

**Список литературы:** 1. Гриценко Г.Д., Малакей А.Н., Миргородский Ю.Я., Ткачук А.В., Ткачук Н.А. Интегрированные методы исследования прочностных, жесткостных и динамических характеристик элементов сложных механических систем // Механіка та машинобудування. – 2002. – № 1. – С. 6-13. 2. Зукас Дж. А. Динамика удара. – М.: Мир, 1985. – 110 с. 3. Васильев А.Ю., Мартыненко А.В., Шаталов О.Е. Пелешко Е.В., Назарова О.П. Комплексный подход к модернизации корпусов легкобронированных машин с использованием современных программных комплексов // Праці, Таврійська державна агротехнічна академія. – Мелітополь: ТДАТА. – 2005. – 27. – С. 169-174. 4. Васильев А.Ю., Малакей А.Н., Пелешко Е.В., Шаталов О.Е. К вопросу интегрированных систем анализа динамических процессов в корпусах транспортных средств специального назначения // Механіка та машинобудування. – 2004. – № 1. – С. 46-55. 5. Музеймнек А.Ю., Богач А.А. Математическое моделирование процесса удара и взрыва в программе LS-DYNA: учебное пособие. – Пенза: Информационно издательский центр ПГУ, 2005. – 106 с. 6. Кандидов В.П., Чесноков С.С., Вислоух В.А. МКЭ в задачах динамики. – М.: Издательство МГУ, 1980. – 168 с.

*Поступила в редколлегию 25.04.2005.*

УДК 621.98

**Н.А.ГОГОЛЬ**; **О.В.НАЗАРОВА**, канд.техн.наук, Таврическая государственная агротехническая академия;  
**А.В.ТКАЧУК**, канд.техн.наук; **О.В.КОХАНОВСКАЯ**, НТУ «ХПИ»

## **К ЗАДАЧЕ ФОРМИРОВАНИЯ РАСЧЕТНЫХ СХЕМ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ ЛИСТОВОЙ ШТАМПОВКИ**

Запропоновано загальну структуру спеціалізованої системи для аналізу напружено-деформованого стану елементів штампів. Досліджено напружено-деформований стан пуансонів, матриць та пуансон-матриць.

The general structure of specialized system for analysis of the stressed-deformed state of elements of stamps is presented. The stressed-deformed state of puncheons, moulds and puncheon - mould is investigated.

### **1. Введение**

При проектировании элементов технологической оснастки (ЭТО) для изготовления деталей сложных машиностроительных изделий в условиях дефицита времени, средств, вычислительных ресурсов, а также в силу естественной целесообразности во многих случаях существует потребность в «экспресс-моделях» и «экспресс-системах» для оперативного решения возникающих задач анализа и синтеза. «Экспресс-модели» и «экспресс-системы» («ЭМ» и «ЭС») могут создаваться в виде аналитических зависимостей; баз данных, полученных на основе многовариантных расчетов или экспериментальных исследований исследуемых ЭТО; встроенных

компьютерных подсистем оперативного анализа и синтеза ЭТО; характеристик, полученных экспериментальным путем; таблиц; графических зависимостей.

Требования к «ЭМ» и «ЭС»:

1. Определять соответствие прочностных и жесткостных характеристик исследуемых ЭТО (при заданных конструктивных и технологических параметрах) задаваемому уровню этих характеристик для обеспечения точности изготовления деталей сложных машиностроительных изделий.

2. Определять структуру и параметры элементов технологической оснастки, обеспечивающие заданный уровень прочности и жесткости.

3. Высокая скорость работы (возможность работы в режиме «запрос-ответ»).

Пути решения задачи создания «экспресс-моделей» и «экспресс-систем»:

1. на основе полного цикла исследований по технологии [1-3]: цепочка «специализированная система анализа и синтеза – расчетно-экспериментальное исследование – уточнение параметров численных моделей с применением разработанного программно-аппаратного комплекса – определение рациональной структуры и конструктивных параметров – автоматизированное изготовление деталей оснастки и основных деталей»;

2. на основе сокращенного (обоснованно) цикла исследований.

