия статического равновесия, из уравнения (12) определим дополнительные силы, вызванные разницей длин кинематических цепей.

$$P_7 = \frac{(dl)_k \cdot j_{e_7}}{\sum (j_{e_1}^2 \cdot \frac{c_1}{F_{e_1}} + j_{e_2}^2 \cdot \frac{c_2 + l_{e_1}}{3EJ_{e_1}})} ; \quad (14)$$

$$P_3 = P_7 \cdot \frac{j_{e_3}}{j_{e_7}}, \quad P_3 = P_7 \cdot \frac{j_{e_3}}{j_{e_7}} .$$

Дополнительные силы приводят к тому, что в период холостого хода "длинные" цепи, сжимаясь, укорачиваются, а "короткие" - растягиваются, удлиняются.

Наличие зазоров в кинематических парах позволяет звеньям смещаться относительно друг друга в направлении действующих сил. Тем самым зазоры частично компенсируют ошибку положения и уменьшают упругую деформацию звеньев. Принято допущение, что зазоры в кинематических парах выбираются в направлении действия дополнительных сил. Для такой расчетной модели записана уравнения замкнутых контуров и найдены передаточные отношения зазоров.

$$j_{z_{0,AB}} = j_{e_3}, \quad j_{z_{C,D}} = j_{e_6}, \quad j_{z_{E,F}} = j_{e_7},$$

$$j_{z_{0,3}} = j_{e_4} \cdot \cos(\gamma_4 + \beta_{0,4}), \quad j_{z_{0,3}} = j_{e_6} \cdot \cos(\gamma_6 + \beta_{0,6}),$$

где

$$\beta_{0,4} = \arcsin \frac{P_7 \cdot \sin(\beta_3 - \beta_4 + \delta_{4,3})}{(P_7^2 + P_3^2 - 2P_7P_3 \cdot \cos(\beta_3 - \beta_4 + \delta_{4,3}))^{0.5}}; \quad (15)$$

$$\beta_{0,6} = \arcsin \frac{P_7 \cdot \sin(\beta_7 - \beta_6 + \delta_{6,7})}{(P_7^2 + P_3^2 - 2P_7P_3 \cdot \cos(\beta_7 - \beta_6 + \delta_{6,7}))^{0.5}}.$$

Величина компенсации ошибки положения зазорами в кинематических парах определится

$$[\Delta X]_z = \sum j_{e_i} \cdot z_i. \quad (16)$$

Полученные зависимости для расчета дополнительных усилий (14) по предельно-вероятной ошибке положения с учетом ее компенсации зазорами (16), как показал эксперимент, вполне удовлетворительно отражают силовой режим работы механизма в период холостого хода.

Дополнительные усилия в звеньях действуют на протяжении большей части цикла (2/3 оборота рабочего вала). Это определяет значительные затраты энергии на перемещение ползуна.

Вращающий момент для преодоления трения в кинематических парах от дополнительных сил определен из уравнения баланса элементарных работ для каждой кинематической цепи.

Для восьмизвездного шарнирно-рычажного механизма

$$\begin{aligned}
 M_{\text{вр}} = & \mu \frac{r_a}{l_4} \cdot \frac{\sin(\alpha_a - \beta_a)}{\sin \gamma_4} \left\{ \frac{r_u}{l_6} \cdot \frac{\sin(\alpha_u - \beta_u)}{\sin \gamma_6} \cdot P_7 \left[\frac{r_u}{\mu} + \frac{P_u}{P_7} \right] \cdot \right. \\
 & \cdot \frac{r_g \cdot \sin(\alpha_g + \beta_g)}{\cos \beta_g} + \frac{r_g}{l_7} \cdot \frac{\cos \alpha_g}{\cos \beta_g} (r_g + r_f) + r_g + \frac{P_{g3}}{P_7} r_{g3} + \\
 & + \frac{P_g}{P_7} r_{g3} \left. \right] + P_5 \left[\frac{r_u}{l_5} \cdot \frac{\sin(\alpha_u - \beta_u)}{\sin \gamma_5} (r_c + r_d) + r_c + \frac{P_{g2}}{P_5} r_{g2} + \right. \\
 & \left. + \frac{P_5}{P_g} r_{g2} \right] \} \mu P_3 \left[\frac{r_a}{l_3} \cdot \frac{\sin(\alpha_a - \beta_a)}{\sin \gamma_4} (r_A + r_B) + r_A + r_B \right]. \quad (17)
 \end{aligned}$$

Аналогичная зависимость получена для рычажно-ползунных механизмов.

