

пригодных для использования в качестве металлургической шихты, при низкой стоимости и высокой эффективности процесса.

2. На основе данных анализа химического состава и механических свойств опытного слитка из сплава ВТ8 установлено, что введение стружки в виде брикетов в количестве до 50 % от массы слитка позволяет получить сплав в соответствии с техническими тре-

бованиями, предъявляемыми к титановым сплавам.

3. Учитывая высокую стоимость титанового сырья и полуфабрикатов из серийных титановых сплавов, можно утверждать, что внедрение в промышленность метода импульсного брикетирования титановой стружки позволит получить значительный экономический эффект.

ОБОРУДОВАНИЕ

УДК 621.979-82.001.8

Н.П. КОРКИН; И.А. СУРКОВ, канд. техн. наук; И.В. ТИМОХИН

Влияние эксцентрикитета силы нагружения гидравлического пресса на напряженное состояние подвижной поперечины

Методом математического моделирования с применением конечно-элементного комплекса «ANSYS v.10.0» исследовано напряженное состояние подвижной поперечины ковочного пресса силой 60 МН. Показано, что при эксцентрикитете силы, равном 220 мм в направлении продольной оси поперечины, напряжения на контурах технологических отверстий значительно ниже предела выносливости материала поперечины.

It is investigated stress state of 60 MN capacity forging press' mobile cross-beam by means of mathematical modeling with application of FEM-based complex «ANSYS version 10.0». The stresses on contours of technological apertures at loading eccentricity of 220 mm in direction of cross-beam's longitudinal axis are shown to be much lower than endurance limit of cross-beam's material.

Опыт эксплуатации показывает, что значительное число отказов мощных гидравлических прессов связано с разрушением базовых деталей (колонн, рабочих цилиндров, поперечин) [1—4]. На эти детали приходится до 80 % массы и стоимости собственно пресса, поэтому изготовление новых и замена разрушенных деталей сопряжены со значительными экономическими затратами. Простота оборудования, связанные с разрушением базовых деталей, вызывают еще большие экономические потери, так как время изготовления крупногабаритных базовых деталей составляет от нескольких месяцев до 1,5...2 лет.

С увеличением сроков эксплуатации увеличивается число отказов базовых деталей,

поэтому разработка и внедрение технических решений, направленных на обеспечение дальнейшей длительной безотказной эксплуатации тяжелого кузнечно-прессового оборудования, являются весьма актуальными.

В общем случае эксцентрикитет силы пресса вызывает увеличение напряжений в базовых деталях и уменьшение запаса прочности этих деталей. В работе [5] отмечается, что в наибольшей степени эксцентрикитет силы влияет на колонны и в значительно меньшей степени — на поперечины пресса.

Результаты исследований авторов настоящей статьи также показали, что эксцентрикитет силы практически не влияет на напряженное состояние архитрава и основания.

Эксцентризитет силы пресса, находящийся в пределах допустимых значений, увеличивает максимальные напряжения в этих деталях не более чем на 5 % (по сравнению с центральным нагружением). При расчетных номинальных напряжениях в архитраве и основании, составляющих около 60 МПа, увеличение напряжений на 5 % не представляет опасности с точки зрения нарушения прочности этих деталей.

Подвижные поперечины трехцилиндровых ковочных прессов ослаблены центральным отверстием, в котором закреплен хвостовик плунжера среднего цилиндра. Через контактирующие поверхности хвостовика плунжера и центрального отверстия момент эксцентрического нагружения пресса передается на плунжер и далее — на цилиндр и архитрав.

Сложность схемы нагружения и ослабление сечения центральным отверстием обуславливают необходимость проведения уточненного расчета подвижной поперечины. Для получения результатов, которые могут быть использованы в практике заводов, рассмотрена наиболее распространенная в России модель ковочного пресса силой 60 МН конструкции УЗТМ.

