

ПРОЧНОСТЬ И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ОСЕСИММЕТРИЧНЫХ СОСТАВНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

¹Р.Ш. Валиев, ¹Л.А. Лузгин, ²Ю.Р. Фаизов, ²Э.Р. Валиев

¹АО «Уфимское агрегатное производственное объединение»

²Уфимский государственный авиационный технический университет

г. Уфа, Российская Федерация

Исследованы пути повышения прочности и долговечности осесимметричных конструкций в виде составных цилиндров, собранных с натягом, на примере матриц для штамповки осесимметричных деталей сложной формы; смоделирован процесс холодной высадки осесимметричных деталей сложного профиля и исследован характер изменения внутреннего давления по длине инструмента; разработана методика расчета и пакет прикладных программ для систем автоматизированного проектирования составных конструкций; предложены меры и рекомендации по проектированию многослойных цилиндров для повышения их долговечности.

Ключевые слова: Составные цилиндры собранные с натягом, прочность и долговечность составных цилиндров собранных с натягом; матрицы для холодной штамповки, проектирование матриц для холодной штамповки.

STRENGTH AND DURABILITY OF AXISYMMETRICAL MULTILAYER EQUIPMENT AND STRUCTURES

¹R.Sh. Valiev, ¹L.A. Luzgin, ²Yu.R.Faizov, E.R.Valiev

¹JSC "UAPO"

²Ufa State Aviation Technical University

Ufa, Russian Federation

The ways to increase strength and durability of axisymmetric pre-stressed multilayer cylinders were studied in this article. Cold forging dies for extrusion of complex shape parts is an example of such equipment. The process of complex shape part cold extrusion was modeled; the internal contact pressure along the interface between die and forged part is studied. In the result, the design procedure and specialized software were developed to allow automated design of complex multilayer equipment and structures. Several approaches and recommendations are proposed for multilayer cylinders design in order to increase it durability

Keywords: Assembled multilayer pre-stressed cylinders, strength and durability of multilayer pre-stressed cylinders; cold forging dies, cold forging dies design.

Актуальность темы

Задача о повышении предельного значения внутреннего давления для толстостенных труб остается актуальной, как и во времена акад. Гадолина (1861 г.), и не только применительно к орудийным стволам. Составные цилиндрические конструкции широко применяются в различных областях машиностроения, нефтехимии и при добыче ископаемых. Как правило, данные конструкции характеризуются высокой материалоемкостью и эксплуатируются в сложных условиях. В связи с большими материальными потерями при выходе их из строя, к ним предъявляются высокие требования по статической, а кроме того, циклической прочности. Очевидно, что учет лишь статической прочности конструкций, нагруженных внутренним давлением и функционирующих при изменении данных нагрузок в течении времени, ведет к фатальным ошибкам.

Известные методики расчета многослойных цилиндров со сложной геометрией образующей внутренней поверхности, нельзя считать рациональными при решении задач их оптимального проектирования. В данной работе подобная задача решается применительно к проектированию многослойного инструмента – матриц для штамповки осесимметричных деталей с целью увеличения их долговечности и экономии дорогостоящего материала для их изготовления.

Необходимо отметить, что пример составных матриц для холодной объемной штамповки для исследования выбран исходя из ряда причин:

- увеличения количества осесимметричного инструмента со сложной геометрией полостей, вызванного повышением количества позиций штамповки в современном холодновысадочном оборудовании;
- увеличения нагруженности составного инструмента в связи с использованием нержавеющей и специальных видов сталей в т.ч. в термообработанном состоянии;
- увеличения энерговооруженности оборудования и расширении номенклатуры деталей при сохранении его массогабаритных характеристик.

Данные причины выводят проблему расчета сложнопрофильного осесимметричного составного инструмента в разряд первоочередных при холодной штамповке.

Определение эпюры внутреннего давления

Поиск и описание точных и отражающих реальные условия работы, силовых и кинематических условий является одной из важных проблем при расчете инженерных конструкций.

Как правило, решение кинематической части задачи, для многослойных цилиндров собранных с натягом, не вызывает серьезных затруднений. При решении первой необходимо рассмотрение совместной деформации многослойного цилиндра и внутренней среды действующей на него.