Анализ выражений дополнительных сил и вращающего момента показал, что факторами, определяющими их величину, являются параметры кинематической схемы, зазоры в кинематических парах, жесткость механизма.

Для установления рациональных параметров схемы, обеспечивающих минимум усилий в звеньях, рассчитаны механизмы, спроектированные по заданной технической характеристике с измененными величинами r/l , γ , от которых зависят передаточные отношения.

Графики зависимости усилий от параметров кинематической схемы приведены на рис.4,5.

По графикам определяются рациональные значения параметров, обеспечивающих равномерное распределение сил в звеньях. Отношение плеч рычагов $r/l = 0,9 + 1,1$, углы передач четырехзвенников $\gamma = 40 + 60^\circ$. Следует отметить, что эти значения близко совпадают с величиной параметров, обеспечивающих минимум ошибки положения.

Одним из путей снижения дополнительных усилий является уменьшение жесткости звеньев. Расчеты показывают, что по условиям создания потребного характера усилия прижима, с учетом прочности звеньев, требуется жесткость механизма в 1,2 - 1,3 раза меньше, чем принятая в существующих конструкциях. Это обеспечит снижение усилий на 20-30%.

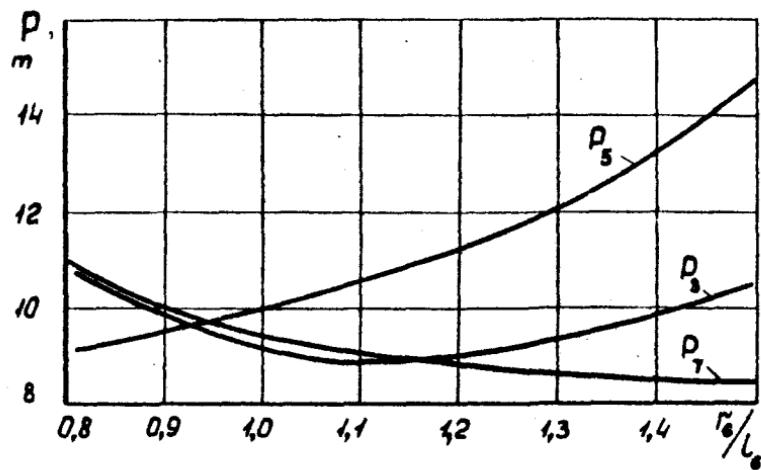


Рис.4. Графики зависимости дополнительных усилий в звеньях механизма прижима от соотношения r/l_0

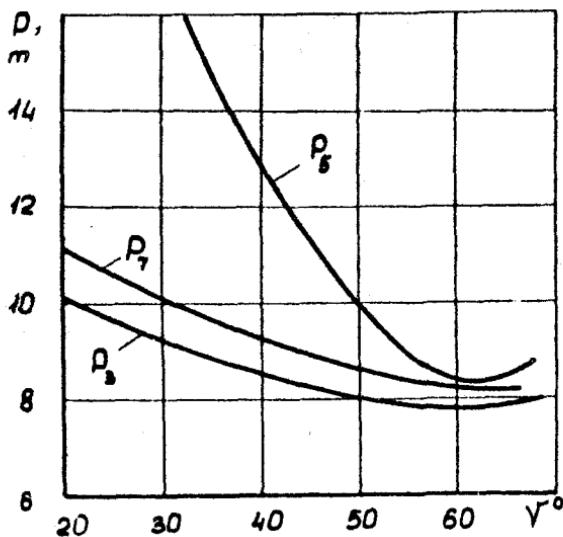


Рис.5. Графики зависимости дополнительных усилий в звеньях механизма прижима от углов передач Υ

Разработка мероприятий по уменьшению вредного влияния погрешностей

Теоретический анализ явлений, вызываемых погрешностями изготовления механизмов прижима позволил наметить пути уменьшения их вредного влияния.