Представление о конструкции поперечины и схеме ее нагружения дает геометрическая модель пресса (рис. 1, см. 2-ю полосу обложки), построенная для исследования напряженного состояния базовых деталей методом математического моделирования. Сила пресса создается тремя цилиндрами 5, расположенными в архитраве 1, и через подвижную траверсу 2 передается на инструмент. Сила замыкается в станине пресса, состоящей из архитрава 1 и основания 3, стянутых четырьмя колоннами 4.

Цельнолитая подвижная поперечина пресса состоит из верхней и нижней горизонтальных плит, трех подплунжерных и четырех колонных стаканов, связанных боковыми стенками и вертикальными ребрами. Материал траверсы — литая сталь 35Л, масса — 76 т. В верхней горизонтальной плите расположе-

ны шесть технологических отверстий диаметром 350 мм и два технологических отверстия диаметром 400 мм; в нижней плите расположены шесть овальных отверстий 300 × 450 мм; толщина верхней и нижней плит — 100 и 140 мм соответственно.

При центральном нагружении поперечина имеет две плоскости симметрии, поэтому расчет можно проводить для четверти модели с наложением соответствующих граничных условий. В зонах контакта с плунжерами поперечина нагружена равномерным давлением, соответствующим силе пресса. Для соблюдения условий статического равновесия в центре нижней плиты штампового набора запрещены вертикальные перемещения. Расчетная схема для центрального нагружения приведена на рис. 2 (см. 2-ю полосу обложки).

Центры колонн пресса расположены в вершинах прямоугольника со сторонами 5000 и 2600 мм. Максимальные напряжения в поперечинах возникают при их изгибе в направлении большего межколонного расстояния, поэтому и влияние эксцентризитета оцениваем при смещении нагрузки пресса в направлении длинной стороны прямоугольника (в плоскости XOZ, рис. 1).

Для восприятия изгибающих моментов, действующих на подвижную поперечину при эксцентрическом нагружении пресса, плунжер среднего цилиндра имеет хвостовик, круговые посадочные места которого входят в круговые посадочные места верхнего и нижнего поясов поперечины. Каждый из плунжеров боковых цилиндров передает нагрузку на поперечину через сферическую опору в днище плунжера и сферическую опору на поперечине.

Две сферические опоры сводят к минимуму долю изгибающего момента эксцентрического нагружения, воспринимаемого боковыми плунжерами. Это позволяет принять допущение о том, что только средний плунжер передает на архитрав изгибающий момент со стороны подвижной поперечины.

Для упрощения расчетной схемы и для создания запаса прочности рассмотрим первый

крайний случай, когда зазоры в направляющих стаканах подвижной поперечины больше горизонтальных перемещений колонны при рабочем нагружении. Принятые допущения позволяют считать, что момент эксцентрического нагружения воспринимается плунжером среднего цилиндра. Нагружение подвижной поперечины рабочим давлением со стороны плунжеров крайних цилиндров остается таким же, как и при центральном нагружении.

Расчетная схема подвижной поперечины при восприятии момента эксцентрического нагружения центральным плунжером приведена на рис. 3 (см. 2-ю полосу обложки). Опора, создающая эксцентриситет нагрузления пресса и запрещающая вертикальные перемещения штампового набора, установлена на расстоянии 220 мм от плоскости симметрии поперечины. В горизонтальном направлении запрещены горизонтальные перемещения в местах контакта хвостовика плунжера с поперечиной.

Далее рассмотрим второй крайний случай граничных условий, когда зазоры между круговыми контактирующими поверхностями подвижной поперечины и среднего плунжера больше зазоров между колоннами и направляющими втулками подвижной поперечины. В этом случае изгибающий момент эксцентрического нагружения полностью воспринимается колоннами пресса. Для поперечины это условие равносильно запрещению перемещений колонных стаканов в горизонтальном направлении (рис. 4, см. 3-ю полосу обложки).

Для исследования напряженного состояния базовых деталей пресса использован метод конечных элементов, реализованный в программном комплексе «ANSYS version 10.0».