Решение задачи применительно к матрицам для холодной объемной штамповки. Задача усложняется, т.к. на внутренней сложной полости ручья штампа определение закона распределения и величины давления приобретает первостепенное значение.

В качестве инструментария для решения задач о больших упругопластических деформациях, выбран пакет DEFORM 2D. С использованием данного комплекса промоделированы переходы штамповки шарового пальца, проведены расчеты и получены эпюры изменения нормального давления в ручье вставок матриц.

Полученная в результате эпюра нормального давления на наиболее нагруженный инструмент – матрицу третьего перехода высадки, приведена на рис. 1 [1].

Аналогичные результаты внутреннего давления (как жидкой так и для газообразной среды) для сложных полостей составных цилиндров конструкций, могут

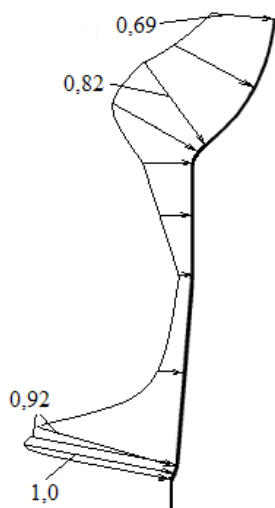


Рис. 1. Эпюра относительных напряжений по контуру ручки матрицы

быть получены с помощью исследований, для других отраслей промышленности в известных пакетах моделирования.

Методика исследования

В качестве основного метода усовершенствован более экономичный метод [2] исследования напряженного состояния многослойных цилиндров с собранными с предварительными натягами слоями при их осесимметричной деформации. Он основан на «суперэлементном» варианте метода конечных элементов и не требует вычисления искусственно введенных начальных деформаций.

Уравнения равновесия для многослойного цилиндра можно записать в стандартной для метода конечных элементов форме имеющий, при отсутствии объемных сил, вид:

$$Ku = R + R^{\Delta}, \quad (1)$$

где R – вектор узловых сил, определяемый заданным внутренним давлением; R^{Δ} – вектор дополнительных узловых сил, порожденных натягами:

$$R^{\Delta} = K^{\Delta} \Delta, \quad (2)$$

где Δ – матрица-столбец натягов между слоями (значений натягов в общих узлах стыкуемых соседних слоев); K^{Δ} – прямоугольная матрица жесткостей узлов на наружных поверхностях охватываемых слоев.

Матричное уравнение (2) можно записать в форме («уравнение трех натягов»):

$$\begin{Bmatrix} R_{k-1}^{\Delta} \\ R_k^{\Delta} \\ R_{k+1}^{\Delta} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} K_{33}^{(k-1)} & K_{13}^{(k)} & 0 \\ 0 & K_{23}^{(k)} & 0 \\ 0 & K_{33}^{(k)} & K_{13}^{(k+1)} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta_{k-1} \\ \Delta_k \\ \Delta_{k+1} \end{Bmatrix}, \quad k = 1, 2, \dots, M-1. \quad (3)$$

Здесь предполагается, что $\Delta_0 = 0$, $\Delta_M = 0$ – нулевые векторы.

Следует отметить, при численной реализации изложенного выше алгоритма для вычисления вектора R^{Δ} нет необходимости в построении разреженной матрицы. Поскольку жесткости узлов на охватываемых поверхностях уже вычисляются при построении глобальной матрицы жесткости, для определения их вклада достаточно задавать списки номеров узлов и конечных элементов, примыкающих к этим поверхностям.

В случае постоянных по высоте поверхностей стыков слоев натягов соответствующий вектор на стыке k можно записать в виде:

$$\Delta_k = \Delta_k J_k, \quad k = 1, 2, \dots, M-1, \quad (4)$$

где Δ_k – числовое значение постоянного натяга на стыке k ,

$$J_k^T = \parallel 1 \ 0 \ 1 \ 0 \ 1 \ 0 \ \dots \ 1 \ 0 \parallel \quad (5)$$

– целочисленный вектор размерности $2 \times N_k$, N_k – число узлов на стыке k .

Уравнения (1) – (4) остаются в силе и в случае, когда вектора радиальных натягов в узлах Δ_k (4) меняется от точки к точке на контактирующих поверхностях.