1. Кинематический синтез с учетом требования минимума ошибки положения.

2. Расчет рациональных допусков на размеры звеньев кинематической цепи.

3. Расчет рациональных зазоров в кинематических парах.

4. Конструирование механизма с рациональной жесткостью в направлении действия дополнительных сил.

Кинематический синтез с учетом требования минимума ошибки положения шарнирно-рычажных механизмов прижима построен на принципе последовательного расчета параметров четырехзвенных контуров, начиная с замыкающего.

При синтезе замыкающего четырехзвенника удовлетворяются только условия технической характеристики (ход наружного ползуна, габарит механизма) и величина угла размаха (α_6) ведомого рычага r_6 . По известным зависимостям определяются

$$\lambda_n = 2 \left(\frac{s_n + \cos \alpha_6 - 1}{h_n} \right) + \left(\frac{s_n + \cos \alpha_6 - 1}{h_n} \right)^2 + \frac{s_n}{h_n (1 - \cos 2 \alpha_6)} ;$$

$$r_6 = h_n \cdot \frac{\lambda_n}{1 + \lambda_n} , \quad l_7 = \frac{r_6}{\lambda_n} . \quad (18)$$

При проектировании промежуточного четырехшарнирного контура задается:

1. Углом размаха ведомого коромысла

$$\beta_6 = \alpha_6 + \frac{\gamma_6}{2} , \quad \text{где} \quad \gamma_6 = 1 + 2^\circ ;$$

2. Оптимальной величиной рычага l_6 (из условий минимума ошибки положения и дополнительных сил)

$$l_6 = (0.9 + 1.0) r_6 ;$$

3. Рациональными значениями углов передач $\gamma_{6min} = 40+60^\circ$

(по условию минимума ошибки), $\gamma'_6 = 70 - 90^\circ$ (по условию максимума к.п.д.).

Остальные параметры контура определяются однозначно по принятым значениям их уравнений для двух положений

$$\frac{\ell_6}{c} = \frac{(\frac{\ell_4}{c})^2 - (1 - \frac{\sin \beta_6}{\sin \gamma'_6})^2}{2(1 + \frac{\ell_4}{c} \cos \gamma'_{6min} - \frac{\sin \beta_6}{\sin \gamma'_6})}, \quad \frac{r_6}{c} = \frac{\sin \beta'_6}{\sin \gamma'_6} - \frac{\ell_6}{c}. \quad (19)$$

Угол размаха ведущего коромысла находится по найденным значениям параметров схемы

$$\alpha_6 = \beta'_6 - \gamma'_6 + \arccos \frac{(\frac{\ell_6}{c})^2 + (1 - \frac{\ell_6}{c})^2 - (\frac{\ell_4}{c})^2}{2 \frac{\ell_6}{c} (1 - \frac{\ell_6}{c})}. \quad (20)$$

Параметры ведущего четырехзвенника определяются по аналогичным промежуточному условиям:

1. Угол размаха ведомого кромысла

$$\beta_6 = \alpha_6 + \frac{\gamma_6}{2}, \quad \text{где } \gamma_6/2 = 3 - 6^\circ,$$

2. Оптимальная величина $\ell_6 = (0,85 - 1,0)r_6$

3. Рациональные углы передач - на участке холостого хода $\gamma'_6 = 40 - 60^\circ$, на участке выстоя $\gamma'_6 = 70 - 90^\circ$.

