

УДК 621.979-82.001.8

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

Влияние эксцентриситета нагружения на напряженное состояние колонн мощного гидравлического пресса

На основе компьютерного моделирования напряженного состояния колонн ковочного гидравлического пресса при центральном и эксцентрическом нагружении установлено, что в прессах со станиной колонного типа величина эксцентриситета силы существенно влияет на изгибные и суммарные напряжения, действующие на колонны.

On the basis of computer simulation of stress state of a hydraulic forging press's columns while centric and eccentric loading, it is found that in presses with column type frame the value of force eccentricity influences essentially on bending stresses and total stresses acting on columns.

Одним из видов отказов базовых деталей мощных гидравлических прессов является разрушение колонн; с увеличением сроков эксплуатации увеличивается число таких отказов. Необходимость обеспечения длительной надежной эксплуатации мощных гидравлических прессов определяет актуальность разработки и внедрения технических решений, направленных на предупреждение разрушений колонн.

Напряженному состоянию колонн при центральном и эксцентрическом нагружении пресса посвящено значительное число работ [1—7]. Расчеты колонн в этих работах осуществляли аналитическими методами, что вызывало необходимость значительного упрощения конструкций поперечин и штамповых наборов.

В частности, при рассмотрении напряженного состояния колонн четырехколонного пресса определяли силовые факторы в плоской постановке без учета фактических геометрии и схемы нагружения деталей. Схематизация геометрических форм поперечин и условий взаимодействия элементов штампового набора, поперечин и колонн не давала возможности с необходимой точностью определить напряженное состояние колонн.

Влияние эксцентриситета нагружения на напряженное состояние колонн рассмотрим на примере ковочного пресса силой 60 МН конструкции УЗТМ. Прессы такого типа эксплуатируются на многих заводах России. Представление о конструкции пресса дает его геометрическая модель (рис. 1, 2-я полоса обложки), построенная для исследования напряженно-деформированного состояния базовых деталей методом математического моделирования.

Сила пресса создается тремя цилиндрами 5 и через подвижную поперечину 2 передается на инструмент. Сила замыкается в станине пресса, состоящей из архитрава 1 и основания 3, стянутых четырьмя колоннами 4.

Расчетная схема пресса при центральном нагружении приведена на рис. 2 (см. 2-ю полосу обложки). При центральном нагружении пресс имеет две плоскости симметрии, поэтому достаточно рассмотреть четверть силовой конструкции пресса с наложением соответствующих граничных условий на взаимно перпендикулярные плоскости симметрии XOY и ZOY .

Для создания запаса прочности принято, что при центральном нагружении прогиб колонны, возникающий вследствие изгибов архитрава и основания, меньше величины зазо-

ра между подвижной поперечиной и колоннами. В этом случае подвижная поперечина не оказывает влияния на колонны и в дальнейшем расчете не рассматривается.

В местах опирания фланцев рабочих цилиндров на контактные площадки архитрава прикладывается равномерно распределенная нагрузка, соответствующая рабочей силе пресса. Система уравнивается нагрузкой, равной рабочей силе пресса, которая приложена к нижнему штамповому набору.

Исследование напряженного состояния колонн при центральном и эксцентрическом нагружении пресса выполнено методом математического моделирования на основе конечно-элементного комплекса «ANSYS» [8]. Для расчета математических моделей архитрава и основания использованы тетраэдрические десятиузловые элементы второго порядка «Solid 92», для моделей колонн с гайками применены гексаэдрические восьмиузловые элементы первого порядка «Solid 45».

Между сопряженными поверхностями заданы условия контактного взаимодействия с коэффициентом трения $f = 0,15$. Расчет НДС проводили в линейно-упругой постановке. Для модели были приняты следующие значения параметров: модуль упругости стали $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона $\mu = 0,27$.

Результаты расчета колонн методом математического моделирования при центральном нагружении приведены на рис. 3 (см. 2-ю полосу обложки). Эпюры напряжений построены по двум образующим колонн, проходящим через две противоположные точки диаметра. В месте перехода колонны в гайку из-за резкого изменения жесткостей возникают краевые эффекты в виде местных максимумов напряжений, которые не оказывают влияния на общее напряженное состояние колонны.

Направление диаметра, соединяющего образующие, соответствующее $\alpha = 36^\circ$, совпадает с направлением действия максимального изгибающего напряжения на колонне. Эпюры растягивающих напряжений по контуру

колонны даны для сечений *А-А* и *Б-Б*, расположенных на расстоянии 500 мм от торцов верхних и нижних внутренних гаек колонн.

Анализ напряженного состояния показал, что на расстоянии 500 мм от торца гайки полностью исчезает влияние краевого эффекта, и распределение напряжений по сечению становится линейным.