Наиболее технологичным вариантом изменения натягов по высоте поверхностей контакта является кусочно-линейный закон, особенно, если внутренний слой составлен из нескольких вставок. В этом случае закон изменения радиальных натягов по высоте инструмента (на стыке k) может быть записан в виде

$$\Delta_k(z) = \sum_{m=1}^{n_k} \Delta_{km} N_m(\eta), \quad (6)$$

где $N_m(\eta)$ – интерполирующие функции, точно такие же, что используются в методе конечных элементов (МКЭ) с линейными одномерными элементами.

Структура глобальной матрицы жесткости позволяет сделать вывод о том, что она может быть построена обычным способом для МКЭ, как для конструкции из различных материалов. Причем нет необходимости специальной перенумерации узлов. Изменение коснется только вектора узловых сил. При перемене натягов по высоте составной матрицы вид векторов (5) немного меняется.

Неизвестные перемещения узлов на внутренних поверхностях слоев, после решения системы линейных уравнений (1) определяются из уравнений совместности, а затем, обычным способом для МКЭ, деформации и напряжения в узлах конечных элементов в точках интегрирования и их значения.

Далее следует расчет по алгоритму оптимизации конструкций многослойных матриц. Он формулируется как задачи оптимального проектирования, в которых в качестве функции цели принято, при известном законе изменения нормального давления на инструмент, его предельное значение p_{olim} (несущая способность), по достижении которого, напряжения в опасных точках слоев достигают своих допускаемых значений. В качестве переменных проектирования принимаются, наряду с p_{olim} диаметры (радиусы) посадочных поверхностей и натяги между слоями. Ограничения (условия прочности) – записываются в переменных состояния – напряжениях. Создание натягов между слоями толстостенного цилиндра служит уменьшению суммарных окружных напряжений σ_{33} от внутреннего давления и натягов.

При решении задачи такая цель математически может быть сформулирована как отыскание минимума функционала:

$$J = \sum_{k=1}^N (\sigma_{33max}^k)^2 \Rightarrow \min, \quad (7)$$

где N – число составляющих матрицу элементов, σ_{33max}^k – максимальное окружное напряжение на внутренней поверхности вставки k , т.е. как основное соотношение метода наименьших квадратов.

Функционал (7) для цилиндров, нагруженных только внутренним давлением, зависит только от максимального его значения p_{max} (если закон изменения его по длине задан) и множества дискретных значений натягов Δ_{rk} .

В первую очередь, необходимо достичь и определить переменные проектирования давления p_{max} и натяга Δ_{rk} , которые не только сообщают экстремум функционалу, но и удовлетворяют вместе с тем условиям прочности слоев матрицы:

$$\sigma_{эKB(k)} < \sigma_{lim(k)}, \quad k = 1, 2, 3, \dots, N. \quad (8)$$

Здесь $\sigma_{эKB(k)}$ – эквивалентные, $\sigma_{lim(k)}$ – предельные напряжения для материала k -го слоя конструкции. При решении задачи максимальной несущей способности матрицы $p_{lim} \Rightarrow \max(p_{max})$, то в качестве $\sigma_{lim(k)}$ нужно принять пределы текучести материала; если же речь идет о долговечности, то – пределы выносливости и в выражениях (8) следует приравнять обе части выражения.

При наличии ограничений (8) отыскивается минимум функционала:

$$J' = \sum_{k=1}^M (\sigma_{\text{ЭЗмак}}^k)^2 + \sum_{k=1}^N \lambda_k (\sigma_{\text{эkv}(k)} - \sigma_{\text{lim}(k)}) \Rightarrow \min, \quad (9)$$

где λ_k – числа (множители Лагранжа).

Условия минимума J' в нашем случае записываются в виде:

$$\frac{\partial J'}{\partial p_{\text{lim}}} = 0; \quad \frac{\partial J'}{\partial \Delta_{rk}} = 0, \quad k = 1, 2, \dots, n; \quad \frac{\partial J'}{\partial \lambda_i} = 0, \quad i = 1, 2, \dots, M. \quad (10)$$