Из уравнений замкнутости для двух предельных положений механизма определяются

$$\frac{r_6}{c} = \frac{1}{2} \left[\sqrt{1 + \left(\frac{\ell_6}{c} \right)^2 + 2 \frac{\ell_6}{c} \cos \beta'_6} - \sqrt{1 + \left(\frac{\ell_6}{c} \right)^2 + 2 \frac{\ell_6}{c} \cos \beta''_6} \right];$$

$$\frac{\ell_6}{c} = \frac{1}{2} \left[\sqrt{1 + \left(\frac{\ell_6}{c} \right)^2 + 2 \frac{\ell_6}{c} \cos \beta''_6} + \sqrt{1 + \left(\frac{\ell_6}{c} \right)^2 + 2 \frac{\ell_6}{c} \cos \beta'_6} \right], \quad (21)$$

где $\beta''_6 = \arccos \frac{\ell_6}{c} \sin \gamma'_6 + \gamma''_6$, $\beta'_6 = \beta_6 + \beta_4$.

После определения параметров четырехзвенных контуров, задаваясь углом выстоя (α_{6min}), уточняем углы малого размаха (γ_6 и γ'_6) и углы размаха коромысел (α_6 и β_6). Затем производится уточненный расчет размера рычага r_6 .

Определяем углы межцентровых линий

$$\begin{aligned} \ell_{42} &= \gamma_6 + \beta'_6 - \alpha'_6 - \frac{\gamma_6}{2} - \xi_6; \\ \xi_{23} &= \xi_6 + \gamma'_6 - \beta'_6 - \frac{\gamma_6}{2}. \end{aligned} \quad (22)$$

Углы створа рычагов Φ_6 и Φ'_6 задаются из условий минимума ошибки положения и дополнительных сил.

Аналогично составлена методика проектирования рычажно-ползунных механизмов.

Расчеты показывают, что применение предлагаемых методик позволяет для ряда схем уменьшить ошибку положения в 2-3 раза.

Расчет рациональных допусков на размеры звеньев

В настоящее время на прессостроительных заводах принят метод назначения допусков равными по классу точности на все звенья.

Как показали исследования не все начальные ошибки оказывают одинаковое влияние на ошибку положения. Это ставит под сомнение целесообразность принятого метода назначения допусков.

Существуют методики расчета допусков, основанные на учете влияния их на ошибку положения механизма: метод равного влияния и метод наименьшей стоимости.

По первому методу допуски рассчитываются по формуле

$$\delta_i = \pm \frac{[\Delta x]}{\sqrt{n} \cdot f_i}, \quad (23)$$

где n - число параметров кинематической схемы.

По второму-

$$\delta_i = \pm \frac{[\Delta x]}{\sqrt{\sum f_i}}, \quad (24)$$

Полученные нами зависимости передаточных отношений позволили проверить эффективность обеих методик для расчета допусков на размеры звеньев кинематической цепи механизмов проката. Оценка производилась по коэффициенту, характеризующему затраты, зависящие от точности изготовления.

$$R_m = \sum \frac{1}{f_i^2}. \quad (25)$$

Наиболее эффективной является методика наименьшей стоимости, стоимостной коэффициент в 4 раза меньше, чем по принятой в настоящее время методике равной точности всех звеньев.

По заданной величине коэффициента R_m (для установленного производства), используя метод наименьшей стои-

ности, можно определить оптимальную ошибку положения

$$[\Delta x] = \frac{\sum z_i}{\sum \frac{1}{d_i}} \quad (26)$$

Расчеты показывают, что снижение точности изготовления большинства звеньев и повышение точности изготовления тех звеньев, которые оказывают наибольшее влияние на ошибку, приводит к уменьшению ошибки положения почти в 2 раза без изменения стоимости изготовления.

Расчет рациональных зазоров

Рациональная величина зазоров в кинематических парах, обеспечивающая компенсацию ошибки положения, может быть определена из равенства

$$[\Delta x] = \Delta x_{zmin} \quad , \quad (27)$$

где $[\Delta x]$ - предельно вероятная величина ошибки;

Δx_{zmin} - величина компенсации ошибки при минимальной величине зазоров.