Конечно-элементные модели поперечины и штампового набора созданы с помощью тетраэдрических десятиузловых элементов второго порядка «Solid 92» (траверса) и гексаэдрических восьмиузловых элементов первого порядка «Solid 45» (штамповый набор). Между поперечиной и штамповой плитой и между плитами штампового набора заданы

условия контактного взаимодействия с помощью элементов «Conta 173» и «Targe 170».

Для модели приняты следующие значения параметров: модуль упругости стали $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона $\mu = 0,27$, коэффициент трения $f = 0,15$.

Конечно-элементная модель подвижной поперечины приведена на рис. 5 (см. 3-ю полосу обложки). В подвижной поперечине рассматриваемой конструкции нет технологических отверстий во внешних стенках, поэтому ее прочность полностью определяется напряженным состоянием верхнего пояса, где действуют растягивающие напряжения, вызванные изгибом поперечины.

Эпюры напряжений, действующих на внешнем продольном контуре подвижной поперечины, представлены на рис. 6 (см. 3-ю полосу обложки). Максимальная величина этих напряжений при центральном нагружении не превышает 50 МПа.

Наибольшее увеличение напряжений происходит при восприятии момента эксцентрического нагружения хвостовиком плунжера. В этом случае максимальные значения напряжений возрастают в 1,4 раза, однако они не превышают 70 МПа, что значительно меньше предела выносливости материала поперечины и не представляет опасности с точки зрения нарушения ее прочности.

В большинстве случаев трещины усталости, развитие которых приводит к разрушению детали, возникают на контурах отверстий, являющихся конструктивными концентраторами напряжений. Поэтому особое внимание в исследовании было удалено напряженному состоянию контуров отверстий, расположенных между центральным и боковыми подплунжерными площадками.

Для анализа напряженного состояния поперечины при центральном и эксцентрическом нагружениях построены эпюры напряжений (рис. 7), действующих на контурах технологических отверстий I и II (см. рис. 3). Прямоугольники на контурах отверстий и соответствующие им величины напряжений соответствуют точкам, расположенным под