Замкнутая система из $N + \sum_{r=1}^M n_r + 1$ уравнений относительно того же числа неизвестных $p_{\text{lim}}, \Delta_{rk}, \lambda_i$ является нелинейной для общего случая, так как вычисленные посредством тензора напряжений эквивалентные напряжения $\sigma_{\text{эkv}(k)}$, (в рассматриваемом случае цилиндрической системе координат), содержат их квадраты (если используется условие пластичности Мизеса). Единственно в частном случае, когда можно пренебречь касательными напряжениями на поверхностях контакта слоев и принять условие текучести Треска – Сен-Венана за неравенство (8), система уравнений (10) будет линейной, применительно к переменным проектирования. Это предположение для внутреннего слоя будет точным, когда многослойный инструмент нагружен лишь давлением на ручье (внутренним). Множественные численные расчеты показали, что такое упрощение дает погрешность в виде заниженных значений эквивалентных напряжений, не превышающих разность их величин, полученных за счет использования условия текучести Мизеса, вместо условия Треска – Сен-Венана. При этом, положение опасных точек контура невозможно указать, если не определены, либо не заданы натяги между слоями и максимум значения давления на внутреннем слое, т.е ручье штампа. Для решения задачи определения опасных точек внутренних контуров слоев предлагается следующий **алгоритм 1**:

- 1) принять в начальном проекте натяги постоянными по высоте поверхностей контакта составного инструмента;
- 2) указанным способом определить напряженно-деформированное состояние многослойной составной матрицы;
- 3) конкретизировать местоположение на внутренних контурах слоев опасных точек;
- 4) вычислить предельное давление на инструмент и оптимальные натяги;
- 5) вычислить эквивалентные напряжения во внутренних контурах составной матрицы при найденных выше значениях величин, и если они не превышают допустимых, перейти к пункту 7);
- 6) возвратиться к пункту 4) применяя новые данные о давлении и местоположении опасных точек;
- 7) выход.

Отметим, что определенное значение максимального давления зависит как от натягов, так и от радиусов поверхностей вставок

$$p_{\text{lim}} = p_{\text{lim}}(r_2, r_3, \dots, r_M), \quad (11)$$

так что поиск несущей способности требует еще одного итерационного процесса, в качестве которого принят метод сопряженных градиентов **алгоритм 2**:

- 1) для набора значений r_2, r_3, \dots, r_M по **алгоритму 1** определяется предельное значение внутреннего давления p_{lim} ;
- 2) определяются приближенные значения частных производных целевой функции (15) («коэффициенты чувствительности») $\Delta p_{\text{lim}} / \Delta r_i$ (с привлечением **алгоритма 1** для

вычисления предельного давления для радиусов $r_2, r_3, \dots, r_i + \Delta r_i, \dots, r_M$);

3) вычисляются приращения переменных проектирования $\Delta r_i = \alpha \Delta p_{\text{lim}} / \Delta r_i$ для следующего шага, где α – малый коэффициент;

4) по **алгоритму 1** определяется новое значение давления на шаге алгоритма

$p_{\text{lim}}^* = p_{\text{lim}}(r_2 + \Delta r_2, r_3 + \Delta r_3, \dots, r_M + \Delta r_M)$ и его приращение $\Delta p_{\text{lim}} = p_{\text{lim}}^* - p_{\text{lim}}$;

5) если величина $\Delta p_{\text{lim}} > \varepsilon_p$ (ε_p – принятая погрешность определения $\max p_{\text{lim}}$), вернуться к п.1;

6) выход.

Предложенный метод определения предельного внутреннего давления, оптимальных радиусов поверхностей вставок и узловых натягов на их границах для произвольных конструкций многослойных составных цилиндров реализована в виде пакетов программ на языке программирования Fortran 90 [3].

Расчёт составного инструмента

На основании полученных законов изменения давления по высоте ручья исследовано напряженно-деформированное состояние наиболее нагруженных переходов матриц для высадки шарового пальца с помощью разработанной математической модели, методики и пакета прикладных программ для систем автоматизированного проектирования.

Расчеты матрицы для штамповки шарового пальца и анализ результатов показали, что при неизменной конструкции матрицы изменение параметров диаметра первой вставки и натяга не дает эффекта в виде уменьшения амплитуды эквивалентного напряжения.

