

УДК 621.777.01

Алиева Л.И. к.т.н, доц.
ДГМА, г. Краматорск, Украина

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА КОМБИНИРОВАННОГО ВЫДАВЛИВАНИЯ ФЛАНЦЕВ НА ПОЛЫХ ДЕТАЛЯХ

Alieva L.
Donbas State Engineering Academy, Kramatorsk, Ukraine (omd@dgma.donetsk.ua)

THE SIMULATION OF COMBINED EXTRUSION PROCESSES WITH FLANGE FORMS IN HOLLOW PARTS

Энергетическим методом верхней оценки проведено исследование силового режима процесса комбинированного (совмещенного) радиального выдавливания фланцев на трубной заготовке. Сопоставлены различные кинематические модули – кинематически возможные поля скоростей и установлено преимущество треугольных криволинейных модулей. Полученное общее решение может быть распространено для случаев простого радиального выдавливания фланцев на наружной или внутренней поверхности полой заготовки. Сравнение теоретических и экспериментальных значений давлений деформирования показало приемлемость полученных зависимостей для технологических расчетов.

Ключевые слова: радиальное выдавливание; трубная заготовка; фланцы; энергетический метод; кинематические модули; поле скоростей; давление деформирования.

Введение

Решение современных проблем развития машиностроения требует создания принципиально новых наукоемких технологий, обеспечивающих высокое качество изделий при минимальных затратах трудовых, материальных и энергетических ресурсов. В значительной степени этому будет способствовать освоение ресурсосберегающих технологий точной объемной штамповки выдавливанием [1–3].

Существующие методы производства полых цилиндрических деталей с фланцами предусматривают использование способов холодного выдавливания [1–3], в том числе такого перспективного способа, как комбинированное выдавливание [1, 2, 4], позволяющего объединить несколько операций и снизить энергосиловые затраты на деформирование заготовок. Основным ограничением в применении способов комбинированного выдавливания пустотелых деталей с фланцами является трудность прогнозирования формоизменения заготовки при деформировании с несколькими степенями свободы истечения металла.

При деформировании полых трубчатых заготовок комбинированным (совмещенным, с одновременным истечением металла в направлении от оси и к оси симметрии) радиальным выдавливанием достигается одновременное формообразование фланцев на внутренней и наружной поверхностях детали (рис. 1, *схемы 1-4*). Для анализа силового режима процессов выдавливания часто используется энергетический метод верхней оценки (баланса мощностей) [5, 6, 7]. Достоинством данного метода является возможность построения расчетных схем исходя из экспериментально наблюдаемых картин течения металла и получение результатов анализа в виде инженерных формул. Повышению эффективности исследования исследований метода способствует подход, связанный с применением для анализа комплекта заранее разработанных кинематически возможных полей скоростей (КВПС) в виде единичных областей [5] или кинематических модулей [8, 9].

Математическая модель, полученная на основе упрощенной расчётной схемы параллельного течения (рис. 1, *схема 1*), демонстрирует расхождение с экспериментальными данными (при $h/R_0 > 0,5$), достигающее 60% [10, 11]. Это объясняется несоответствием упрощенной схемы очага деформации реальной картине деформации, объему и форме пластической зоны, наблюдаемых при выдавливании относительно толстых фланцев.

Для устранения отмеченного недостатка решения необходимо рассмотреть возможности кинематических модулей (расчётных схем), которые бы точнее описывали реальную картину течения при выдавливании относительно толстых фланцев за счёт выбора более сложных полей скоростей [5, 6, 9].

Целью данного исследования было подбор и оценка возможностей кинематических модулей с формой, приближенной к экспериментально наблюдаемому полю пластического течения.

Расчётные схемы с формой кинематических модулей в центральной области, приближенных к экспериментально наблюдаемому полю деформаций (анализ картины течения выполнен по установочным

експериментам), приведені на рис. 1. В представлених расчётних схемах центральна область заготовки розбита на кінематическі модулі, відповідно, трапецеїдальної і прямокутної, трапецеїдальної, а також трикутної форми. Існуючі для аналізу процесів видавлювання кінематическі модулі приведені для наглядності в табл. 1.

В силу осевої симетрії процесу розглядалась одна половина трубчастої заготовки. При комбінованому радіальному видавлюванні існує деяка площина розділу течення матеріалу в напрямку «от» і «к» осі симетрії заготовки. Ця поверхність визначена радіусом R_k (см. рис. 1). Кожна з областей очага деформації, лежачих назовні і всередині від поверхні розділу течення, складається з двох кінематических зон: зон осадки 2 і 3 різної форми, оговореної вище, і фланцевих зон 4 і 5. Крім цього, расчётні схеми містять жорсткі зони 1 і 6. Зонами 7 і 8 являються, відповідно, зовнішня і внутрішня матриці.

К характерним допущенням енергетического методу відноситься те, що деформуєму матеріал однорідний і неупручює ($\sigma_i = \sigma_s$), швидкість руху пуансона постійна і дорівнює V_0 , а касателісні напруження на контакті постійні і пропорційні напруженню текучесці σ_s , т.е. $\tau_k = 2\mu\sigma_s / \sqrt{3}$, $0 < \mu < 0,5$;

де μ - коефіцієнт тертя між контактними поверхностями деформуємої заготовки і інструментів.

Одна з уточнєних моделей течення (см. рис. 1, *схема №4*) описується наступними залежностями для осевих і радіальних компонент векторів швидкостей відповідних зон:

$$\begin{aligned}
 2 - V_z = -bV_0, V_r = -V_0 \frac{R_k^2 - R^2}{2h_1r}; \quad 3 - V_z = -aV_0, V_r = V_0 \frac{R_0^2 - R_k^2}{2hr}; \\
 4 - V_z = 0, V_r = -V_0 \frac{R_k^2 - R^2}{2h_1r}; \quad 5 - V_z = 0, V_r = V_0 \frac{R_0^2 - R_k^2}{2hr},
 \end{aligned} \tag{1}$$

де V_0 - швидкість переміщення пуансона;

a і b - коефіцієнти оптимізації ($a = 0 \dots 1$; $b = 0 \dots 1$);

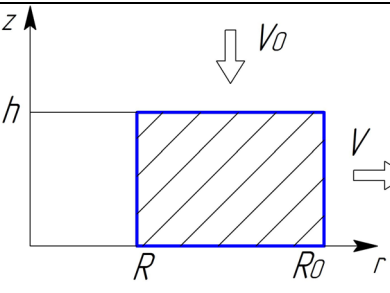
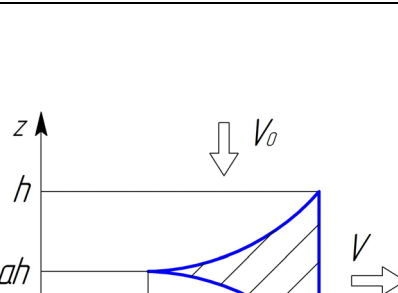
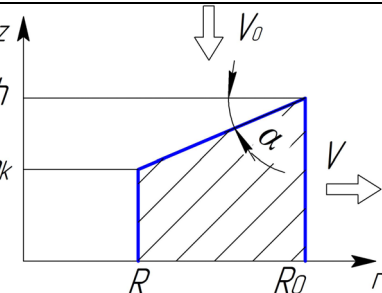
R_k - радіус поверхні розділу течення ($R_k = R \dots R_0$).