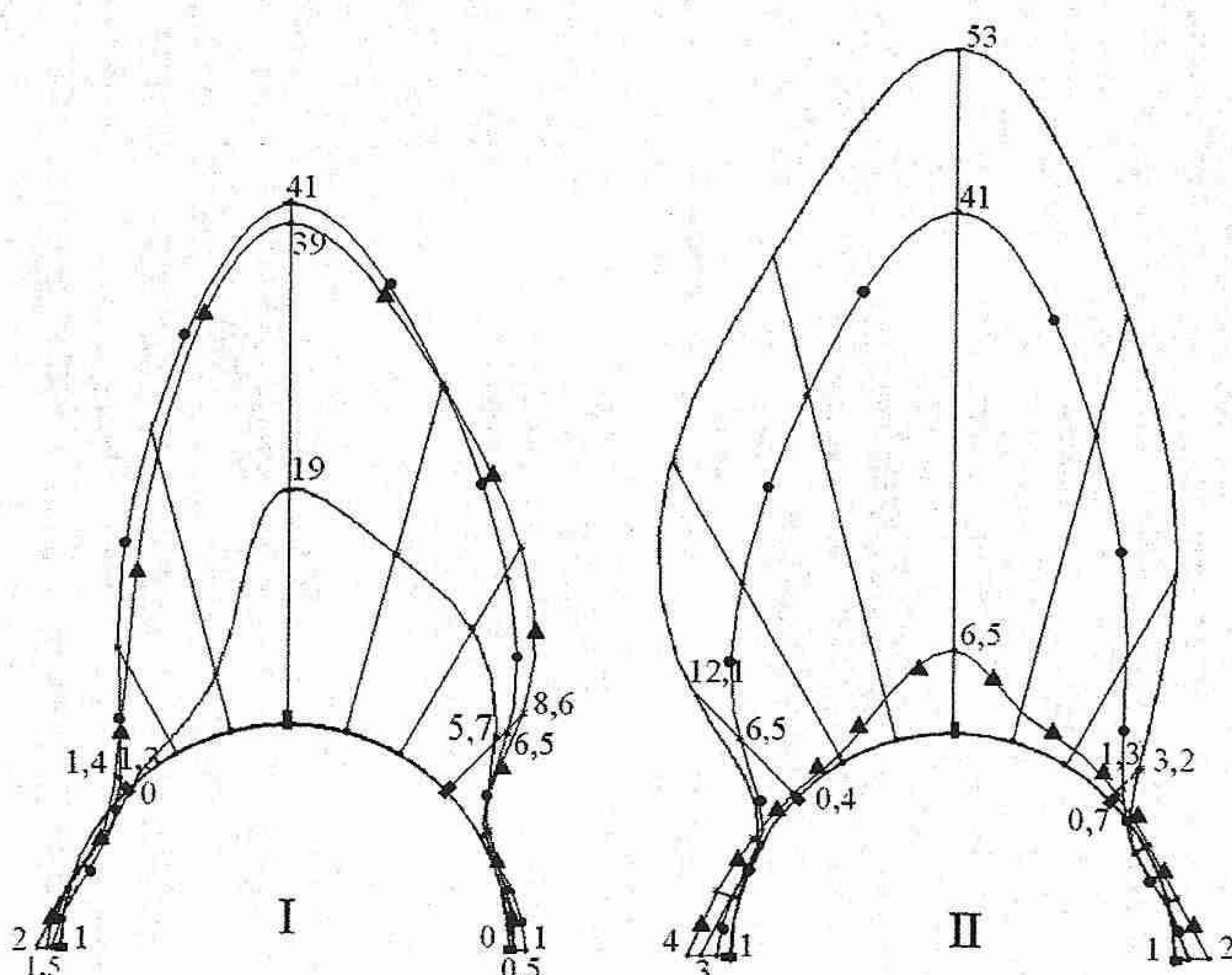


Рис. 7. Эпюры напряжений σ_1 (МПа) на контурах технологических отверстий I и II (см. рис. 3):

—●— центральное нагружение; —▲— и ———— eccentricное нагружение (момент воспринимается хвостовиком и колоннами соответственно)

углами 0, 45, 90, 135 и 180° к продольной оси поперечины.

Для обоих отверстий при различных расчетных схемах эксцентрического нагружения в точках контура, расположенных под углами 0, 45, 135 и 180°, окружные напряжения не превышают 12 МПа, а максимальная разница с напряжениями, действующими при центральном нагружении, составляет примерно 9 МПа.

В ряде случаев значения напряжений на контуре отверстия, определяемые с помощью тензорезисторов, установленных на этом контуре, можно использовать для оценки общего напряженного состояния тела. Так, например, при использовании тензорезисторов типа КФ5П1-10-200-А-12 с базой 10 мм и внутренним сопротивлением 200 Ом нижнее пороговое значение показаний составит $\Delta_n = 0,007 \text{ мВ/В}$. При коэффициенте пересчета показаний прибора в напряжение $K_\sigma = 353 \text{ МПа/(мВ/В)}$ минимальное значение напряжения, которое может быть зафиксировано, равно 2,5 МПа. Это означает, что величины напряжений на контуре отверстий и величины изменения напряжений при центральном и эксцентрическом нагружениях находятся в пределах точности измерений.

В точках, расположенных под углом 90° к продольной оси поперечины, абсолютные значения напряжений и их разности значительны, однако по величинам напряжений в двух точках на одном отверстии (в силу симметрии) нельзя получить представление о напряженном состоянии и схеме нагружения всей детали.