Отдельный случай – когда многопараметрическую модель (причем *семейства конструкций*) с большим количеством параметров, условий и связей между ними предлагается привести к одно- или двухпараметрической единой модели. В данном случае приходится применить подход по принципу «минимакса»: создаваемые «ЭМ» и «ЭС» должны выдавать в качестве выхода семейство моделей или конструкций ЭТО, наименее жесткие и точные из которых удовлетворяют наиболее жестким требованиям по данным параметрам. В этом случае, когда неизбежно создаются конструкции «с запасом», важно определить область их применимости, по возможности очертив последнюю начальными проектными этапами.

Рассмотрим вопрос формирования расчетных схем на примере элементов технологических систем листовой штамповки, а также последующего создания базы данных характеристики прочности и жесткости как функций конструктивных и технологических параметров.

## **2. Структура технологической системы тонколистовой штамповки и типы возникающих задач исследований**

Технологическую систему тонколистовой штамповки можно иерархизировать (рис. 1): структура 1-го уровня – «пресс-штамп», 2-го уровня – «блок-пакет», 3-го уровня – «режущие элементы-штампуемый материал». Требование полного исследования свойств данной технологической системы требует достаточно полного описания всех ее уровней.

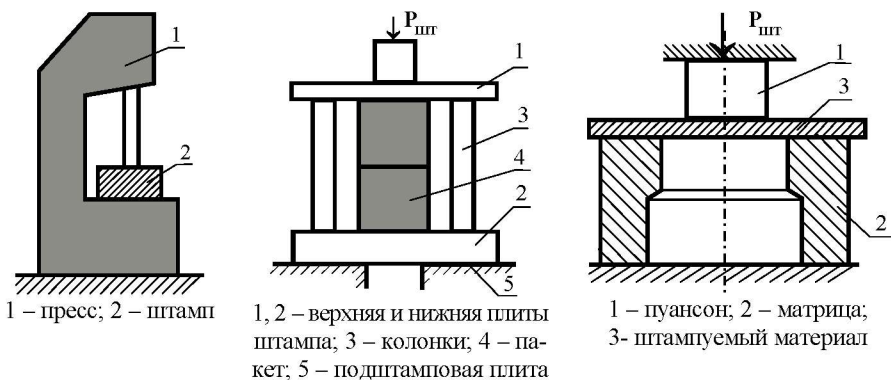


Рисунок 1 – Структура технологической системы тонколистовой штамповки

Тогда по данному классификационному признаку можно выделить следующие типы задач:

I. исследование системы «пресс-штамп»;

II. исследование прочностных и жесткостных характеристик системы «базовые плиты-стол пресса»;

III. исследование взаимодействия в системе «режущие элементы-заготовка».

В свою очередь, задача III может быть поставлена и решена со следующей степенью детализации:

1. определение напряженно-деформированного состояния (НДС) режущих элементов штампов при заданных усилиях штамповки, распределенных по эмпирически установленным законам распределения;

2. исследование контактного взаимодействия «пуансон – заготовка – матрица – пуансон-матрица» в области упругого или упруго-пластического деформирования материала заготовки;

3. исследование процесса разделения материала с применением критериев разрушения.

### 3. Структура специализированной интегрированной системы автоматизированного исследования элементов технологической оснастки тонколистовой штамповки

Для современного машиностроительного производства характерна тенденция интенсификации процессов проектирования, технологической подготовки производства и изготовления. Это приводит к необходимости интенсификации также и процессов исследования прочностных и жесткостных характеристик элементов технологических систем, используемых для изготовления продукции. В частности, актуальной является задача построения специализированных систем, сопряженных с существующими и разрабатываемыми САПР штампов для листовой штамповки. При этом их важнейшим свойством должен быть более полный учет специфики усло-

вий эксплуатации, нагружения и взаимодействия элементов исследуемых объектов.

При разработке комплекса методов, алгоритмов и программного обеспечения необходимо удовлетворить следующим требованиям: непосредственная связь с CAD/CAM системами; работа в режиме реального времени; автоматизация всех этапов исследований; учет контактного взаимодействия в технологических системах.

При этом схема решения задач в рамках систем автоматизированного анализа и синтеза (СААС) элементов технологических систем листовой штамповки (ЭТС-ЛС) предполагает решение следующего комплекса проблем: классификация объектов исследования; определение условий нагружения; определение условий сопряжения; идентификация расчетных моделей; расчет напряженно-деформированного состояния ЭТС-ЛС; обеспечение наглядности отображения; организация обратной связи в САПР. Данные этапы являются предметами самостоятельных исследований и оказывают существенное влияние на результаты исследований в целом.