Жесткость основания на изгиб больше изгибной жесткости архитрава, поэтому влияние изгиба поперечин сильнее сказывается на напряженном состоянии колонны в верхнем сечении. Максимальные напряжения $\sigma_{\max}$ на внутренней стороне колонны в зоне архитрава составляют 51 МПа, а на наружной — 32 МПа. В нижнем сечении колонны $\sigma_{\max} = 42$ МПа, максимальная разница между напряжениями на внутренней и наружной сторонах колонны — порядка 1 МПа, т. е. изгиб практически отсутствует.

Среднее растягивающее напряжение σ_p на колонне, равное полуразности напряжений в точках, расположенных на концах любого диаметра в сечениях *А-А* и *Б-Б*, равно 41,5 МПа. Номинальные растягивающие напряжения, одинаковые для каждой из четырех колонн, по условиям равновесия определяются выражением

$$\sigma_p = \frac{P}{4F},$$

где P — рабочая сила пресса; F — площадь поперечного сечения колонны.

Диаметр растянутой части колонны равен 680 мм, сила пресса — 60 МН, тогда

$$\sigma_p = 60\,000\,000 / (4\pi 680^2 / 4) = 41,3 \text{ [МПа]}.$$

Номинальные растягивающие напряжения на колонне, определенные методом математического моделирования (41,5 МПа) и расчетом по условиям равновесия (41,3 МПа), практически одинаковы. Сопоставление этих напряжений необходимо для исключения ошибок, возможных при назначении условий нагружения математической модели.

При линейном распределении напряжений в сечении колонны среднее растягиваю-

щее напряжение σ_p , максимальное изгибающее напряжение $\sigma_{\text{и}}$ и его направление $\text{tg}\alpha$ определяем по напряжениям в четырех точках на поверхности колонны с угловым расстоянием между ними, равным 90° :

$$\sigma_p = \frac{1}{4}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 + \sigma_4); \quad (1)$$

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_4)^2}; \quad (2)$$

$$\text{tg}(\alpha) = \frac{\sigma_2 - \sigma_4}{\sigma_1 - \sigma_3}, \quad (3)$$

где $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \sigma_4$ — напряжения в точках на колонне; α — угол поворота плоскости изгиба.

Пусть точки измерения расположены на колонне так, как показано на рис. 3, сеч. А-А. В этом случае получаем следующие значения:

$$\sigma_p = \frac{1}{4}(49 + 36 + 34 + 47) = 41,5 \text{ [МПа]};$$

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{1}{2} \sqrt{(49 - 34)^2 + (36 - 47)^2} = 9,3 \text{ [МПа]};$$

$$\text{tg}\alpha = \frac{36 - 47}{49 - 34} = -0,733.$$

Из приведенных результатов видно, что среднее растягивающее напряжение, найденное методом математического моделирования, равно номинальному растягивающему напряжению, определенному по условиям равновесия. Совпадают также направления действия ($\alpha = 36^\circ$) и величина максимального напряжения на колонне ($\sigma_{\text{max}} = 51 \text{ МПа}$), найденные методом математического моделирования и определенные с использованием гипотезы плоских сечений.

Возможность применения гипотезы плоских сечений для определения напряженного состояния колонн гидравлического пресса была показана в работе [9], а экспериментальное подтверждение дано в работе [10].

Теперь рассмотрим эксцентрическое нагружение пресса (рис. 4, 3-я полоса обложки). Расчеты проведем для половины силовой

конструкции пресса с наложением соответствующих граничных условий в плоскости симметрии YOZ (рис. 2).

Точка приложения равнодействующей силы пресса смещена на величину e от центра пресса и лежит в плоскости симметрии YOZ . При эксцентрическом приложении силы возникает горизонтальная сила T (рис. 4), величину которой определяем из условий равновесия траверсы и жестко заделанного плунжера:

$$T = P \frac{e}{H + L}.$$

При рабочем ходе траверсы, равном 2600 мм, высоте траверсы со штамповым набором $H = 3300 \text{ мм}$ и эксцентриситете $e = 220 \text{ мм}$ горизонтальная сила $T = 1,965 \text{ МН}$.

Для создания запаса прочности принято, что при эксцентрическом нагружении прогиб колонны, возникающий вследствие изгибов архитрава и основания, меньше величины зазора между подвижной поперечиной и колоннами. В этом случае подвижная поперечина не оказывает влияния на колонны, и сила T через жестко закрепленный в траверсе центральный плунжер передается на архитрав пресса.