Рассмотренные два крайних случая соответствуют износу сопряженных поверхностей или только в зонах хвостовика плунжера, или только в зонах контакта направляющих подвижной поперечины с колоннами. В реальных условиях износ происходит в обеих зонах. В этом случае наиболее вероятно, что распределение нагрузок между зонами хвостовика и направляющими колонн будет близко к равномерному. Соответственно и результирующие величины напряжений на контурах отверстий будут средними между величинами напряжений в зонах контакта поперечины с хвостовиком плунжера и направляющими колонн.

На рис. 8 для контуров отверстий I и II представлены эпюры средних напряжений.

Максимальные результирующие напряжения на контурах отверстий I и II одинаковы для двух различных вариантов опирания подвижной поперечины и на 11 МПа меньше величин напряжений при центральном нагружении. Максимальные растягивающие напряжения на контурах отверстий I и II вне зависимости от схемы нагружения не превы-

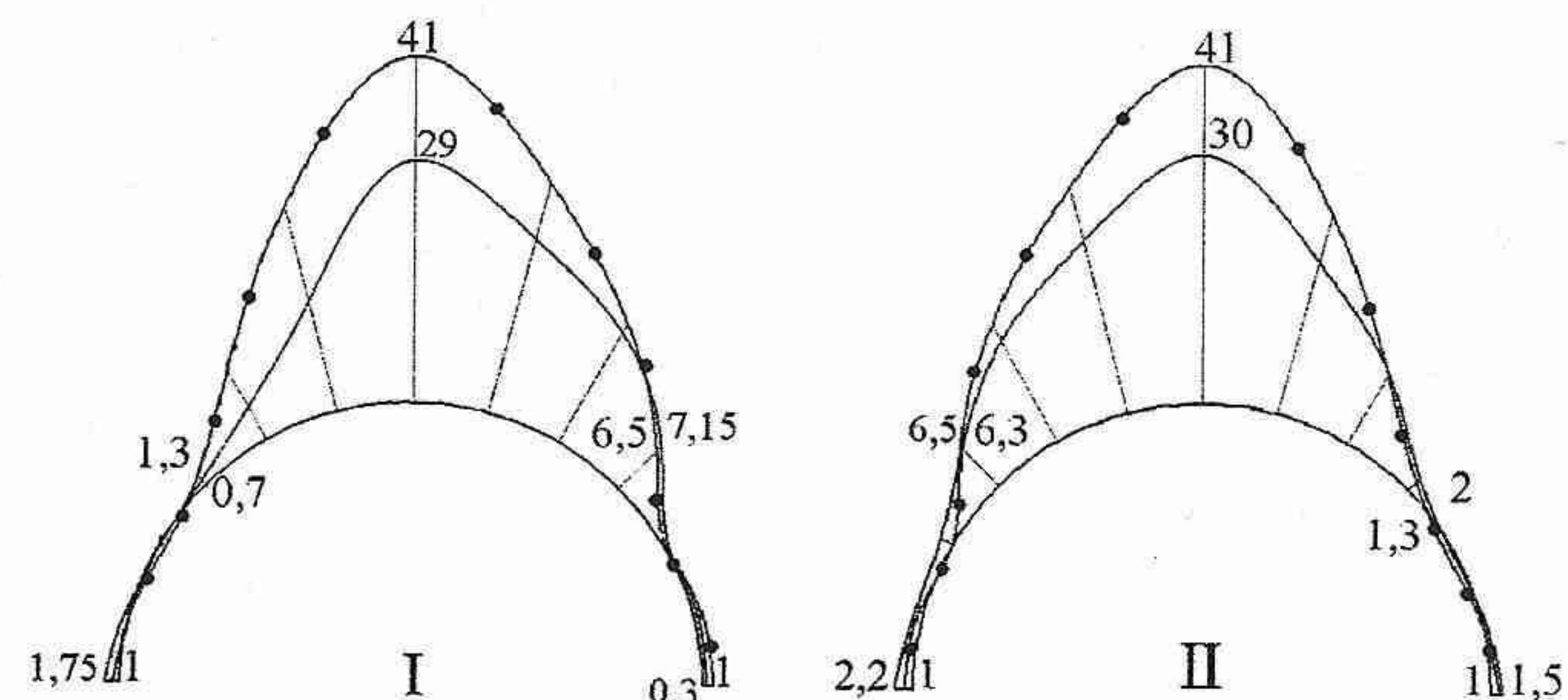


Рис. 8. Эпюра напряжений σ_1 (МПа) на контурах отверстий при одновременной и одинаковой по величине нагрузке в зонах контакта подвижной поперечины с хвостовиком плунжера и направляющими колоннами:

—●— центральное нагружение; —▲— и ———— eccentricное нагружение

шают 50 МПа, что значительно меньше предела выносливости материала поперечины.

Выводы. 1. Для гидравлического пресса силой 60 МН конструкции УЗТМ величина эксцентрикитета, равная 220 мм в направлении продольной оси подвижной поперечины, не вызывает возникновения напряжений, представляющих опасность с точки зрения нарушения прочности поперечины.

2. Напряженное состояние контуров отверстий в верхнем растянутом поясе подвижной поперечины не зависит от эксцентрикитета силы нагружения пресса в направлении продольной оси поперечины.

Список литературы

1. Кубардин Л. П. Анализ разрушений гидравлических цилиндров // Гидравлические прессы. М.: Машиностроение, 1966. С. 414—431.
2. Пылайкин П. А. Анализ разрушений базовых деталей мощных гидравлических прессов // Кузнечно-штамповочное производство. 1966. № 3. С. 21—27.
3. Сурков И. А. Установление причин и предупреждение разрушений колонн мощных гидравлических прессов // КШП. ОМД. 2004. № 3. С. 42—45.