В соответствие с предложенными в работах [1-3] подходами для определения искомых характеристик технологической системы тонколистовой штамповки может быть построена специализированная интегрированная система «ШТАМП – НДС» (рис. 2).

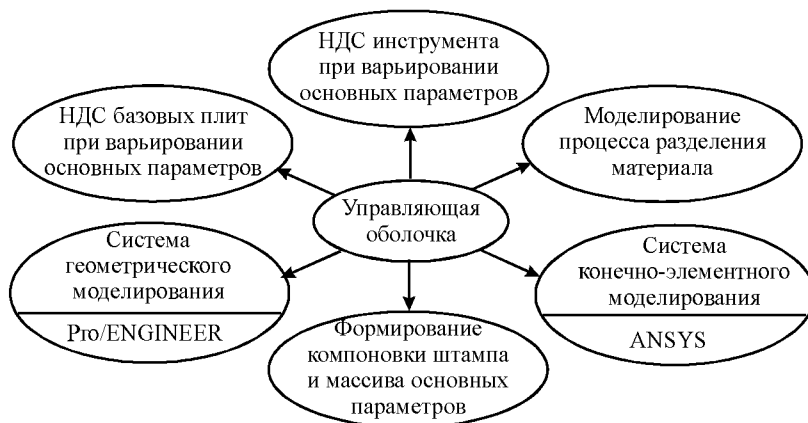


Рисунок 2 – Структура специализированной интегрированной системы автоматизированного исследования элементов технологической оснастки тонколистовой штамповки

Данная система позволяет решать практически весь комплекс задач анализа напряженно-деформированного состояния, а также синтеза конструктивных и технологических параметров штампов.

#### 4. Объекты исследований

Наибольший интерес в качестве объекта исследований с точки зрения

обеспечения прочности, жесткости, долговечности представляют: режущие элементы штампов (пуансоны, матрицы, пуансон-матрицы); плиты штампов (верхняя, нижняя). Данные элементы представляют собой сложные конструкции, в состав которых входят тела вращения, пластины, стержневые конструкции и массивные тела. Соответственно выделяются 2 типа задач: расчет напряженно-деформированного состояния пуансонов, матриц и пуансон-матриц с целью обоснованного выбора технологических параметров процесса штамповки и прогнозирования ресурса инструмента; расчет напряженно-деформированного состояния плит с целью обоснованного выбора их конструктивных параметров.

На элементы штампов действуют усилия штамповки  $P_{шт}$ , распределенные по силовым элементам конструкции штампов. При этом не всегда возможно заранее установить закон распределения этих усилий, и это распределение становится искомым при решении задачи исследования напряженно-деформированного состояния элементов штампов.

Для определения напряженно-деформированного состояния деталей штампов используется метод конечных элементов. Конечно-элементная разбивка данных деталей производится по следующему алгоритму: для исследуемой группы деталей определяется набор типов конечных элементов и общая схема построения модели; в графическом редакторе производится сканирование указанной области пространства, информация хранится в согласованном формате; запрашиваются у пользователя параметры разбивки (густота разбивки); производится построение конечно-элементной модели группы объектов.

## 5. Исследование напряженно-деформированного состояния режущих элементов штампов

Для оперативного анализа напряженно-деформированного состояния пуансонов, матриц и пуансон-матриц как элементов единой системы «режущий инструмент – заготовка» была проведена серия многовариантных численных расчетов с варьированием различных параметров и конструктивных схем исполнения инструмента, свойств и толщины штампуемого материала.

На рис.3, а приведены расчетные схемы вырубной матрицы штампа. Здесь  $p_1$  – контактное давление на режущей кромке матрицы, распределенное по кольцу шириной  $a$ ;  $p_2$  – распирающее давление, действующее на внутреннюю цилиндрическую поверхность высотой  $b$  до момента скола штампуемой детали;  $F$  – усилие проталкивания, равное по величине силе трения между матрицей и деталью. Значение  $p_1$  можно определить из соотношения