На рис. 5 (см. 3-ю полосу обложки) представлены полученные методом математического моделирования картина деформированного состояния пресса при эксцентрическом нагружении и эпюры вертикальных напряжений в тех же сечениях, что и для случая симметричного нагружения. По формулам (1)–(3) определены величины растягивающих и максимальных изгибных напряжений в колоннах:

для левой колонны

$$\sigma_p = \frac{1}{4}(-18 + 36 + 106 + 52) = 44 \text{ [МПа]};$$

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{1}{2} \sqrt{(-18 - 106)^2 + (36 - 52)^2} = 62,5 \text{ [МПа]};$$

$$\text{tg}\alpha = \frac{36 - 52}{-18 - 106} = 0,129;$$

для правой колонны

$$\sigma_p = \frac{1}{4}(-5 + 32 + 83 + 45) = 38,75 \text{ [МПа];}$$

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{1}{2} \sqrt{(-5 - 83)^2 + (32 - 45)^2} = 44,47 \text{ [МПа];}$$

$$\text{tg} \alpha = \frac{32 - 45}{-5 - 83} = 0,147.$$

Нагружение прессы с максимально допустимым эксцентриситетом, равным 220 мм, вызывает в колоннах более чем шестикратное увеличение изгибных напряжений по сравнению с центральным нагружением. Изменяется направление изгиба колонн, так как под действием горизонтальной силы архитрав смещается как жесткое целое. Угол поворота плоскости изгиба колонн изменяется от $\alpha = 36^\circ$ до $\alpha = 8^\circ$ для правой колонны и до $\alpha = 9^\circ$ для левой колонны, т. е. направление изгиба колонн практически совпадает с направлением действия горизонтальной силы T .

Выводы. 1. Методом математического моделирования проведено исследование напряженного состояния колонн ковочного гидравлического прессы силой 60 МН конструкции УЗТМ при центральном и эксцентрическом нагружении. Построение и нагружение модели прессы осуществлено при соблюдении геометрического и силового подобия модели и натурной конструкции.

2. В месте перехода колонны во внутреннюю гайку из-за резкого изменения жесткостей возникают краевые эффекты в виде местных максимумов напряжений, которые не оказывают влияния на общее напряженное состояние колонны.

3. Влияние краевого эффекта полностью исчезает на расстоянии, равном 500 мм от торцов внутренних гаек колонны, и распределение напряжений по сечению колонны становится линейным. В этом случае максимальные изгибающие напряжения в колонне и направления их действия определяются по напряжениям в четырех точках, лежащих на концах двух взаимно перпендикулярных диаметров.

4. При величине эксцентриситета, равной 220 мм в направлении продольной оси подвижной поперечины, изгибные напряжения колонн увеличиваются более чем в 6 раз (от 9,3 до 62,5 МПа), а суммарные напряжения — в 2 раза (от 51 до 106,5 МПа) по сравнению со значениями этих параметров при центральном нагружении.

5. В зоне архитрава величина изгибающих напряжений в колоннах больше, чем в зоне основания, что обусловлено разной жесткостью на изгиб архитрава и основания.

6. В прессах со станиной колонного типа элементом конструкции, наиболее чувствительным к эксцентрическому нагружению, является колонна. Поэтому в системах управления прочностными и технологическими параметрами прессов датчики, характеризующие напряженное состояние детали в зависимости от величины и направления эксцентриситета, должны располагаться на колоннах.

Список литературы

1. Винокурский Х. А. Расчет колонн гидравлических прессов. М.: Машгиз, 1950. 75 с.
2. Розанов Б. В. Гидравлические прессы. М.: Машгиз, 1959.
3. Розанов Б. В., Гольман Л. Д., Щербаков Р. Д. и др. К расчетам колонн гидравлических прессов // Тр. ЦНИИТМАШа. 1959. № 3.
4. Мюллер Э. Гидравлические прессы и их приводы. М.: Машиностроение, 1965. 315 с.
5. Койрес В. И. К расчету ковочных прессов в условиях эксцентрических нагружений // Кузнечно-штамповочное производство. 1984. № 6. С. 20—23.
6. Будман М. И., Кагановский Ф. И. К расчету колонн гидравлических прессов // Кузнечно-штамповочное производство. 1988. № 3. С. 21—23.
7. Сурков И. А. Установление причин и предупреждение разрушений колонн мощных гидравлических прессов // КШП. ОМД. 2004. № 3. С. 42—45.
8. Чигарев А. В. ANSYS для инженеров. М.: Машиностроение, 2004.
9. Васильев В. В. Гидравлические прессы. М.: Машиностроение, 1966. 450 с.
10. Сурков А. И., Шпыгарь С. А. Контроль усилия затяжки колонн гидравлических прессов // Кузнечно-штамповочное производство. 1986. № 3. С. 28—29.