Подставляя в (27) зависимости, определяющие минимальную величину зазоров по общесоюзной системе допусков и посадок,

$$z_{min} = 0,0005 \alpha \sqrt{d_i} \quad , \quad (28)$$

где α - коэффициент, характеризующий тип посадки;

d_i - номинальные размеры шарниров;

решим относительно α ,

$$\alpha = \frac{2 \cdot 10^8 \{ [\Delta x] - \frac{L}{N} z_{min} \}}{\sum z_i \sqrt{d_i}} \quad . \quad (29)$$

Расчеты показывают, что для механизмов, изготовленных по 2 классу точности, коэффициент $\alpha = 5 + 8$, что соответствует посадке A_3/k_3 . В настоящее время рекомендуется посадка A/k . Увеличенные зазоры позволяют более чем в 2 раза уменьшить величину дополнительных сил.

Конструирование механизмов с упругими звеньями, деформирующимися от дополнительных сил, основано на том, что в некоторых цепях ("коротких") эти силы обратны по знаку технологическим. Предложено ряд звеньев в схеме механизма заменить составными с различной жесткостью в обеих направлениях. "Жесткая" часть воспринимает технологические нагрузки

ки, "упругая" - дополнительные - в период холостого хода.

Расчет упругого звена ведется из условия прочности от сил холостого хода

$$C_y = \frac{P_{\text{дл}}}{f_{\text{дл}}} , \quad (30)$$

где $f_{\text{дл}}$ - допустимая деформация звена.

Как показывают расчеты и эксперимент применение упругих звеньев в схеме механизма позволяет в 2-3 раза уменьшить усилия в период холостого хода и в 1,6 раза затраты энергии.

Экспериментальное исследование точности механизмов прижима

Экспериментальное исследование было направлено на решение следующих задач:

1. Выявление и количественная оценка явлений, вызываемых погрешностями изготовления механизмов прижима;
2. Проверка полученных теоретических решений;
3. Определение эффективности разработанных мероприятий по уменьшению вредного влияния погрешностей.

Исследования проводились в лабораторных условиях на прессах с шестизвенным и восьмизвенным механизмом прижима, на прессе усилием 63/40 тс, и в производственных - на прессах усилием 345/100 тс и 630/400 тс с восьмизвенным механизмом.

Методика замера ошибок положения заключается в следующем. При распущенном направляющих ползун, подвешенный на трех ведомых рычагах (для исключения влияния упругих деформаций - четвертый рычаг отсоединен), выставляется в крайнем нижнем положении параллельно плоскости стола пресса. Перемещая ползун ступенями, производим замер перекоса ползуна относительно стола индикаторными стойками. По величине перекоса определяется ошибка положения ведомого звена механизма.

Замер усилий в звеньях и вращающего момента производился стандартной тензометрической аппаратурой (проволочные тензодатчики, усилитель УТ4-1, осциллографы Н-700 и Н-105, магазины сопротивлений Р-155).

Для исключения влияния изгиба на показания датчиков, регистрирующих линейную деформацию от разницы длин кинематических цепей, они наклеивались по осям рычагов на две противоположные стороны и соединялись в мостовую схему.

Тарировка датчиков усилий производилась на приспособлении с помощью гидронагрузителя с образцовым манометром.

датчик M_{dp} тарировался непосредственно на прессе с помощью динамометра, подвешенного на тали. Талью закручивался вал тарированной величиной M_{dp} .

Экспериментальные исследования позволили определить фактические значения дополнительных усилий и врачающего момента; подтвердили теоретические решения для определения усилий и момента холостого хода; эффективность увеличения зазоров в кинематических парах и снижения жесткости механизма в направлении дополнительных сил.

Заключение

Теоретическое и экспериментальное исследование явлений, вызываемых погрешностями изготовления рычажных механизмов прижима прессов двойного действия позволило установить:

1. Несмотря на жесткие требования к точности звеньев механизмов, суммарная погрешность кинематической цепи — ошибка положения может достигать значительной величины. Для механизмов прижима, состоящих из параллельных кинематических цепей, это приводит к дополнительным усилиям, соизмеримым с технологическими, и затратам энергии на перемещение наружного ползуна, составляющим 15-25% от полной затраты энергии на привод пресса.