$$\int_{d_1/2}^{d_1/2+a} p_1(r) 2\pi r dr + F = P_1. \quad (1)$$

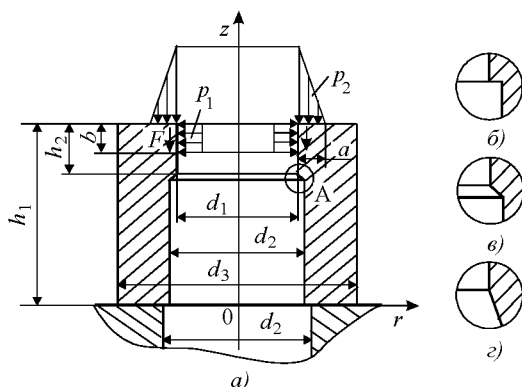


Рисунок 3 – Расчетные схемы вырубной матрицы штампа

Суммарная величина усилия вырубки  $P_1$  определяется по классической формуле

$$P_1 = k \sigma_{cp} L^P t, \quad (2)$$

где  $k$  – коэффициент запаса, принимаемый обычно 1,2-1,3;  $\sigma_{cp}$  – сопротивление срезу штампуемого материала;  $L^P$  – периметр вырубаемого контура, в данном случае равный  $\pi d_1$ ;  $t$  – толщина штампуемого материала.

Значения ширины кольца контакта  $a$  штампуемого материала с матрицей и глубины его внедрения  $b$  до момента скола были ранее определены экспериментально [4]. Установлено, что эти величины зависят от толщины, марки штампуемого материала, относительного зазора между режущими кромками и т.д. Однако в среднем с достаточной для практики точностью можно записать  $a = 0,5 t$ ;  $b = 0,1 t$ . Величину распирающего усилия  $p_2$ , равного  $0,35 p_1$  [5], можно определить из соотношения

$$\int_{h_1-b}^{h_1} p_2(z) \pi d_1 dz = 0,35 p_1. \quad (3)$$

Давление  $p_2$  на стенки матрицы ввиду малости участка распределения принято равномерным, то есть  $p_2(z) = \text{const}$ . Поэтому, принимая коэффициент трения между внутренней поверхностью матрицы и проталкиваемой деталью равным 0,3 [6], можно записать  $F = 0,3 P_2$ . На основании результатов экспериментов распределение контактного давления  $p_1$  можно считать линейным, то есть  $p_1(r) = k_1 r + l$ . Выполнив необходимые преобразования, можно найти коэффициент  $k_1$  и свободный член  $l$  и, таким образом, полностью определить выражения (1) и (3).

При исследовании напряженно-деформированного состояния вырубных матриц изучали влияние относительной толщины стенки (внутренние диаметры принимали значения 5, 10, 15, 20, 30, 50, 100 и 150 мм, для каждого из которых наружные варьировали от 1,03 до 5,0  $d_1$ ) конструктивного исполнения зоны  $A$  (см. рис.3, б, в, г) и толщины штампуемого материала на законы рас-

пределения и величины напряжений и перемещений (исследования проводили на вырубной матрице с размерами:  $d_1 = 30$  мм;  $d_2 = 31$  мм;  $d_3 = 50$  мм;  $h_1 = 30$  мм;  $h_2 = 10$  мм).

Расчетная схема типовой пуансон-матрицы показана на рис. 4, а, характерной особенностью ее является наличие в нижней части кольцевых буртиков высотой  $h_3$  и  $h_5 - h_4 - h_3$ . Такая конструкция пуансон-матриц применяется в перенастраиваемых штампах совмещенного действия, в которых режущий инструмент крепится при помощи композиционных материалов.

Поскольку в штампах любых конструкций основные конструктивные параметры (наружный и внутренний диаметры пуансон-матрицы) определяются размерами штампуемой детали, то при инженерных расчетах конструктору остается проверить величины возникающих напряжений и сравнить их с допускаемыми для используемой марки стали. Однако при выполнении данного исследования необходимо определить влияние законов нагружения пуансон-матриц  $q_1(r)$  на их напряженно-деформированное состояние и величины максимальных напряжений в зоне режущих кромок. Рассмотренные варианты законов нагружения показаны на рис.4, б, в, г.