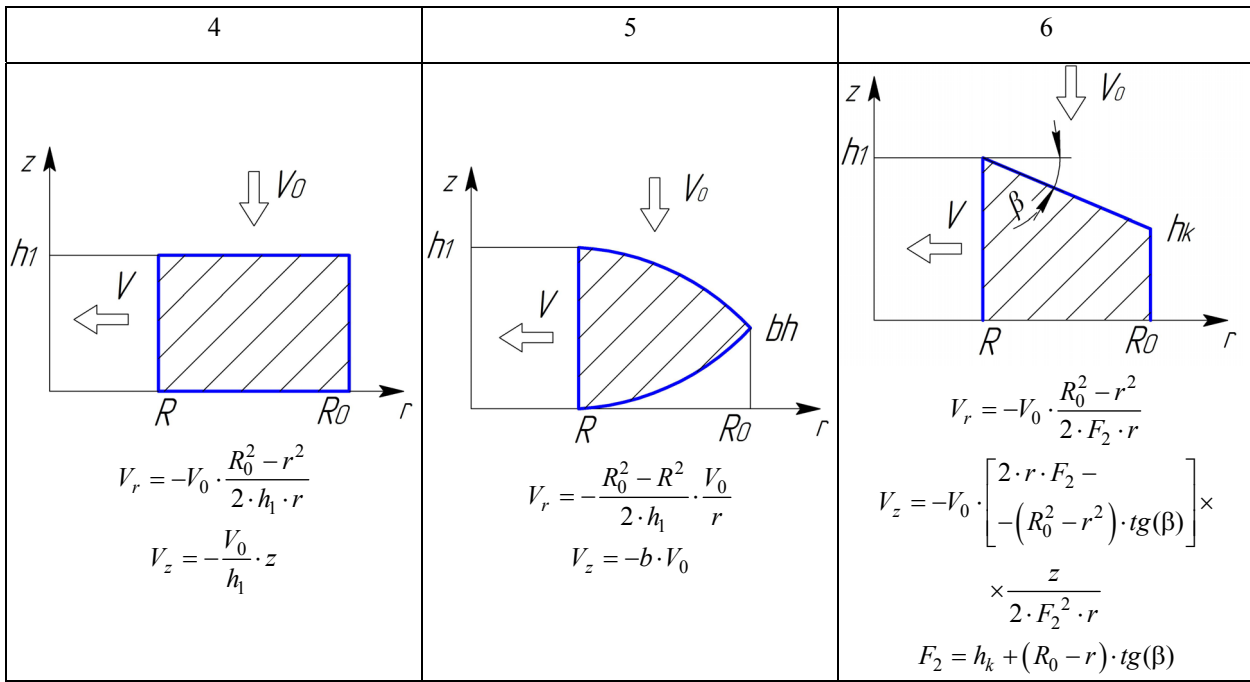
(Геометрическі параметри расчётних схем пояснені на рис.1).

Швидкості, виражені формулами (1), кінематическі можливі, так як вони задовольняють умову нескислюємості і кінематическим граничним умовам.

Таблиця 1

Схеми і кінематическі можливого поля швидкостей (КВПС) кінематических модулєв

1	2	3
 $ V_r = \frac{r^2 - R^2}{2 \cdot h \cdot r} $ $ V_z = -\frac{V_0}{h} \cdot z $	 $ V_r = \frac{R_0^2 - R^2}{2 \cdot h} \cdot \frac{V_0}{r} $ $ V_z = -a \cdot V_0 $	 $ V_r = V_0 \cdot \frac{r^2 - R^2}{2 \cdot F_1 \cdot r} $ $ V_z = -V_0 \cdot \left[\frac{2 \cdot r \cdot F_1 - (r^2 - R^2) \cdot \operatorname{tg}(\alpha)}{2 \cdot F_1^2 \cdot r} \right] \times \frac{z}{2 \cdot F_1^2 \cdot r} $ $ F_1 = h_k + (r - R) \cdot \operatorname{tg}(\alpha) $



Условие неразрывности нормальной компоненты скорости на границе, разделяющей соседние зоны, будет иметь следующий вид [6]:

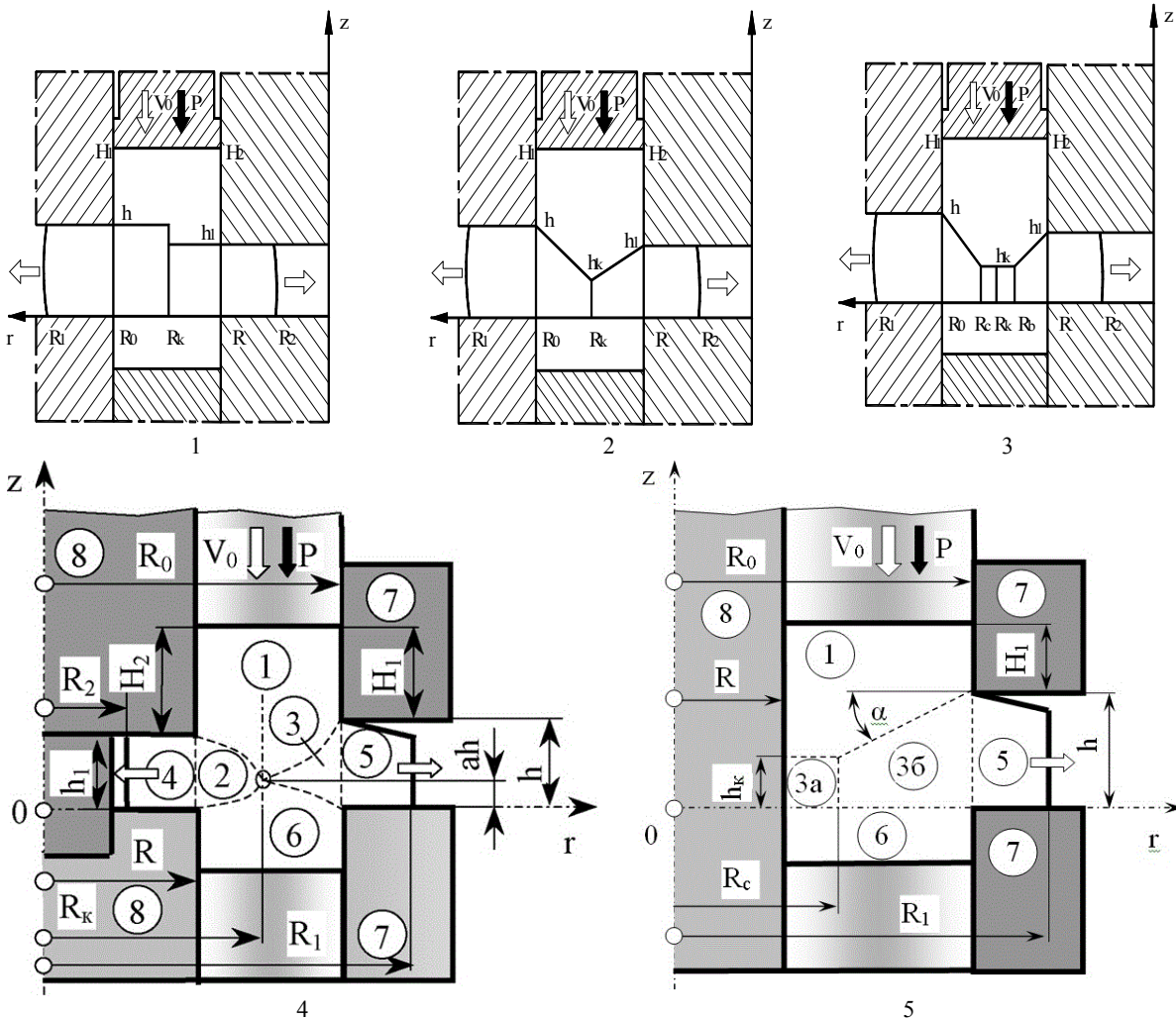


Рис. 1. Расчетные схемы процессов комбинированного (1-4) и простого (5) радиального выдавливания

$$dz[V_r] = dr[V_z], \quad (2)$$

где $[V_z]$ и $[V_r]$ - разрывы соответствующих компонент скорости на границе между зонами.

С учётом КВПС, представленного формулами (1), и условия неразрывности нормальной компоненты скорости (2) были получены уравнения параболических границ между зонами:

$$\begin{aligned} 1 \text{ и } 2 - z &= \left[1 - (1-b) \frac{r^2 - R^2}{R_k^2 - R^2} \right] h_1; & 2 \text{ и } 6 - z &= b \frac{r^2 - R^2}{R_k^2 - R^2} h_1; \\ 1 \text{ и } 3 - z &= \left[1 - (1-a) \frac{R_0^2 - r^2}{R_0^2 - R_k^2} \right] h; & 3 \text{ и } 6 - z &= a \frac{R_0^2 - r^2}{R_0^2 - R_k^2} h. \end{aligned} \quad (3)$$

Если известна наибольшая из скоростей относительных линейных деформаций $|\dot{\epsilon}_{\max}|$, то интенсивность скоростей деформаций $\dot{\epsilon}_i$ для пластических зон 2-5 можно определить по упрощённой линеаризованной зависимости [6].

В результате было установлено для зон:

$$\begin{aligned} 2 - \dot{\epsilon}_i &= 1,08 \frac{V_0}{2h_1} \frac{R_k^2 - R^2}{r^2}; & 3 - \dot{\epsilon}_i &= 1,08 \frac{V_0}{2h} \frac{R_0^2 - R_k^2}{r^2}; \\ 4 - \dot{\epsilon}_i &= 1,08 \frac{V_0}{2h_1} \frac{R_k^2 - R^2}{r^2}; & 5 - \dot{\epsilon}_i &= 1,08 \frac{V_0}{2h} \frac{R_0^2 - R_k^2}{r^2}. \end{aligned} \quad (4)$$

Уравнение энергетического баланса [5-7] для рассматриваемой расчётной схемы примет следующий вид:

$$\begin{aligned} N_a = PV_0 = p\pi(R_0^2 - R^2)V_0 = N_\delta + N_c + N_T = (N_1 + N_2 + N_3 + N_4) + \\ + (N_5 + N_6 + N_7 + N_8 + N_9 + N_{10}) + (N_{11} + N_{12} + N_{13} + N_{14}), \end{aligned} \quad (5)$$

где N_1, N_2, N_3, N_4 - мощности сил пластической деформации (N_δ) в зонах 2, 3, 4, 5;

$N_5, N_6, N_7, N_8, N_9, N_{10}$ - мощности сил среза (N_c) на поверхностях разрыва скоростей между зонами 1 и 2, 2 и 6, 1 и 3, 3 и 6, 2 и 4, 3 и 5;

$N_{11}, N_{12}, N_{13}, N_{14}$ - мощности сил контактного трения (N_T) заготовки и инструмента в вертикальной полости матрицы (между зонами 1 и 7, 1 и 8), в области фланцев (между зонами 5 и 7, 4 и 8).

Мощности сил пластической деформации N_δ , сил среза N_c и сил трения N_T рассчитывались по соответствующим формулам [5-7].

После подстановки в равенство (5) всех найденных значений мощностей $N_1 \dots N_{14}$, мощности внешних активных сил N_a ($N_a = P\pi(R_0^2 - R^2)V_0$) и дальнейших преобразований (деления на множитель $(\sigma_s \pi(R_0^2 - R^2)V_0)$) получена формула для определения приведенного давления, т.е. относительного (безразмерного) удельного усилия на пуансоне:

$$\begin{aligned} \bar{p} = 1,08 \left[0,5 \frac{R_k^2 - R^2}{R_0^2 - R^2} - \frac{R_k^2}{R_0^2 - R^2} \ln \frac{R_k}{R} \right] + 1,08 \left[0,5 \frac{R_0^2 - R_k^2}{R_0^2 - R^2} - \right. \\ \left. - \frac{R_k^2}{R_0^2 - R^2} \ln \frac{R_0}{R_k} \right] + 1,08 \frac{R_k^2 - R^2}{R_0^2 - R^2} \ln \frac{R}{R_2} + 1,08 \frac{R_0^2 - R_k^2}{R_0^2 - R^2} \ln \frac{R_1}{R_0} + \\ + \frac{2}{\sqrt{3}} \left(\frac{R_k - R}{h_1} \frac{R_k^2 - R^2}{R_0^2 - R^2} + \frac{R_0 - R_k}{h} \frac{R_0^2 - R_k^2}{R_0^2 - R^2} + \left[\frac{bR h_1 + aR_0 h}{R_0^2 - R^2} \right] \right) + \\ + \frac{4}{3\sqrt{3}} \left[\frac{(1 + 2b^2 - 2b)h_1(R_k^3 - R^3)}{(R_0^2 - R^2)(R_k^2 - R^2)} + \frac{(1 + 2a^2 - 2a)h(R_0^3 - R_k^3)}{(R_0^2 - R^2)(R_0^2 - R_k^2)} \right] + \\ + \frac{2}{\sqrt{3}} \mu \left[\frac{2(RH_2 + R_0H_1)}{R_0^2 - R^2} + \frac{R - R_2}{h_1} \frac{R_k^2 - R^2}{R_0^2 - R^2} + \frac{R_1 - R_0}{h} \frac{R_0^2 - R_k^2}{R_0^2 - R^2} \right], \end{aligned} \quad (6)$$