Напряжения в инструменте складываются из двух частей: вызванной натягами постоянной части, и переменной – внутренним давлением. При штамповке возникает циклическая нагрузка, без заготовки матрица испытывает напряжения, вызванные только натягами между слоями, после помещения в нее заготовки и рабочего хода возникает переменная часть напряжений от внутреннего давления заготовки. Значения последнего для инструмента должны быть такими, чтобы в сумме с первыми в опасной точке не превышали временного предела выносливости материала инструмента.

Для инструмента с большими перепадами диаметров в ручье штампа, с целью снижения величины переменных напряжений в области концентратора была предложена новая конструкция матрицы с переменным по высоте, контактной с корпусом (наружной) поверхности вставки, натягом. По разработанной программе проведены расчеты с оптимизацией параметров диаметров вставки и переменных натягов. На рис. 2 приведена эпюра относительных напряжений Мизеса (в числителе, в долях от наибольшего из предельных напряжений – верхней вставки $\sigma_{\text{lim1}} = 2300$ МПа)

Относительное значение напряжений Мизеса, достигает максимальных значений равных 0,90, наблюдается во внутреннем контуре перехода от сферы к цилиндру, где, вычисленные по гипотезе Треска – Сен-Венана эквивалентные напряжения достигают максимума с относительными значениями равным 1,0.

При этом, на рис. 2 в знаменателях значений приведены результаты расчетов при переменных натягах по высоте вставки. Как видно, использование натяга переменного по высоте вставки дает сглаживание значений напряжений Мизеса в наиболее опасном участке, ответственном за высадку сферы заготовки.

Характер разрушения верхней вставки подтверждает полученные результаты

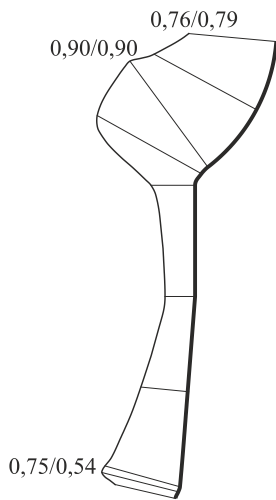


Рис. 2. Эюра относительных напряжений по контуру ручья матрицы

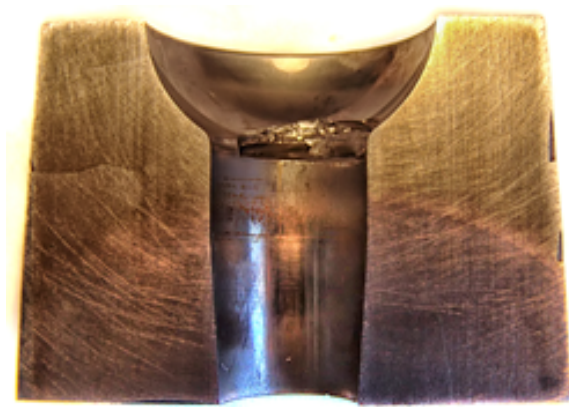


Рис. 3. Фотография разрушенной вставки матрицы для штамповки шарового пальца

(на рис. 3 показана фотография разрушенной вставки в разрезе): усталостные повреждения в виде трещины образуются на контуре ручья матрицы в области, где эквивалентные напряжения достигают максимальных значений.

В таблице указаны числовые значения напряжений Мизеса (в МПа) в опасной точке для двух комбинаций давления во внутренних контурах вставки (рабочее значение максимального давления принято равным $0,4p_{lim} = 1000$ МПа [4] и равным нулю, т.е. напряжения вызваны только натягами).

При практически равных значениях средних напряжений $\sigma_m = 622$ МПа, амплитуды переменных напряжений составили: при постоянном натяге $\sigma_a = 344$ МПа, при переменных – $\sigma_a = 282$ МПа, т.е. уменьшаются на величину около 18 %. Такое, уменьшение амплитуды переменных напряжений приводит к заметному повышению долговечности инструмента.