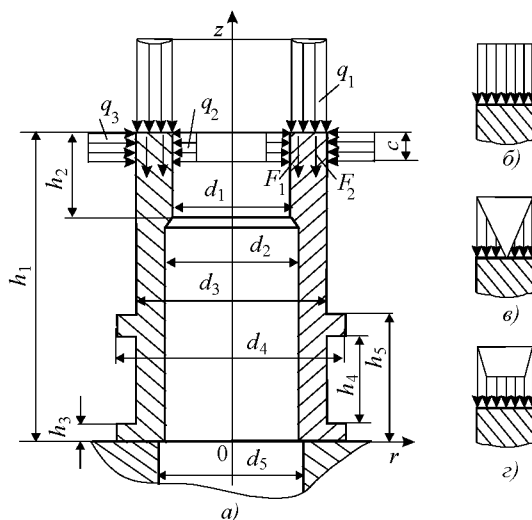


Рисунок 4 – Расчетная схемы пуансон-матрицы штампа

Расчетная схема пуансон-матрицы отличается от расчетной схемы матрицы, как следует из сопоставления рис. 3, а и рис.4, а наличием наружной режущей кромки, выполняющей роль пуансона. Поэтому все приведенные соотношения справедливы и для пуансон-матрицы, за исключением пределов интегрирования в выражении (1), принимающих теперь значения от  $d_1/2$  до  $d_3/2$ , а также величины  $L$  в выражении (2), равной в данном случае  $\pi(d_1 + d_3)$ .

Кроме того, в левой части выражения (1) кроме силы трения на внутренней поверхности  $F_1$  будет действовать сила трения на внешней поверхности  $F_2$ , возникающая при вырубке от давления  $q_3$  и определяемая аналогично.

При исследовании напряженно-деформированного состояния пуансон-матриц изучали влияние толщины стенки на величины возникающих напряжений и перемещений. При этом для внутреннего диаметра  $d_1$ , равного 60 мм, наружный диаметр  $d_3$  принимал такие значения, что отношение  $d_3/d_1$  изменялось от 1,1 до 2,5. Общая высота пуансон-матрицы равнялась 70 мм.

Для удобства применения полученных результатов для штампуемых листовых материалов с любыми механическими характеристиками и любых толщин все расчеты производили при  $\sigma_{cp} = 100$  МПа и 1000 МПа,  $t = 1$  мм. В результате расчета получены все компоненты тензоров деформаций, напряжений и векторов перемещений для всех конечно-элементных моделей во всех рассмотренных конструктивных вариантах матриц и пуансон-матриц, то есть полностью охарактеризованы их напряженно-деформированные состояния.

При проведении исследования матриц установлено, что форма полости матрицы в зоне  $A$  (см. рис. 3) практически не влияет на величины максимальных напряжений, возникающих в области режущей кромки. Концентратор в виде прямого угла лишь незначительно изменяет закон распределения и увеличивает напряжения именно в этой зоне, однако здесь их абсолютные значения намного меньше по сравнению со значениями в области режущей кромки. Что касается перемещений, то в случае варианта (см. рис.3, б) несколько (на 20-25 %) увеличиваются их как осевые, так и радиальные составляющие. Конусное исполнение зоны  $A$  по варианту, приведенному на рис.3, з, трудоемко в изготовлении, а особых преимуществ не имеет. Наиболее приемлемым для практики является вариант, приведенный на рис.3, в.

Изменение толщины штампуемого материала от 1 до 10 мм в 10 раз и более увеличивает осевые и радиальные перемещения, нормальные и касательные напряжения по всему поперечному сечению, но практически не изменяет величины максимальных напряжений в зоне режущей кромки. Естественно, вне этой зоны напряжения увеличиваются пропорционально толщине, однако здесь они невелики по абсолютному значению. Эквивалентные напряжения вычисляли по энергетической гипотезе прочности.

На рис. 5 показаны графические зависимости относительных максимальных эквивалентных напряжений  $\sigma_{\max}$  ( $t = 1$  мм,  $\sigma_{cp} = 100$  МПа) и максимальных осевых перемещений  $u_{z\max}$  ( $t = 1$  мм,  $\sigma_{cp} = 1000$  МПа) от относительной толщины стенки матрицы  $\gamma = (d_3 - d_2)/2d_2$ , где 1-8 соответственно  $d_1 = 5; 10; 15; 20; 30; 50; 100; 150$  мм. Как следует из графиков, для уменьшения максимальных напряжений, возникающих в зоне режущей кромки, в большинстве случаев увеличивать толщину стенки матрицы имеет смысл лишь в интервале  $0 < \gamma \leq 0,35$ . Дальнейшее утолщение стенки лишь увеличивает габаритные размеры и металлоемкость матрицы.