Для удобства расчётов в формуле (6) вместо натуральных обозначений геометрических параметров можно использовать относительные безразмерные геометрические параметры (отнесённые к радиусу заготовки R_0). Тогда формула (6) примет следующий вид

$$\begin{aligned} \bar{p} = & 1,08 \left| 0,5 \frac{\bar{R}_k^2 - m^2}{A} - \frac{\bar{R}_k^2}{A} \ln \frac{\bar{R}_k}{m} \right| + 1,08 \left| 0,5 \frac{1 - \bar{R}_k^2}{A} - \right. \\ & \left. - \frac{\bar{R}_k^2}{A} \ln \frac{1}{\bar{R}_k} \right| + 1,08 \frac{\bar{R}_k^2 - m^2}{A} \ln \frac{m}{\bar{R}_2} + 1,08 \frac{1 - \bar{R}_k^2}{A} \ln \bar{R}_1 + \\ & + \frac{2}{\sqrt{3}} \left(\frac{\bar{R}_k - m}{\bar{h}_1} \frac{\bar{R}_k^2 - m^2}{A} + \frac{1 - \bar{R}_k}{\bar{h}} \frac{1 - \bar{R}_k^2}{A} + \left[\frac{b m \bar{h}_1 + a \bar{h}}{A} \right] \right) + \\ & + \frac{4}{3\sqrt{3}} \left[\frac{(1 + 2b^2 - 2b) \bar{h}_1 (\bar{R}_k^3 - m^3)}{A(\bar{R}_k^2 - m^2)} + \frac{(1 + 2a^2 - 2a) \bar{h} (1 - \bar{R}_k^3)}{A(1 - \bar{R}_k^2)} \right] + \\ & + \frac{2}{\sqrt{3}} \mu \left[\frac{2(m \bar{H}_2 + \bar{H}_1)}{A} + \frac{m - \bar{R}_2}{\bar{h}_1} \frac{\bar{R}_k^2 - m^2}{A} + \frac{\bar{R}_1 - 1}{\bar{h}} \frac{1 - \bar{R}_k^2}{A} \right], \end{aligned} \quad (7)$$

где $\bar{R}_k = R_k/R_0$; $\bar{R}_1 = R_1/R_0$; $\bar{R}_2 = R_2/R_0$; $\bar{h} = h/R_0$; $\bar{h}_1 = h_1/R_0$;

$\bar{H}_1 = H_1/R_0$; $\bar{H}_2 = H_2/R_0$; $A = 1 - \bar{R}^2 = 1 - m^2$;

$m = R/R_0 = \bar{R}$ - параметр, характеризующий толщину стенки трубчатой заготовки.

Формулы (6) и (7) содержат коэффициенты оптимизации a и b , а также неизвестный варьируемый параметр R_k или \bar{R}_k , оптимальные значения которых определены из условия минимума приведенного давления \bar{p} численным методом в среде MathCAD. Для того, чтобы координаты z вершин треугольных модулей 2 и 3 в центральной области, имеющие одну координату r (равную R_k или \bar{R}_k), были одинаковыми, коэффициент оптимизации b рассчитывался по формуле $b = ah/h_1$ или $b = a\bar{h}/\bar{h}_1$. После этого можно было определить коэффициент a , затем коэффициент b , а также радиус R_k или \bar{R}_k из условия минимума приведенного давления \bar{p} .

Аналогично и для других модулей в составе расчётных схем на рис. 1, в соответствии с методикой энергетического баланса мощностей, устанавливали поле скоростей перемещений, значения скоростей и интенсивностей скоростей деформаций, мощности сил деформирования, среза и трения. Из уравнения энергетического баланса мощностей определяли приведенное давление деформирования \bar{p} .

Сравнение приведенных давлений \bar{p} (рис. 2) для четырёх представленных на рис. 1 расчётных схем демонстрирует уменьшение значений данного параметра до 40% для последних трёх схем по сравнению с расчётной схемой на рис. 1, *схема 1*. Кроме этого, расчётная схема с треугольными модулями, верхние и нижние границы которых представляют собой параболы, во всём исследуемом диапазоне геометрического параметра \bar{h} и в большей части рассматриваемого диапазона геометрического параметра \bar{h}_1 даёт наименьшие значения приведенного давления \bar{p} .

На рис. 2 и последующих графиках все геометрические параметры являются относительными безразмерными величинами \bar{R}_2 , \bar{R} , \bar{R}_k , \bar{R}_1 , \bar{h}_1 , \bar{h} , \bar{H}_2 , \bar{H}_1 (см. формулу (7)), в отличие от натуральных обозначений параметров, отмеченных на расчётных схемах и в формулах большими буквами.

По результатам расчётов построены графики зависимости приведенного давления \bar{p} (рис. 3 и 5) и оптимального значения радиуса раздела течения \bar{R}_{ko} (рис. 4) от геометрических параметров и условий трения процесса комбинированного (совмещённого) радиального выдавливания.

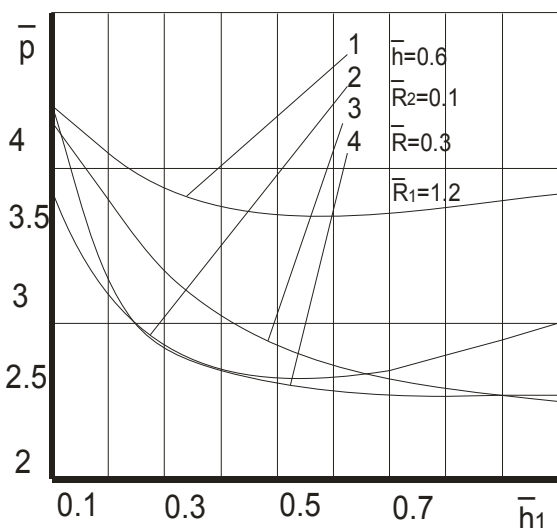


Рис. 2. График приведенных давлений выдавливания (номера кривых соответствуют номерам расчетных схем на рис.1)

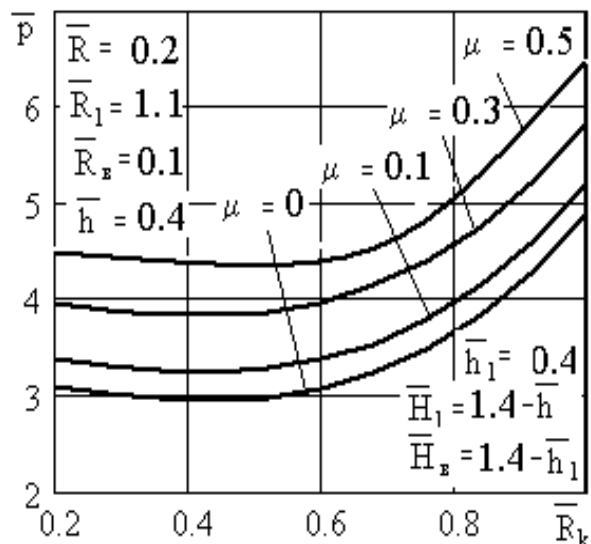


Рис. 3. Зависимость приведенного давления \bar{p} от параметра оптимизации \bar{R}_k