Табл. 1

Максимальное давление, МПа	Напряжения Мизеса, МПа	
	постоянный натяг	переменный натяг
1000	278	904
0	967	341

Как известно, долговечность конструкций, подверженных воздействию циклически изменяющейся нагрузки, зависит от величины максимальных переменных напряжений [5, 6]. Уравнение кривой усталости до базового числа циклов нагружения N_0 может быть аппроксимировано выражением:

$$\sigma_{max}^m \cdot N = \text{const} = \sigma_{lim}^m \cdot N_0 \text{ при } \sigma_{max} < 0,6\sigma_T, \quad (12)$$

где σ_{lim} – предел выносливости при соответствующей характеристике цикла переменных напряжений; σ_T – предел текучести материала; N – число циклов нагружения, выдерживаемое материалом при уровне максимальных переменных напряжений σ_{max} ; m – показатель кривой усталости, который для различных марок сталей лежит в пределах $m = 6 \dots 12$ (много цикловая усталость [7, 8]). Если в конструкции, какими-либо мероприятиями удастся понизить уровень максимальных переменных напряжений от $\sigma_{max(1)}$ до $\sigma_{max(2)}$

($\sigma_{max(2)} < \sigma_{max(1)}$), долговечность матрицы при этом возрастает в $N_2/N_1 = (\sigma_{max(1)}/\sigma_{max(2)})^m$ раза. Это означает, что переход к конструкции с переменным по высоте матрицы натягом по-

зволяет (при уменьшении максимальных переменных напряжений в 1,18 раза), практически без дополнительных затрат, увеличить ее долговечность как минимум 2,7 раза.

Результаты внедрения

По результатам расчетов спроектирована, апробирована и внедрена в производство новая конструкция матрицы с переменным по высоте натягом. Данная конструкция показала увеличение долговечности в среднем на 56 % по сравнению с базовой.

Следует отметить, что и ранее предпринимались попытки реализации натяга переменного по высоте вставки в конструкциях матриц. В частности была разработана и предложена матрица [9], сопрягаемая наружная поверхность вставки, которой являлась криволинейной, при этом форма данной поверхности определялась из условия обеспечения всестороннего равномерного сжатия внутренней вставки.

Существенным недостатком матрицы, препятствующим ее внедрению в производство, являлась высокая трудоемкость изготовления криволинейной внешней поверхности вставки, низкая контролепригодность и стабильность геометрических параметров криволинейных поверхностей при массовом производстве.

Преимуществами предлагаемой матрицы являются простота ее изготовления, из-за реализации переменного натяга за счет конусных сопрягаемых наружной поверхности вставки и внутренней поверхностей бандажного кольца. При этом, изготовление сложной криволинейной поверхности, по которой сопрягаются детали, не требуется.

Такое решение позволяет, вычислить натяг на торцах составного инструмента, реализовать переменный натяг по его высоте за счет конусных сопрягаемых поверхностей.

По результатам данной работы на матрицу для высадки деталей сложного профиля с переменным натягом получены патенты РФ [10, 11].

ЛИТЕРАТУРА

1. Газизов, Х.Ш. Исследование напряженно-деформированного состояния матриц для штамповки сложнопрофильных осесимметричных деталей / Х.Ш. Газизов, Р.Ш. Валиев, А.Н. Ермоленко // Мавлютовские чтения: Российская научно-техническая конференция, посвященная 80-летию со дня рождения чл.-кор. РАН, профессора Р.Р. Мавлютова: сб. трудов. Том 3. -Уфа: УГАТУ, 2006. -с.300-305
2. О напряженном состоянии составных цилиндров переменной жесткости / С.В. Овчинников [и др.]. – Уфа: Вестник УГАТУ, 2011. Т.5, № 4 (44). – С. 95-97.
3. Жернаков, В.С. Проектирование многослойных цилиндров. Реестр программ для ЭВМ / В.С. Жернаков, Ю.Р. Фаизов, Х.Ш. Газизов. – 2015, №2 015 616 826
4. Фаизов, Ю.Р. О долговечности многослойных матриц для штамповки осесимметричных деталей / Ю.Р. Фаизов, Р.Ш. Валиев, Х.Ш. Газизов. – ИВУЗ Машиностроение, 2014, №8, с. 13–19.
5. Сопrotивление усталости элементов конструкций / А.З. Воробьев [и др.]. – М.: Машиностроение. – 1990. – 239 с.
6. Серенсен, С.В. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность / С.В. Серенсен, В.П. Когаяев, Р.М. Шнейдерович. – М.: Машиностроение, 1975. – 488 с.
7. Контактное взаимодействие инструмента и заготовки при штамповке круглых деталей / В.С. Жернаков [и др.]. – Вестник УГАТУ, 2006. Т.7, № 1 (14). С. 192–195.
8. Ганаго, О.А. Расчет и оптимизация конструкций осесимметричных матриц для холодной объемной штамповки / Кузнечно-штамповочное производство // О.А. Ганаго, В.Л. Марченко, В.В. Ковтун. – 1985. №9. – С. 21–24.
9. Шевелев Л.П.; Ильин М.И. Патент РФ № 2 198 761, кл. В 21 J 13/02, В 23 P11/02. Составная матрица., опубл. 20.02.2003.
10. Патент РФ №2 553 736, кл. В 21 J 13/02, В 21 J 5/08. Матрица для высадки деталей сложного профиля / Р.Ш. Валиев [и др.] . – опубл. 27.09.2015.
11. Патент РФ №2 647 434, кл. В 21 J 13/02, В 21 J 5/08. Матрица для высадки деталей сложного профиля. / В.С. Жернаков [и др.]. – опубл. 15.03.2018.