В процессе исследования напряженно-деформированного состояния пуансон-матриц установлено, что характер приложенной нагрузки к верхнему торцу существенно влияет на характер распределения и абсолютные значения максимальных перемещений и напряжений, возникающих в зонах режущих кромок. При удалении от верхнего торца пуансон-матрицы по оси  $Oz$  на 3-5 мм это влияние уменьшается, и закон распределения внешней нагрузки для общего напряженно-деформированного состояния практически уже не имеет значения. Однако здесь величины напряжений значительно меньше, поэтому прочностные расчеты следует проводить, исходя из максимальных значений напряжений, возникающих при наиболее неблагоприятном характере нагружения. Численные эксперименты показали, что наиболее неблагоприятным законом распределения исходных нагрузок на верхнем торце пуансон-матриц для напряженного состояния зон режущих кромок является вариант, приведенный на рис. 4, *в*. В качестве основного конструктивного варианта для исследования распределения напряжений и перемещений рассматривали пуансон-матрицу со следующими параметрами:  $d_1 = 60$  мм;  $d_2 = 61$  мм;  $d_3 = 80$  мм;  $d_4 = 96$  мм;  $h_1 = 70$  мм;  $h_2 = 20$  мм;  $h_3 = 6$  мм;  $h_4 = 15$  мм;  $h_5 = 24$  мм.

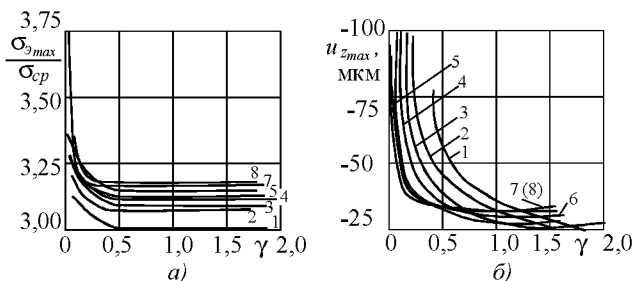


Рисунок 5 – Графические зависимости относительных максимальных эквивалентных напряжений и максимальных осевых перемещений  $u_{z_{max}}$

На рис.6, *а* показано распределение эквивалентных напряжений по контуру пуансон-матрицы основного исполнения, а на рис. 6, *б* – схема ее деформирования при штамповке листового материала толщиной 1 мм с  $\sigma_{cp} = 100$  МПа и 1000 МПа соответственно. В скобках даны величины радиальных и осевых перемещений в микронах.

Деформированное состояние пуансон-матрицы отличается от такового вырубной матрицы тем, что здесь радиальные перемещения во всем сечении направлены от центра, в то время как в матрице ее верхняя часть с режущей кромкой под воздействием сформировавшейся системы сил перемещается к центру. Но как в матрицах, так и в пуансон-матрицах вертикальные перемещения верхнего торца значительно (в среднем на порядок) выше радиальных.

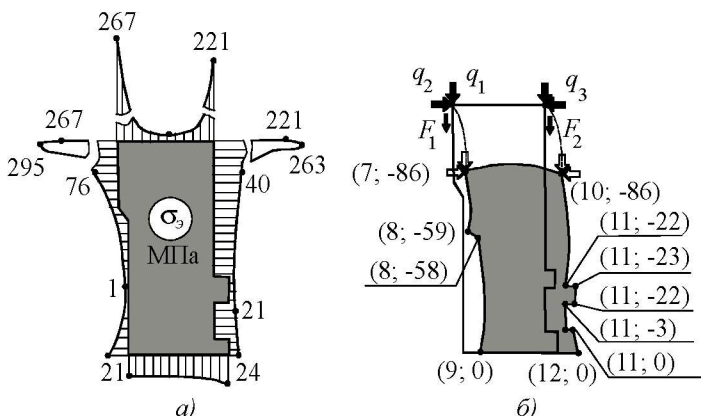


Рисунок 6 – Распределение эквивалентных напряжений по контуру пуансон-матрицы основного исполнения (а) и схема ее деформирования при штамповке листового материала (б)

