

Разработка математических моделей силового взаимодействия базовых элементов универсально-сборных штампов

Украинская государственная академия железнодорожного транспорта «УкрГАЗТ»

Предложены разработанные математические модели расчета силового взаимодействия базовых деталей и определены нагрузки, действующие на опорные плиты универсально-сборных штампов, необходимые для расчета их на прочность.

Ключевые слова: универсально-сборные штампы, математическая модель, прочность, жесткость, напряженно-деформированное состояние, деформации, амплитуда колебаний, композиционные материалы, силовые нагрузки.

Введение. Конструкции разработанных универсально-сборных штампов для разделительных операций листовой штамповки в условиях дискретно-нестабильных программ выпуска продукции позволяют изготавливать детали различной конфигурации, толщины и габаритных размеров в диапазоне определенных типоразмеров пакетов, которые монтируют на универсально-сборных блоках, собираемых из базовых плит и других деталей комплектов универсально-сборных штампов (УСШ) [1].

При смене номенклатуры штампуемых деталей каждый раз осуществляют замену рабочих элементов (пуансонов и матриц), закрепляемых в соответствующих пакетах, согласно чертежам.

Постановка задач. Серийность деталей может колебаться от 10 до 2 000 и более. При таком режиме достигается максимальная технико-экономическая эффективность применения комплектов УСШ. Однако в этом случае плиты блоков довольно продолжительный период подвергаются существенным нагрузкам циклического характера, что при недостаточной жесткости и прочности может привести к выходу из строя не только базовых плит, но и конструкции штампа в целом.

Жесткость блока оказывает также влияние на качество и точность штампуемых деталей.

В технической литературе отсутствуют научно обоснованные рекомендации по выбору конструктивных параметров универсально-сборных штампов, обеспечивающих их минимальную металлоемкость при соблюдении требований жесткости и прочности.

Геометрические параметры некоторых деталей, например нижних и верхних плит, направляющих колонок и др., рекомендуется выбирать из ряда допущений, которые существенно упрощают расчетные схемы, подчас приводя к принципиально иному классу задач.

Часто рекомендации даются безо всякого обоснования, и границы выбора рекомендуемых размеров очень велики.

Так, в работах [2, 3] толщину нижней плиты штампа рекомендуют ориентировочно определять из условия

$$H = (1...1,5)H_m,$$

где H_m – толщина матрицы.

Толщину верхней плиты принимают равной толщине нижней плиты или равной $(0,8...1,2)H_m$.

Во многих работах по конструированию штампов толщину нижней плиты штампа определяют по формуле балки. Н.К. Фотеевым [4] был предложен способ определения толщины плиты штампа исходя из условия незаклинивания направляющих колонок во втулках. Толщину плиты штампа выбирали такой, чтобы перемещение верха колонки в горизонтальной плоскости не превышало $1/8$ величины зазора между пуансоном и матрицей. Расчетную схему плиты автор представил как трехпролетную балку, лежащую на четырех опорах, дважды статически неопределенную в связи с тем, что крепление плиты гарантирует отсутствие перемещения ее концов.

Расчет плит как пластинок использует ряд авторов [5, 6]. Б.П. Звороно и М.Е. Зубцов считают, что круглую нижнюю плиту штампа необходимо рассчитывать как тонкую пластину, свободно лежащую на опоре и равномерно нагруженную по периметру отверстия. В качестве опорного контура принимали отверстие в подштамповой плите. Крепление к столу пресса не учитывали. В работе А.А. Коломойцева [1] приведена классификация плит по способу их отпирания и вытекающие из этого способы работы плит (работа на сжатие или изгиб).

Расчетные формулы для определения толщины плит получены методом Ритца для осесимметричной пластины, которой заменяют плиту без учета направляющих элементов и крепления плиты блока к подштамповой плите пресса.

Цель работы. Тяжелые условия эксплуатации и сравнительно длительный срок службы блоков универсально-сборных штампов, а также отсутствие научно-обоснованных рекомендаций по проектированию штамповой оснастки обуславливают необходимость проведения исследований по определению напряженно-деформированного состояния (НДС) блоков универсально-сборных штампов, целью которых явилось определение оптимальных геометрических параметров плит блоков, обеспечивающих минимальную металлоемкость при соблюдении требуемых условий прочности и жесткости.

В связи с этим возникает необходимость разработки математических моделей силового взаимодействия базовых деталей и определение нагрузок, действующих на опорные плиты универсально-сборных штампов.