4. Коркин Н. П., Кулагин Д. А., Мусеев А. П., Сурков И. А. Анализ отказов, предупреждение разрушений и восстановление базовых деталей мощных гидравлических прессов // Технология легких сплавов. 2006. № 1—2. С. 181—189.
5. Розанов Б. В., Гольман Л. Д., Щербаков Р. Д. и др. К расчетам колонн гидравлических прессов // Тр. ЦНИИТмаша. 1959. № 3. С. 49—77.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ. САПР

УДК 621.983.3.044.3.001.573

А.А. КРУГЛОВ, канд. техн. наук

Моделирование процесса сверхпластической формовки цилиндрической оболочки из листового пакета

Рассмотрен процесс сверхпластической формовки цилиндрической оболочки из листового пакета прямоугольной формы в свободном состоянии. На основе использования инженерной модели даны соотношения для расчета технологических параметров процесса, которые подтверждены результатами численного моделирования и экспериментальными данными. Установлены предельные значения ширины пакета и диаметра цилиндрической оболочки.

It is considered the process of cylindrical shell superplastic forming from rectangular sheet package in free condition. On the basis of engineering model, there are defined ratios for calculation of technological parameters of the process, which are confirmed with results of numerical modeling and experimental data. Limiting values of package width and cylindrical shell diameter are found.

Сверхпластическая формовка (СПФ) — один из наиболее перспективных процессов, обеспечивающих изготовление сложнопрофильных изделий различной формы из листовых материалов. Традиционной схемой СПФ является формообразование листовой заготовки в полости матрицы под действием давления газа при жестком прижиме кромок заготовки [1].

Конструкции, имеющие замкнутую форму, такие как баки, трубопроводы, обычно получают сваркой отформованных деталей.

Технологические возможности СПФ при изготовлении подобных изделий могут быть расширены за счет использования пакетов из листовых заготовок, сваренных по периметру. При этом СПФ может осуществляться по схеме свободного формообразования (без применения штампового инструмента) за счет давления газа, создаваемого во внутренней полости пакета [2]. Готовое изделие можно получить за один цикл формовки.

Благодаря простой форме исходного пакета возможно применение различных спосо-