Анализ результатов расчетов на жесткость вырубных матриц и пуансон-матриц с учетом характера деформирования пуансонов показывает, что при определенных усилиях штамповки и конструктивных параметрах режущего инструмента в процессе вырубки деталей за счет радиальных перемещений режущих кромок изменяется назначенный конструктором рабочий зазор. Так, например, при вырубке шайбы из стали 50ХГ ( $\sigma_{cp} = 1200$  МПа) толщиной 4 мм с наружным диаметром 80 мм и внутренним 60 мм радиальное сближение режущих кромок между матрицей и пуансон-матрицей составит около 65 мкм, то есть 20 % величины одностороннего номинального зазора для данного случая, что изменит требуемую точность вырубки и ухудшит качество поверхности среза шайбы. Зазор между пуансоном и пуансон-матрицей увеличится на 7 мкм, то есть на 2 % номинального значения.

## 6. Выводы по результатам исследований

При проектировании рабочего инструмента следует рассчитать его прочность и жесткость, определить величины радиальных смещений режущих кромок и скорректировать величину номинального зазора. Что касается осевых перемещений между матрицей и пуансон-матрицей, то они практически не влияют на точность штампуемых деталей, качество поверхности среза и величину зазора. В данном случае вся система пуансон - матрица - штампуемый материал - пуансон-матрица, сжимаясь, смещается вниз на величину абсолютной осевой деформации пуансон-матрицы.

Расчеты показали, что изменение толщины стенки пуансон-матрицы практически не влияет на максимальные значения напряжений в зоне режущих кромок, а на расстоянии 3-5 мм от верхнего торца в тонких стенках могут возникать напряжения, превосходящие допустимые (в зоне режущих кромок

напряженное состояние, близкое к всестороннему сжатию, позволяет стенкам выдерживать величины напряжений, в несколько раз превосходящие допусковые). В частности, конструкторам не рекомендуется назначать толщину стенки пуансон-матрицы, при которой отношение  $d_2/d_1$  было бы меньше 1,2. В противном случае при штамповке листового материала толщиной  $t \geq 3$  мм и  $\sigma_{cp} \geq 400$  МПа, может разрушиться пуансон-матрица уже на первых циклах нагружения.

Разработанные «ЭМ» и «ЭС» для анализа и синтеза элементов штампов позволяют оперативно решать весь комплекс задач, возникающих при проектировании данного типа оснастки для изготовления деталей сложных машиностроительных изделий. Кроме того, наличие такого инструмента дает возможность создать и расширять базу данных, получаемую при многовариантных расчетах НДС элементов штампов с варьированием конструктивных решений и параметров.

В качестве направлений дальнейших исследований предлагается анализ процесса разделения материала в системе «инструмент-заготовка».

**Список литературы:** 1. *Ткачук Н.А.* Комплексное экспериментальное определение параметров численных моделей элементов механических систем // *Механика та машинобудування*. – 2001. – № 1,2. – С. 65-69. 2. *Ткачук Н.А.* Расчетно-экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния элементов сложных механических систем // *Вісник Національного технічного університету «ХПИ»*. Тематичний випуск: «Динаміка і міцність машин». Збірник наукових праць НТУ «ХПИ». – Харків: НТУ «ХПИ», 2002. – № 10. – С. 126-132. 3. *Веретельник Ю.В., Миргородский Ю.Я., Пелешко Е.В., Ткачук Н.А.* Параметрические модели элементов сложных систем как основа построения специализированных расчетных систем // *Механіка та машинобудування*. – 2003. – № 1, т. 2. – С.3-8. 4. *Мовшович И.Я., Зярянко Е.И., Долгов В.А.* Исследование сопротивления срезу при штамповке листового материала // *Технология и организация производства*. – 1975. – № 2. – С. 28-30. 5. *Хмара С.М., Смолянинов В.П., Коломойцев А.А. и др.* О причинах выкрашивания твердосплавных вырезных матриц // *Кузнечно-штамповочное производство*. – 1965. – № 8. – С. 21-23. 6. *Хмара С.М., Смолянинов В.П., Коломойцев А.А. и др.* К определению напряжений на режущих кромках вырезных твердосплавных матриц // *Кузнечно-штамповочное производство*. – 1966. – № 6. – С.22-24.

*Поступила в редакцию 25.04.2005*