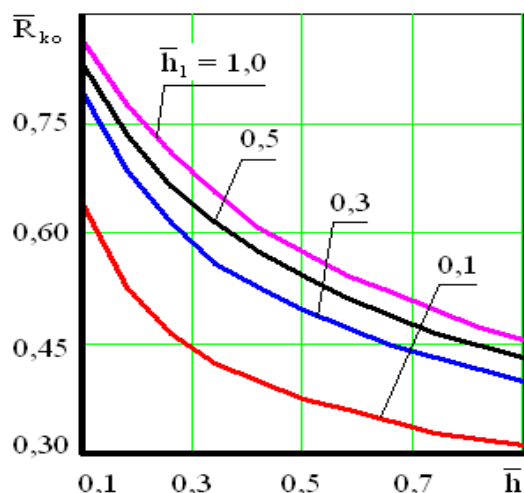


Рис. 4. Графики зависимости оптимального значения безразмерного радиуса раздела течения \bar{R}_{k_o} от параметров процесса ($\bar{R} = 0,2$; $\bar{R}_1 = 1,2$; $\bar{R}_2 = 0,1$; $\mu = 0,1$; $\bar{H}_1 = 1,5 - \bar{h}$; $\bar{H}_2 = 1,5 - \bar{h}_1$)

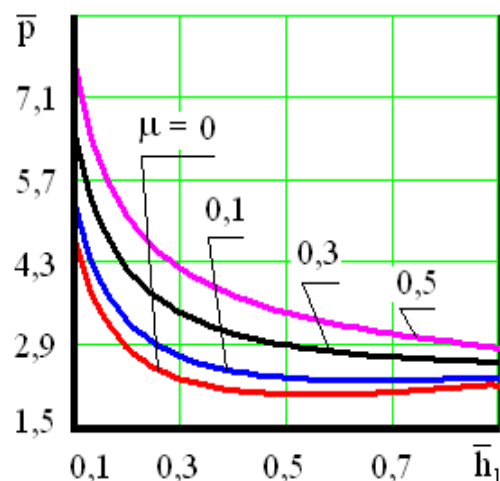


Рис. 5. Графики зависимости приведенного давления \bar{p} от геометрических параметров процесса и условий трения ($\bar{R} = 0,3$; $\bar{R}_1 = 1,1$; $\bar{R}_2 = \bar{R} - 0,1$; $\bar{h}_1 = \bar{h}$)

Установлено, что с увеличением геометрического параметра \bar{h} от 0,1 до 0,8 (см. рис. 3) и уменьшением геометрического параметра \bar{h}_1 в этих пределах, а также с увеличением радиуса внешнего фланца \bar{R}_1 происходит уменьшение оптимального значения радиуса раздела течения \bar{R}_k . Увеличение коэффициента трения μ не приводит к изменению величины параметра \bar{R}_k . Этот результат подтверждают также графики зависимости оптимального значения радиуса раздела течения \bar{R}_{k_o} от геометрических параметров \bar{h} и \bar{h}_1 (см. рис. 4).

Зная положение поверхности раздела течения можно определить и параметры формоизменения, т.е. прогнозировать конечные размеры выдавливаемой детали исходя из баланса объемов металла, выдавливаемых раздельно в наружный и внутренний фланцы.

На графиках рис. 5 представлены результаты расчётов с оптимальными значениями радиуса раздела течения \bar{R}_{k_o} и коэффициентов a , b . Установлено, что на величину приведенного давления \bar{p} наибольшее

влияние оказывают толщина наружного \bar{h} и внутреннего \bar{h}_1 фланцев, а также коэффициент трения μ . С уменьшением параметров \bar{h} , \bar{h}_1 величина приведенного давления возрастает, что можно объяснить увеличением степени деформации. С увеличением коэффициента трения μ пропорционально возрастает величина приведенного давления \bar{p} .

Для проверки результатов расчётов по зависимости (7) были проведены эксперименты по совмещённому радиальному выдавливанию наружных и внутренних фланцев из алюминиевого сплава АД1, показанные на рис.6. Заготовка имела размеры: $R_0 = 18$ мм, $R = 14$ мм ($\bar{R} = 0,78$), $H_0 = 40$ мм ($\bar{H}_0 = 2,22$). Ход пуансона $S = 11,7$ мм. В качестве смазки использовали животный жир. После выдавливания были получены следующие размеры изделия: $h = 5$ мм ($\bar{h} = 0,28$), $h_1 = 6$ мм, $R_1 = 22,0$ мм, $R_2 = 10,0$ мм, $H_1 = 4,3$ мм, $H_2 = 3,3$ мм. При расчёте $\mu = 0,04$. Приведенное давление по (7), равнялось $\bar{p} = 2,39$. Степень деформации рассчитывалась исходя из допущения, что среднюю интенсивность деформации можно приравнять к значению приведенного давления [5 - 7]. $\sigma_s = 137,57$ МПа. В итоге получили расчетное усилие деформирования, равное 112,5 кН. Экспериментальное значение составило 102,0 кН, т.е. погрешность расчета - 10,3%.

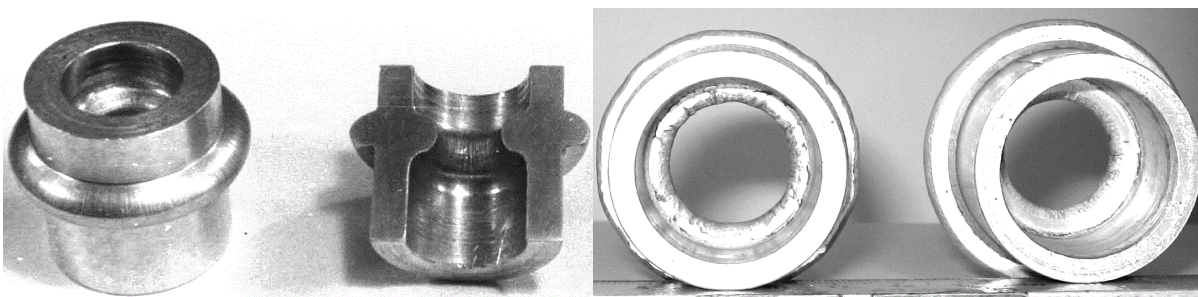


Рис. 6. Детали, полученные комбинированным радиальным выдавливанием

Зависимости (6) и (7) являются достаточно общим решением задачи комбинированного радиального выдавливания и могут быть использованы также для расчета силовых параметров простых схем выдавливания с односторонним истечением, т.е. при радиальном выдавливании как наружных, так и внутренних фланцев.