Математической моделью любого технического объекта на микроуровне является система дифференциальных уравнений в частных производных, описывающая процессы в сплошной среде с заданными краевыми условиями. Для механики упругих тел такой системой являются уравнения Ламе:

$$\begin{aligned} (\lambda + \mu) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} + \mu \cdot \Delta U + X - \rho \frac{\partial^2 U}{\partial t^2} &= 0; \\ (\lambda + \mu) \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} + \mu \cdot \Delta V + Y - \rho \frac{\partial^2 V}{\partial t^2} &= 0; \\ (\lambda + \mu) \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} + \mu \cdot \Delta W + Z - \rho \frac{\partial^2 W}{\partial t^2} &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

где U, V, W – перемещение точек исследуемого объекта; $\varepsilon = \frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} + \frac{\partial W}{\partial z}$ –

относительное изменение объема; $\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$ – оператор Лапласа;

$\frac{\partial^2 U}{\partial t^2}, \frac{\partial^2 V}{\partial t^2}, \frac{\partial^2 W}{\partial t^2}$ – составляющие ускорения; ρ – плотность; X, Y, Z – составляющие объемной силы; $\lambda = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)}$ – постоянная Ламе; $\mu = G = \frac{E}{2(1+\nu)}$ – модуль сдвига; E – модуль упругости; ν – коэффициент Пуассона.

Если состояние исследуемого объекта практически не зависит от времени, то приходим к математической модели, описываемой статическими уравнениями

$$\begin{aligned} (\lambda + \mu) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} + \mu \cdot \Delta U + X &= 0; & (\lambda + \mu) \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} + \mu \cdot \Delta V + Y &= 0; \\ (\lambda + \mu) \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} + \mu \cdot \Delta W + Z &= 0. \end{aligned} \quad (2)$$

Сведение математической модели к статическим уравнениям значительно упрощает решение поставленной задачи. Оценим, насколько правомерен такой переход при разработке математических моделей штампов с применением композиционных материалов.

Как известно, характер приложения нагрузок в штампах является решающим фактором при выборе статической либо динамической модели. При статическом нагружении возникающие в штампе деформации и напряжения остаются постоянными на всем протяжении действия нагрузки, при динамическом нагружении очевидна зависимость НДС штампа от времени. Изменение деформаций упругого тела в различные моменты времени определяет колебательное движение определенной формы и частоты. Причем в этом случае существенно соотношение величин собственных частот колебаний элементов штампов и частоты возмущающей силы.

Под действием некоторого начального нарушения равновесного состояния (например, приложения внешней силы) в механических системах возникают свободные колебания. Базовые плиты штампов, относящиеся к классу пластин, подвержены периодическому нагружению усилием, возникающим при штамповке деталей. В общем случае дифференциальное уравнение, описывающее свободные поперечные колебания пластин, имеют вид

$$D \cdot \Delta W + \rho \cdot h \frac{\partial^2 W}{\partial t^2} = 0, \quad (3)$$

где $D = Eh^3/12(1-\nu^2)$ – цилиндрическая жесткость пластины;
 h – толщина пластины; W – прогиб пластины.

В основу этого выражения положено допущение о малой амплитуде колебаний, т.е. рассматривают поперечные колебания в рамках гипотез Кирхгофа-

Лява. Необходимо отметить, что соотношение габаритных размеров базовых плит штампов таково, что они в основном относятся к классу тонких пластин, описываемых уравнениями технической теории изгиба плит, в основу которой положены следующие гипотезы (гипотезы Кирхгофа-Лява):

- а) любая прямая, нормальная к срединной плоскости до деформации, остается после деформации прямой, нормальной к срединной поверхности;
- б) напряжениями, действующими в направлении, перпендикулярном срединной поверхности, можно пренебречь.

Собственную форму колебаний опертой прямоугольной пластины со сторонами a_1 , a_2 обычно определяют в виде

$$W = W_0 \cdot \sin \frac{\pi \cdot m_1}{a_1} x_1 \cdot \sin \frac{\pi \cdot m_2}{a_2} x_2, (m_1, m_2 = 1, 2, 3, \dots).$$

При этом частоту собственных колебаний свободно опертой пластины находят по формуле

$$\omega = \pi^2 \left(\frac{m_1^2}{a_1^2} + \frac{m_2^2}{a_2^2} \right) \left(\frac{D}{\rho \cdot h} \right)^{1/2}. \quad (4)$$