2. Величина ошибки положения зависит от точности изготовления звеньев, структуры механизма; от величины передаточных отношений, которые определяются параметрами механизма прижима.

3. Величина дополнительных сил, затрат энергии зависит от ошибки положения, жесткости механизма, величины передаточных отношений и зазоров в подвижных сочленениях.

4. Анализ ошибок положения и дополнительных сил шарирно-рычажных и рычажно-ползунных механизмов прижима, при варьировании отличающихся параметров кинематической схемы, позволил определить рациональные значения параметров:
 $r/l = 1,0 - 1,1$; $\gamma = 40 - 60^\circ$; $\Psi = 40 - 80^\circ$ при разметке по Δ -ку и $0 - 30^\circ$ при разметке от базовой линии.

5. Рассмотрена методика проектирования шарирно-рычажных и рычажно-ползунных механизмов прижима по рациональным

параметрам позволяет конструировать механизмы с уменьшенной в 2 - 3 раза ошибкой положения.

6. Применение методик расчета допусков на размеры звеньев кинематической схемы с учетом величины передаточных отношений позволяет в 1,5 - 2 раза уменьшить ошибку положения при неизменной стоимости или при той же ошибке уменьшить стоимость изготовления механизма.

7. Применение предложенного метода расчета рациональных зазоров в кинематических парах механизма прижима позволяет обеспечить значительную компенсацию разницы длин кинематических цепей.

8. Внедрение разработанных конструкций механизмов прижима с податливыми элементами в кинематической схеме позволит значительно снизить дополнительные усилия от погрешностей изготовления и увеличить долговечность деталей кинематических пар.

9. Рекомендации работы по выбору оптимальных схем, расчету их параметров используются ГКБ Воронежского завода ТМП. Конструкция механизма с упругими звеньями внедрена на ЧГЭЗ. Ожидаемый условно годовой эффект за счет повышения срока службы элементов кинематических пар и снижения затрат энергии на привод составит 1000 руб. на один пресс.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Напряжения в звеньях пресса двойного действия, вызванные погрешностями размеров. "Кузнецко-штамповочное производство", 1970, №8 (Соавторы Катков Н.П., Решетов В.Ф.).

2. Влияние кинематических параметров на точность прессов двойного действия. Труды ИМИ "Исследование машин и технологий обработки металлов давлением", вып.1У, 1970. (Соавтор Катков Н.П.).

3. Анализ влияния конструктивных факторов на дополнительные силы в механизме прижимного ползуна. Труды ЧПИ "Исследование машин и технологий кузнецко-прессового производства", вып.89, 1971 (Соавтор Катков Н.П.).

4. Влияние зазоров на ошибку положения шарнирно-рычажного механизма. Материалы XXIII научно-технической конференции ЧПИ, 1970 (Соавтор Катков Н.П.).

5. Об оптимальной величине зазоров в соединениях ме-

низма прижима прессов двойного действия. Труды ЧПИ "Исследование машин и технологии кузнечно-прессового производства", вып. 111, 1972. (Соавтор Катков Н.П.).

6. Привод прижимного ползуна прессов двойного действия. Авт. свид. № 394 231. Заявлено 13.Х.1971. Опубликовано 22.08.73. (Соавтор Катков Н.П.).

7. Затраты энергии холостого хода прессов двойного действия. Труды ЧПИ "Машиноведение", вып. 125, 1973. (Соавтор Катков Н.П.).

Материалы диссертации докладывались:

1. На ежегодных научно-исследовательских конференциях ЧПИ им. Ленинского комсомола, 1968-1974 г.г.

2. На областном семинаре "Повышение качества и точности изделий", г. Челябинск, 1973 г.

3. На научно-технических советах завода ТМП, г. Воронеж, 1968-1974 г.г.

4. На совместном заседании кафедр М и ОМД, АКШП ЧПИ, май 1974 г.

5. На семинаре по ТММ Челябинского филиала при Научном Совете по ТМ и РП АН СССР, октябрь 1974 г.