Расчётные схемы процесса радиального выдавливания внешних фланцев на полой заготовке можно представить по рис. 1, если увеличить и совместить радиус оправки с радиусом R_k . Так же, как и в случае комбинированного радиального выдавливания, центральная область заготовки может быть разделена на кинематические модули, трапецидальной, треугольной и комбинированной формы.

Рассмотрим схему (см. рис. 1, схема 5) с комбинированным кинематическим модулем в центральной области заготовки, составленным из модулей прямоугольной 3а и трапецидальной 3б формы, а также кинематическим модулем 5, описывающим течение материала заготовки в области внешнего фланца.

КВПС для рассматриваемых кинематических модулей имеет следующий вид: в зоне 3а – модуль №2, в зоне 3б – модуль № 4 из табл. 1, в зоне 5 - по зависимостям

$$V_z = 0, \quad V_r = V_0 \frac{R_0^2 - R^2}{2hr}, \quad (8)$$

Интенсивность скоростей деформаций $\dot{\epsilon}_i$ для пластических модулей 3а и 5 была определена по упрощённой линеаризованной зависимости. Воспользоваться известными линеаризованными зависимостями [6] для определения интенсивности скоростей деформаций модуля 3б не удалось из-за того, что либо не выполнялись рассматриваемые в зависимостях условия, либо для данных геометрических размеров модуля в разных его зонах одновременно выполнялись разные условия.

В результате были получены следующие выражения интенсивности скоростей деформаций для модулей:

$$3а - \dot{\epsilon}_i = 1,08 \frac{V_0}{h_k}; \quad 5 - \dot{\epsilon}_i = 1,08 \frac{V_0}{2h} \frac{R_0^2 - R_k^2}{r^2}; \quad 3б - \dot{\epsilon}_i = \frac{V_0 \sqrt{B_1}}{2r^2 F_1^2}, \quad (9)$$

$$\text{где } B_1 = \left(\begin{aligned} & \left[\left((3r^2 + R^2) F_1 - 2r(r^2 - R^2) \operatorname{tg} \alpha \right)^2 \left(1 + 1,5 \left[\frac{z \operatorname{tg} \alpha}{F_1} \right]^2 \right) \right] + \\ & + \left[\left((3r^2 - R^2) F_1 - r(r^2 - R^2) \operatorname{tg} \alpha \right)^2 \right] + \\ & + \left[2R^2 F_1 - r(r^2 - R^2) \operatorname{tg} \alpha \right]^2 \end{aligned} \right)$$

После определения мощности сил пластической деформации N_δ , сил среза N_c и сил трения N_T из уравнения энергетического баланса для расчётной схемы № 5 (см. рис. 1) получена формула для определения приведенного давления на пуансоне при радиальном выдавливании внешнего фланца, которая в безразмерных геометрических параметрах (отнесённых к радиусу заготовки R_0) будет выглядеть следующим образом:

$$\begin{aligned} \bar{p} = & 1,08 \left[\frac{\bar{R}_c^2 - m^2}{A} + \ln \bar{R}_1 \right] + \frac{2}{3\sqrt{3}} \frac{(\bar{R}_c - m)(\bar{R}_c^2 + m\bar{R}_c - 2m^2)}{A\bar{h}_k} + \\ & + \frac{\sqrt{2}}{3} \int_{\bar{R}_c}^1 \int_0^{\bar{F}_1} \frac{\sqrt{B_2}}{r A \bar{F}_1^2} dz dr + \frac{1}{2\sqrt{3}} \left| \frac{2\bar{h}}{A} - \operatorname{tg} \alpha \right| + \frac{1}{\sqrt{3}} \left(\frac{2}{\sin 2\alpha} + \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha} \right) \times \\ & \times \left(\frac{0,5(\bar{h}^2 - \bar{h}_k^2) - 2C(\bar{h} - \bar{h}_k) + C^2 \ln \frac{\bar{h}}{\bar{h}_k}}{\operatorname{tg}^2 \alpha A} - \frac{m^2}{A} \ln \frac{\bar{h}}{\bar{h}_k} \right) + \\ & + \frac{1}{2\sqrt{3}} \frac{\bar{R}_c^2 - m^2}{A} \operatorname{tg} \alpha + \frac{2}{\sqrt{3}} \mu \left(\frac{2\bar{H}_1}{A} + \frac{\bar{R}_k(2\bar{H}_1 + 2\bar{h} - \bar{h}_k)}{A} + \frac{\bar{R}_1 - 1}{\bar{h}} \right), \end{aligned} \quad (10)$$

где $m = \bar{R}$; $A = 1 - m^2$; $C = \bar{h} - \operatorname{tg} \alpha$; $\bar{F}_1 = \bar{h}_k + (r - \bar{R}_c) \operatorname{tg} \alpha = \bar{h} - (1 - r) \operatorname{tg} \alpha$;

$$B_2 = \left(\begin{aligned} & \left[\left((3r^2 + m^2) \bar{F}_1 - 2r(r^2 - m^2) \operatorname{tg} \alpha \right)^2 \left(1 + 1,5 \left[\frac{z \operatorname{tg} \alpha}{\bar{F}_1} \right]^2 \right) \right] + \\ & + \left[\left((3r^2 - m^2) \bar{F}_1 - r(r^2 - m^2) \operatorname{tg} \alpha \right)^2 \right] + \\ & + \left[2m^2 \bar{F}_1 - r(r^2 - m^2) \operatorname{tg} \alpha \right]^2 \end{aligned} \right).$$

Оптимизация радиуса \bar{R}_c в формуле (10) позволяет минимизировать приведенное давление \bar{p} в среде MathCAD.

Для радиального выдавливания внешнего фланца на полый заготовке в исследуемом интервале значений безразмерной величины толщины фланца \bar{h} наименьшее значение приведенного давления \bar{p} показало решение (10), основанное на КВПС, составленном из комбинированного модуля (см. рис. 1, схема 5). Установлено, что уменьшение величины параметра \bar{p} для расчётной схемы, включающей комбинированный модуль, по сравнению с расчётной схемой, включающей модули параллельного течения, достигает 40 %. При значениях относительной толщины фланца $\bar{h} \leq 0,2$ результаты, близкие к минимальным, демонстрирует и применение простейшего прямоугольного в сечении кинематического модуля. Также необходимо отметить, что использование модуля с треугольным (криволинейным) сечением приводит к завышенным расчетным значениям давлений выдавливания наружного фланца.

Интересно отметить, что в случае радиального выдавливания внутреннего фланца наилучшим образом описал форму очага деформации в центральной области деформируемой заготовки модуль треугольного сечения с параболическими выпуклыми поверхностями (модуль 5 в табл.1).