Задача определения частоты собственных колебаний защемленной по контуру прямоугольной пластины решена приближенным методом и дает выражение для определения частоты

$$\omega = \pi^2 \left[\frac{D}{\rho \cdot h} \left(\frac{A_m^4}{a_1^4} + \frac{A_n^4}{a_2^4} + 2 \frac{B_m \cdot B_n}{a_1^2 \cdot a_2^2} \right) \right]^{1/2}, \quad (5)$$

где $A_m = \begin{cases} 1,506 & (m=1) \\ n+0,5 & (m \geq 2) \end{cases}; B_m = \begin{cases} 1,248 & (m=1) \\ A_m \left(A_m - \frac{2}{\pi} \right) & (m \geq 2) \end{cases}.$

Для композиционной пластины размерами $a \times b \times h = 280 \times 250 \times 45$, изготовленной на основе стеклоткани с использованием фенолформальдегидной смолы (плотность материала $\rho = 1,6 \text{ кг/см}^3$), частота свободных колебаний при свободном опирании составила $\omega = 13040 \text{ Гц}$, при защемленном контуре $\omega = 22278 \text{ Гц}$. Крепление верхней плиты блока к ползуну прессы, а нижней – к подштамповой плите прессы нельзя отнести ни к одному из перечисленных видов закрепления. Поэтому в дальнейшем, видимо, целесообразно взять усредненное значение собственной частоты между значениями собственной частоты для пластинок, свободно опертой и защемленной. Наличие в нижних плитах центрального отверстия позволяет судить о том, что их реальные собственные частоты будут еще ниже из-за уменьшения их жесткости.

Штампы с плитами из композиционных материалов предполагается использовать в широком диапазоне для оснащения механических листоштамповочных прессов усилием от 25 до 2500 кН с частотами от 400 до 40 ходов ползуна в минуту, т.е. частота воздействия возмущающей силы находится в интервале

6,7...0,67 Гц, а это на несколько порядков меньше по сравнению с собственными частотами базовых плит.

В настоящее время в литературе встречаются различные критерии динамичности нагружения механических систем. Одним из наиболее распространенных является принцип сопоставления частот собственных колебаний тела и частоты приложения внешних усилий.

Если частота возмущающей силы значительно отличается от частоты свободных колебаний пластины, то амплитуды вынужденных колебаний не превышают статического прогиба пластины от внешней возмущающей силы, т.е. правомерна статическая постановка задачи.

Рассмотрим подробнее систему сил, возникающих в штампах в процессе их эксплуатации. В первом приближении нагружение штампа для листовой штамповки материала можно рассматривать следующим образом (рис. 1).

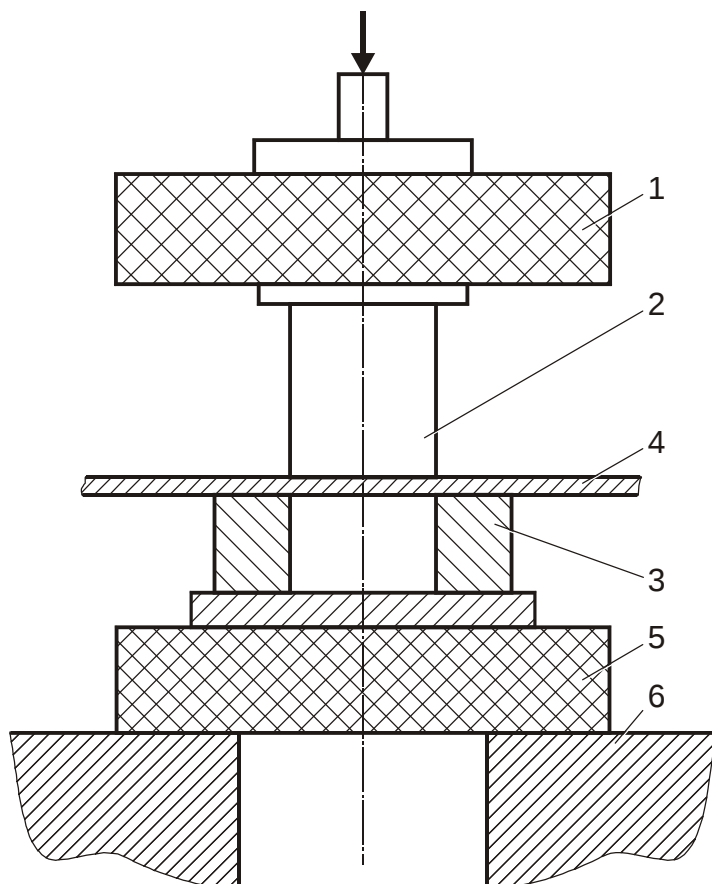


Рис. 1. Схема контактного взаимодействия конструктивных элементов штампа: 1 – верхняя плита штампа; 2 – пуансон; 3 – матрица; 4 – штампуемая полоса; 5 – нижняя плита штампа; 6 – подштамповая плита

Усилие P от ползуна прессы через хвостовик передается на верхнюю плиту штампа 1, связанную с режущими элементами, например, пуансоном 2. При контакте пуансона и матрицы 3 со штампуемой полосой 4 усилие штамповки далее передается на нижнюю плиту штампа 5, устанавливаемую на подштамповую плиту прессы 6, обычно имеющую центральное провальное отверстие.