REFERENCES

1. Gazizov Kh.Sh., Valiev R.Sh., Ermolenko A.N. Issledovanie napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya matric dlya shtampovki slozhnoprofil'nyh osesimmetrichnyh detalej [Study of cold forging dies stress-state for complex parts extrusion]. Russian scientific and technical conference dedicated to 80-th anniversary of proff. R.R.Mavlutov: Vol 3. –Ufa: USATU, 2006, pp. 300–305
2. Ovchinnikov S.V, Valiev R.Sh, Gazizov Kh.Sh. et al. O napryazhennom sostoyanii sostavnyh cilindrov peremennoj zhestkosti [About stress state of a multilayer cylinders with alternating rigidity]. Ufa: Vestnik USATU, 2011. Vol.5, Issue N° 4 (44), pp. 95–97.
3. Jernakov V.S. Faizov Yu.R., Gazizov Kh.Sh. Proektirovanie mnogoslojnyh cilindrov. Reestr programm dlya EHVM [Multilayer cylinder design. Software]. 2015, registration N°2 015 616 826
4. Faizov Yu.R., Valiev R.Sh., Gazizov Kh.,Sh. O dolgovechnosti mnogoslojnyh matric dlya shtampovki osesimmetrichnyh detalej [About durability of cold forging multilayer dies for axisymmetric parts]. IVUZ Mashinostroenie, 2014, Issue N°8, P.13–19.
5. Vorobyev A.Z. Ol'kin B.I. Stebnev V.N. et al. Soprotivlenie ustalosti ehlementov konstrukcij [Fatigue resistance of structures]. Moscow, Mashinostroenie,1990. 239 p.
6. Serensen S.V., Kogaev V.P., Shneiderovich R.M. Nesushchaya sposobnost' i raschety detalej mashin na prochnost' [Strength and design of machinery and equipment]. Moscow, Mashinostroenie, 1975. –488 p.
7. Jernakov V.S, Gazizov Kh.Sh, Valiev R.Sh et al. Kontaktnoe vzaimodejstvie instrumenta i zagotovki pri shtampovke kruglyh detalej [Contact interaction between tool and manufactured parts during cold extrusion of round shaped parts]. Vestnik USATU, 2006. Vol.7, Issue N° 1 (14). P.192 – 195.
8. Ganago O.A., Marchenko V.L. Kovtun V.V. Raschet i optimizaciya konstrukcij osesimmetrichnyh matric dlya holodnoj ob»emnoj shtampovki [Design and optimization of cold forging dies]// Journal Forging and blanking manufacturing. 1985.Issue N° 9. – P.21–24.
9. Shevelev L.P., Il'in M.I. Patent RF N° 2198761, cl. B 21 J 13/02, B 23 P11/02. Assembled die., Published. 20.02.2003.
10. Valiev R.Sh., Faizov Yu.R., Jernakov V.S. et al. Patent RF N°2553736, cl. B 21 J 13/02, B 21 J 5/08. Die for forging complex shaped parts., Published 27.09.2015.
11. Jernakov V.S., Valiev R, Sh, Faizov Yu. R. et al. Patent RF N°2647434, cl. B 21 J 13/02, B 21 J 5/08. Die for forging complex shaped parts. Published 15.03.2018.

Статья поступила в редакцию в окончательном варианте 21.03.18