По результатам расчётов построены графики зависимости приведенного давления \bar{p} от условий трения и геометрических параметров процесса радиального выдавливания наружных фланцев на полый заготовке (рис. 7).

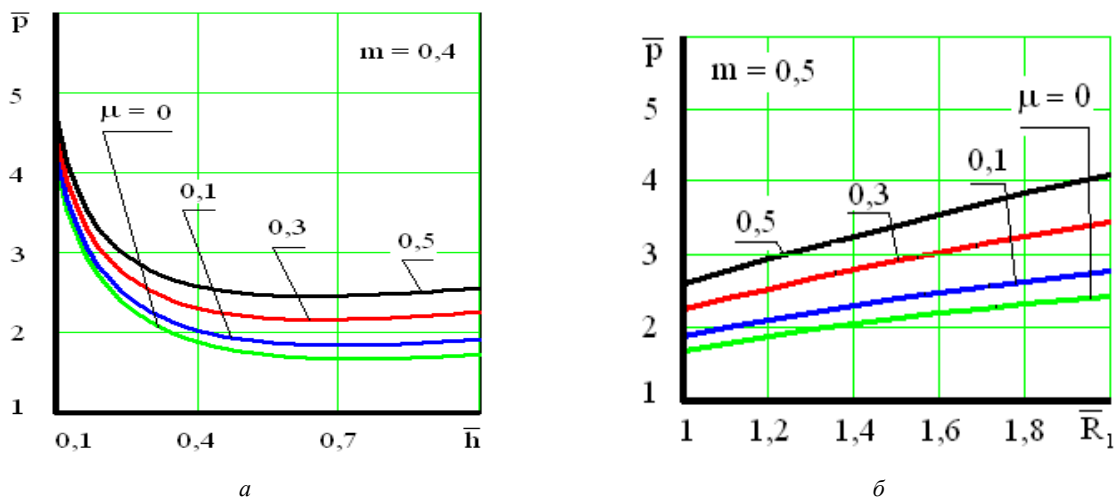


Рис. 7. Графики зависимости приведенного давления \bar{p} радиального выдавливания фланца от геометрических параметров и условий трения ($\bar{H}_1 = 0,3$; а - $\bar{R}_1 = 1,0$; б - $\bar{h} = 0,5$;

Анализ полученной зависимости показывает, с увеличением относительной толщины фланца \bar{h} до 0,6...0,7 удельные усилия деформирования интенсивно снижаются до некоторого минимума. При дальнейшем возрастании \bar{h} наблюдается заметное увеличение удельных усилий.

Наибольшее влияние на величину приведенного давления \bar{p} оказывают (см. рис. 7) толщина фланца \bar{h} , радиус фланца \bar{R}_1 , условия трения, выраженные через коэффициент трения μ , а также параметр m . Увеличение радиуса фланца \bar{R}_1 и коэффициента трения μ приводит к однозначному увеличению безразмерного параметра \bar{p} .

Эксперименты также показали, наиболее важным технологическим фактором, влияющим на усилия и давление радиального выдавливания, является высота полости или толщина фланца h . Чем тоньше выдавливаемый фланец, тем выше требуемое усилие, так как выше степень деформации металла. Влияние диаметра выдавливаемого фланца, однозначно связанное с величиной рабочего хода пуансона S , также однозначно - увеличение диаметра фланца сопровождается плавным возрастанием рабочих нагрузок.

Выдавливание фланцев, размещенных на конце стержня, т.е. при отсутствии нижней недеформируемой части заготовки, требует меньших (на 8-20%) усилий.

Для учета упрочнения деформируемого материала при расчете силовых параметров необходимо определить степень деформации и вычислить по нему истинное значение напряжения текучести σ_s по кривым упрочнения с использованием аппроксимирующих зависимостей, например, степенной, вида $\sigma_s = C e^n$. Для среднеинтегральной оценки степени деформации используют различные показатели, основанные на соотношении исходных размеров (площадей) с размерами, полученными после выдавливания [1, 4]. Для уточнения величины степени деформации анализируют преобладающий вид деформации в характерных областях заготовки путем учета особенностей геометрии, схемы течения или неравномерности деформирования.

Если допустить, что трение по поверхности контакта достаточно мало влияет на распределение деформаций в очаге деформаций, среднюю интенсивность деформации можно приравнять к значению приведенного давления [5, 7].

Для процессов комбинированного выдавливания более приемлемо предположение о том, что средняя интенсивность деформации комбинированного процесса равна максимальной интенсивности деформации в простой составляющей схеме процесса.

Для радиального выдавливания удовлетворительные средние оценки степени деформации должны учитывать значение хода пуансона, максимальных (преобладающих) компонент деформаций в центральной зоне осадки и во фланцевой зоне раздачи или обжима кольца.

Для расчета средней степени деформации e , при радиальном выдавливании можно использовать выражение [9, 10]:

$$e_i = \frac{S}{2(S+h)} \cdot \ln \frac{D_1}{D_0} + \left[\frac{S}{2(S+h)} + \frac{h}{S+h} \right] \cdot \ln \frac{S+h}{h}, \quad (11)$$

где S - ход активного пуансона при радиальном выдавливании;

$D_0 = 2R_0$ - диаметр заготовки; $D_1 = 2R_1$ - диаметр фланца.

Значение напряжения текучести σ_s определено в зависимости от средней степени деформации e по кривой упрочнения, аппроксимированной степенной зависимостью сплавов АМц-М ($C=$, $n=$) и АД-1 ($C=$, $n=$). В случае высоких фланцев расчетную величину σ_s усредняли при помощи деления на $(n+1)$ [5, 8].

Экспериментальная проверка разработанных математических моделей для полых деталей с фланцем показала достаточно близкие качественные и количественные совпадения и незначительное завышение (на 5-10%) расчетных данных над опытными.

Выводы:

1. Энергетическим методом верхней оценки разработана модель силового режима для процесса комбинированного (совмещенного) радиального выдавливания внутренних и наружных фланцев на трубной заготовке. Установлено, что поле скоростей, содержащее криволинейные треугольные кинематические элементы лучше соответствует экспериментально установленной картине и кинематике течения и обеспечивает наименьшие верхние оценки давлений выдавливания.

2. Получены расчетные зависимости для приведенных давлений деформирования с учетом оптимизированного положения поверхности раздела течения, которые распространены на частные случаи выдавливания наружных или внутренних фланцев в средней части или на конце трубчатой заготовки и точнее отображают как условия деформирования, так и форму очага деформации.

3. Установлено, что для случая выдавливания наружных фланцев оптимальное поле скоростей включает комбинацию из модулей трапецеидального и прямоугольного сечения, а при выдавливании внутренних фланцев – треугольный модуль с параболическими (выпуклыми) сторонами. При этом уточнение верхних оценок давлений деформирования за счёт их снижения составляет 30÷40%.