Таким образом, работу штампа можно представить как сложную систему контактного воздействия нескольких конструктивных элементов.

В состав математической модели силового взаимодействия с другими сопряженными элементами в общем случае входят: система разрешающих дифференциальных уравнений, система нагрузок и система соответствующих граничных условий.

В общем виде математическую модель силового взаимодействия сопряженных деталей можно представить следующим образом:

$$P(\sigma, \varepsilon, U) = Q(x, t) \quad (6)$$

при $P_1(\sigma)|_{\Gamma_1} = \varphi_1(x, t); P_2(U)|_{\Gamma_2} = \varphi_2(x, t); P_3(U)|_{\Gamma_3} = \varphi_3,$

где P – линейный дифференциальный оператор теории упругости (например, уравнение Ламе); Q – вектор нагрузки; Γ_1 – часть поверхности с силовыми граничными условиями; Γ_2 – часть поверхности с геометрическими граничными условиями; Γ_3 – часть поверхности контактного взаимодействия.

В общем случае разработка математических моделей силового взаимодействия и проведения прочностных расчетов деталей штампов включает в себя:

- анализ физико-механических, геометрических характеристик штампуемых деталей, прессового оборудования и условий эксплуатации штампов;
- разработку расчетных схем элементов конструкции;
- определение граничных условий и законов распределения внешних нагрузок;
- выбор, обоснование и разработку методов исследования.

Анализ конструкций штампов для разделительных операций листовой штамповки, физико-механических и геометрических характеристик штампуемых деталей, условий эксплуатации штамповой оснастки показал, что основной нагрузкой, которую испытывают в процессе штамповки базовые плиты, пуансоны и т.д., являются технологическое усилие вырубки-пробивки, величина которого определяется зависимостью [1]

$$P = kLS\sigma_{cp}, \quad (7)$$

где S – толщина штампуемого материала; L – длина линии резания; σ_{cp} – сопротивление срезу; k – поправочный коэффициент, учитывающий затупление режущих кромок и потери на преодоление сил трения в направляющих парах.

При работе прессы в кривошипно-шатунном механизме кроме вертикальной составляющей усилия штамповки P , идущей на выполнение технологических операций, возникает горизонтальная составляющая N , величина которой равна [5]:

$$N = P \cdot \lambda \cdot \sin \alpha,$$

где λ – коэффициент шатуна, равный отношению радиуса кривошипа к длине шатуна; α – угол поворота кривошипа.

Угол α при выполнении разделительных операций составляет $10...15^\circ$, поэтому с достаточной степенью точности считают:

$$N = 0,26 \cdot \lambda \cdot P.$$

Как известно, стойкость штампов и их НДС во многом определяется состоянием прессы, его жесткостью. Установлено, что на долю станины приходится $22...30\%$, а на долю кривошипно-шатунного механизма – $60...70\%$ от общей деформации прессы. Такая деформация негативно влияет на жесткость штампов и, следовательно, должна быть учтена как внешнее воздействие при составлении математической модели.

Различают вертикальную и горизонтальную жесткость прессы [6]. Вертикальная жесткость прессы характеризуется коэффициентом вертикальной жесткости

$$C_B = \Delta P / \Delta l_B, \quad (8)$$

где ΔP – приращение нагрузки при $P = (0,3...1)P_{ном}$; Δl_B – увеличение расстояния между столом и ползуном.

Особенно важное значение имеет вертикальная жесткость прессов с *C*-образной станиной, составляющих значительную долю парка прессового оборудования листоштамповочных цехов. Недостаточная жесткость прессов такого типа приводит к нарушению перпендикулярности и соосности ползуна относительно стола пресса, что в дальнейшем вызывает искажения зазора между режущими элементами штампа.