4. Экспериментальные оценки адекватности разработанных математических моделей по силовому режиму подтверждают приемлемость математических моделей для технологических расчетов давлений деформирования.

Анотація. Енергетичним методом верхньої оцінки проведено дослідження силового режиму процесу комбінованого (суміщеного) радіального видавлювання фланців на трубної заготовки. Зіставлені різні кінематичні модулі – кінематично можливі поля швидкостей і встановлено перевага трикутних криволинійних модулів. Отримане загальне рішення може бути поширене для випадків простого радіального видавлювання фланців на зовнішньої або внутрішньої поверхні порожнистої заготовки. Порівняння теоретичних та експериментальних значень тисків деформування показало прийнятність отриманих залежностей для технологічних розрахунків.

Ключові слова: радіальне видавлювання; трубна заготовка; фланці; енергетичний метод; кінематичні модулі; поле швидкостей; тиск деформування.

Abstract. The investigation of power mode with the upper bound method in the combined radial extrusion processes with flange form by hollow part considered. The compared different kinematics module – the kinematically possible velocity field and the advantage of curved triangular module defined. The resulting general solution can be extended to cases simple radial extrusion process with flange form on external and inner surface of hollow part. Comparison of theoretical and experimental results specially pressure values deformation showed the acceptability of the dependences obtained for technological calculations.

Keywords: radial extrusion; hollow part; flanges; upper bound method; kinematics module; velocity field; pressure deformation.

Библиографический список использованной литературы

1. Евстратов В. А. Основы технологии выдавливания и конструирования штампов / В. А. Евстратов. – Харьков: Вища шк. Изд-во при Харьк. ун-те, 1987. – 144 с.
2. Алиева Л. И. Перспективы развития процессов точной объемной штамповки выдавливанием / Л. И. Алиева, Я. Г. Жбанков // Вісник ДДМА. – 2008. – №1 (11). – С. 13–19.
3. Изготовление заготовок и деталей пластическим деформированием / Под ред. В. М. Авдеева, В. В. Риса, А. М. Шелестеева. – Л.: Политехника, 1991. – 351 с.
4. Ковка и штамповка: Справочник в 4 т. / Под ред. Е. И. Семенова [и др.]. – М.: Машиностроение, 1987. – Т.3: Холодная объемная штамповка; [под ред. Г. А. Навроцкого]. – 1987. – 384 с.
5. Теория ковки и штамповки / [Е. П. Унксов, У. Джонсон, В. Л. Колмогоров и др.]; под ред. Е. П. Унксова, А. Г. Овчинникова. – М.: Машиностроение, 1999. – 598 с.

6. Степанский Л. Г. Расчеты процессов обработки металлов давлением / Л. Г. Степанский. – М.: Машиностроение, 1982. – 217 с.
7. Алюшин Ю. А. Энергетические основы механики. Учеб. пособие для вузов / Ю. А. Алюшин. – М.: Машиностроение, 1999. – 192 с.
8. Алиев И. С. Метод кинематических модулей для анализа процессов точной объемной штамповки / И. С. Алиев, А. А. Носаков, К. Д. Махмудов // Совершенствование процессов и оборудования обработки давлением в металлургии и машиностроении: Сб-к научн. Трудов. – Краматорск: ДГМА, 2001. – С. 142–146.
9. Алиева Л. И. Выбор кинематических модулей для определения силовых параметров радиального выдавливания / Л. И. Алиева, Я. Г. Жбанков // Вісник Донбаської державної машинобудівної академії: збірник наукових праць. – Краматорськ: ДДМА, 2006. – № 3 (5). – С. 108–113.
10. Алиев И. С. Определение силовых параметров при радиальном выдавливании / И. С. Алиев // Обработка металлов давлением. – Ростов н/Д: РИСХМ, 1983. – С. 93–100.
11. Определение усилия прессования при истечении металла в поперечном направлении / Н. М. Золотухин, Г. Г. Ахадов, С. М. Годжаев, В. П. Святославский // Кузнечно-штамповочное производство. – 1973. – №11. – С. 8–10.

References

1. Evstratov V. A. (1987). *Osnovy tehnologii vydavlivanija i konstruirovanija shtampov*. Vishha shk. Har'kov, Ukraine.
2. Aliieva L. I. and Ja. G. Zhbankov (2008), *Perspektivy razvitija processov tochnoj obemnoj shtampovki vydavlivaniem* №1 (11), L. I. Aliieva, Visnik DDMA. pp. 13–19.
3. Avdeeva V. M., Risa V. V., and Shelesteeva A.M. (1991), *Izgotovlenie zagotovok i detalej plasticheskim deformirovanjem*, Politehnika, Lviv, Ukraine
4. Semenova E. I. [i dr.]. (1987) *Kovka i shtampovka* [Holodnaja obemnaja shtampovka], Spravochnik v 4 t, G. A. Navrockogo, Mashinostroenie, Moscow, Russian. T.3, pp 384.
5. Unksov E. P., Dzhonson U., Kolmogorov V. L., i dr. (1999), *Teorija kovki i shtampovki*, pod red. E. P. Unksova, A. G. Ovchinnikova, Mashinostroenie, Moscow, Russian.
6. Stepankij L. G. (1982), *Raschety processov obrabotki metallov davleniem*, L. G. Stepankij, Mashinostroenie, Moscow, Russian.
7. Aljushin Ju. A. (1999), *Jenergeticheskie osnovy mehaniki*. Vuzov, Ju. A. Aljushin, Mashinostroenie, Moscow, Russian.
8. Aliiev I. S. (2001), *Metod kinematicheskikh modulej dlja analiza processov tochnoj obemnoj shtampovki*. I. S. Aliiev, A. A. Nosakov, K. D. Mahmudov, Sovershenstvovanie processov i oborudovanija obrabotki davleniem v metallurgii i mashinostroenii: Sb-k nauchn. Trudov. Kramatorsk: Ukraine, DGMA, pp. 142–146.
9. Aliieva L. I., (2006), *Vybor kinematicheskikh modulej dlja opredelenija silovyh parametrov radial'nogo vydavlivanija*, L. I. Aliieva, Ja. and G. Zhbankov, *Visnik Donbas'koj derzhavnoj mashinobudivnoj akademii, zbirnik naukovih prac*. Kramators'k, DDMA. no 3 (5). pp. 108–113.
10. Aliiev I. S. (1983), *Opredelenie silovyh parametrov pri radial'nom vydavlivanii*, I. S. Aliiev, Obrabotka metallov davleniem, Rostov n/D: RISHM, pp. 93–100.
11. Zolotuhin N. M., Ahadov G. G., Godzhaev S. M., and Svjatoslavskij V. P. (1973), *Opredelenie usilija pressovanija pri istechenii metalla v poperechnom napravlenii*, *Kuznechno-shtampovocnoe proizvodstvo*, no. 11, pp. 8–10.

Подана до редакції 02.08.2015