Горизонтальная жесткость пресса складывается из горизонтальной жесткости станины, которая гораздо выше вертикальной, а также из горизонтальной жесткости ползуна пресса и ряда других дополнительных факторов (неточности изготовления пресса), которые способствуют увеличению горизонтальной составляющей усилия штамповки, действующей на колонки и рабочий инструмент штампа в процессе работы пресса.

В наиболее неблагоприятном случае все отклонения от идеального исполнения пресса, такие, как неплоскостность стола и ползуна, непараллельность поверхности стола и ползуна, неперпендикулярность хода ползуна плоскости стола, непараллельность отверстия в ползуне ходу пресса могут суммироваться и вызывать дополнительные горизонтальные усилия N_1, N_2, N_3, N_4 соответственно. Каждая из составляющих горизонтального усилия штамповки $N_1 - N_4$ принимает значения от $6 \cdot 10^{-3}$ до $3 \cdot 10^{-3} \%$ от величины деформирования P .

При выполнении определенных технологических операций, таких, как отрезка, вырубка незамкнутого контура, Γ -образная гибка и т.п., возникает внецентренное приложение нагрузки, в результате чего возникает перекосящий штамп, а величина горизонтальной составляющей усилия штамповки в наиболее неблагоприятном случае может достигать величины, равной 30% от усилия штамповки.

Векторная сумма всех составляющих усилий N_i и является горизонтальной силой $N_{гор}$, действующей на штамп и вызывающей смещение его верхней части относительно нижней и деформацию направляющих колонок

$$N_{гор} = \sum_{i=1}^4 N_i.$$

Однако следует заметить, что колонки штампа во время работы воспринимают не общую величину $N_{гор}$, а только ту часть, которая необходима для осуществления деформирования (отклонения их верхних точек от нулевого положения) колонок на величину максимально допустимого зазора между направляющими ползуна и его рабочими поверхностями. Остальную часть общего горизонтально действующего усилия принимают на себя направляющие ползуна пресса, которые выполняют функции не только направляющих, но и своеобразной опоры, гасящей горизонтальные составляющие усилия штамповки.

Выводы

1. Величина усилия, действующего на колонки, может быть существенной, поэтому из всего изложенного выше следует, что при расчете основных элементов штампов на прочность необходим учет горизонтальной составляющей усилия

штамповки, влияющей на прочность и жесткость штампов, а также на качество и точность изготовления штампуемых деталей.

2. Предложена математическая модель взаимодействия базовых деталей универсально-сборных штампов.

Список литературы

1. Романовский В.П. Справочник по холодной штамповке / В.П. Романовский. – Л.: Машиностроение, 1989. – 520 с.
2. Чижиков Н.В. Аналитическая оценка нерешенной системы обратимых штампов / Н.В. Чижиков, М.М. Буденный // Вестник национального технического университета «ХПИ»: сб. науч. тр. – Вып. 11. – Х., 2001. – С. 83 – 89.
3. Буденный М.М. К вопросу о рациональном креплении нижних плит штампов на прессах/ М.М. Буденный // Высокие технологии в машиностроении: сб. науч. тр. Нац. техн. ун-та «ХПИ». – Вып. 1(10). – Х., 2005. – С. 56 – 61.
4. Фотеев Н.К. Высокостойкие штампы / Н.К. Фотиев. – М.: Машиностроение, 1965. – 260 с.
5. Звороно Б.П. Расчет и конструирование штампов для холодной штамповки / Б.П. Звороно. – М.: Машгиз, 1949. – 238 с.
6. Зубцов М.Е. Листовая штамповка / М.Е. Зубцов. – Л.: Машиностроение, 1967. – 504 с.

Рецензент: д-р техн. наук, зав. каф. Л.А. Тимофеева,
Украинская государственная академия железнодорожного
транспорта «УкрГАЗТ», Харьков.

Поступила в редакцию 21.01.11.

Розроблення математичних моделей силової взаємодії базових елементів універсально-збірних штамів

Запропоновано розроблені математичні моделі розрахунку силової взаємодії базових деталей та визначено навантаження, які діють на опорні плити універсально-збірних штамів, необхідні для розрахунку їх на міцність.

Ключові слова: універсально-збірні штампи, математична модель, міцність, жорсткість, напружено-деформований стан, деформації, амплітуда коливань, композиційні матеріали, силові навантаження.

Development of mathematical models of force interaction of modular fixturing stamps basic elements

Mathematical models of force interaction of basic elements are suggested and the loads acting on base plates of modular fixturing stamps required for strength analysis are calculated.

Keywords: modular fixturing stamps, mathematical models, strength, stiffness, mode of deformation, deformations, amplitude oscillation, composite materials, power load.