

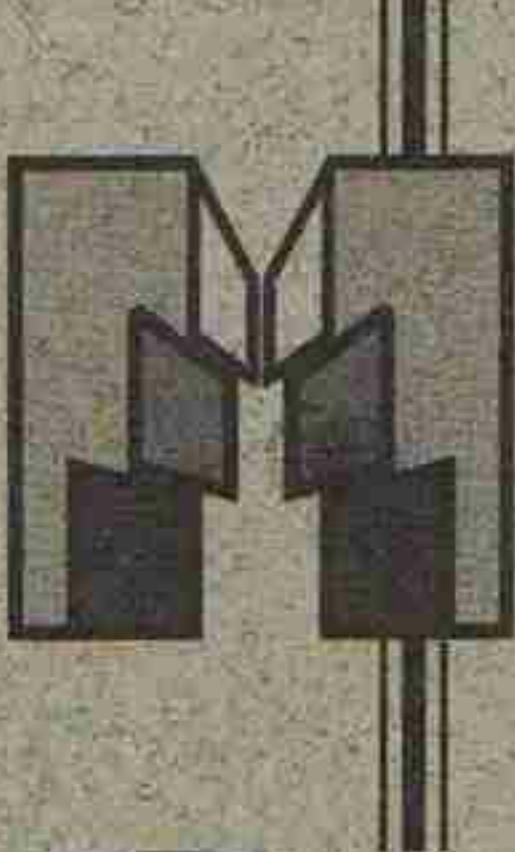


**ВНИИМЕТМАШ**  
им. академика А.И.Целикова



**МГТУ им. Н.Э. Баумана**

**МИСиС**



**МГВМИ**



**МС «МЕТАЛЛУРГМАШ»**

# **МЕТАЛЛУРГИЯ XXI века**

**СБОРНИК ТРУДОВ**  
2-й международной конференции  
молодых специалистов

**2006**

УДК 621.979-82

## МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ МОЩНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРЕССОВ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ УСЛОВИЙ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ИХ БАЗОВЫХ ДЕТАЛЕЙ

Кулагин Д.А., Моисеев А.П., Сурков И.А.

ООО «Надежность Плюс»

Установление причин разрушений базовых деталей мощных гидравлических прессов требует исследования их напряженно-деформированного состояния с учетом условий контактного взаимодействия на сопряженных поверхностях. Для решения таких задач с достаточной точностью и в приемлемые сроки необходимо использовать современные методы расчета, основанные на дискретизации расчетных моделей. Практика наших работ показала, что наиболее подходящим для решения задач по исследованию напряженно-деформированного состояния базовых деталей гидравлических прессов является программа «ANSYS» /1, 2/. Количественная оценка возможностей программы для решения комплекса специальных задач, возникающих при исследовании базовых деталей гидравлических прессов, проведена на задачах, имеющих теоретическое или экспериментальное решение.

### 1. ОЦЕНКА ТОЧНОСТИ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ О КОНТАКТНОМ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ ДВУХ ТЕЛ

Точность определения параметров контактного взаимодействия двух тел исследуем на примере решения задачи о контакте двух шаров, которая имеет хорошо известное теоретическое решение /3/. На рис. 1 представлена расчетная схема задачи, а на рис. 2 показана конечно-элементная сетка модели. Для расчета были выбраны следующие параметры:

$$E = E_1 = E_2 = 2 \cdot 10^5 \text{ MPa} - \text{модуль упругости}$$

$$\mu = \mu_1 = \mu_2 = 0,3 - \text{коэффициент Пуассона};$$

$$R_1 = 100 \text{ мм} - \text{радиус верхнего шара};$$

$$R_2 = 150 \text{ мм} - \text{радиус нижнего шара};$$

$$F = 8000 \text{ H} - \text{усилие взаимодействия шаров}.$$

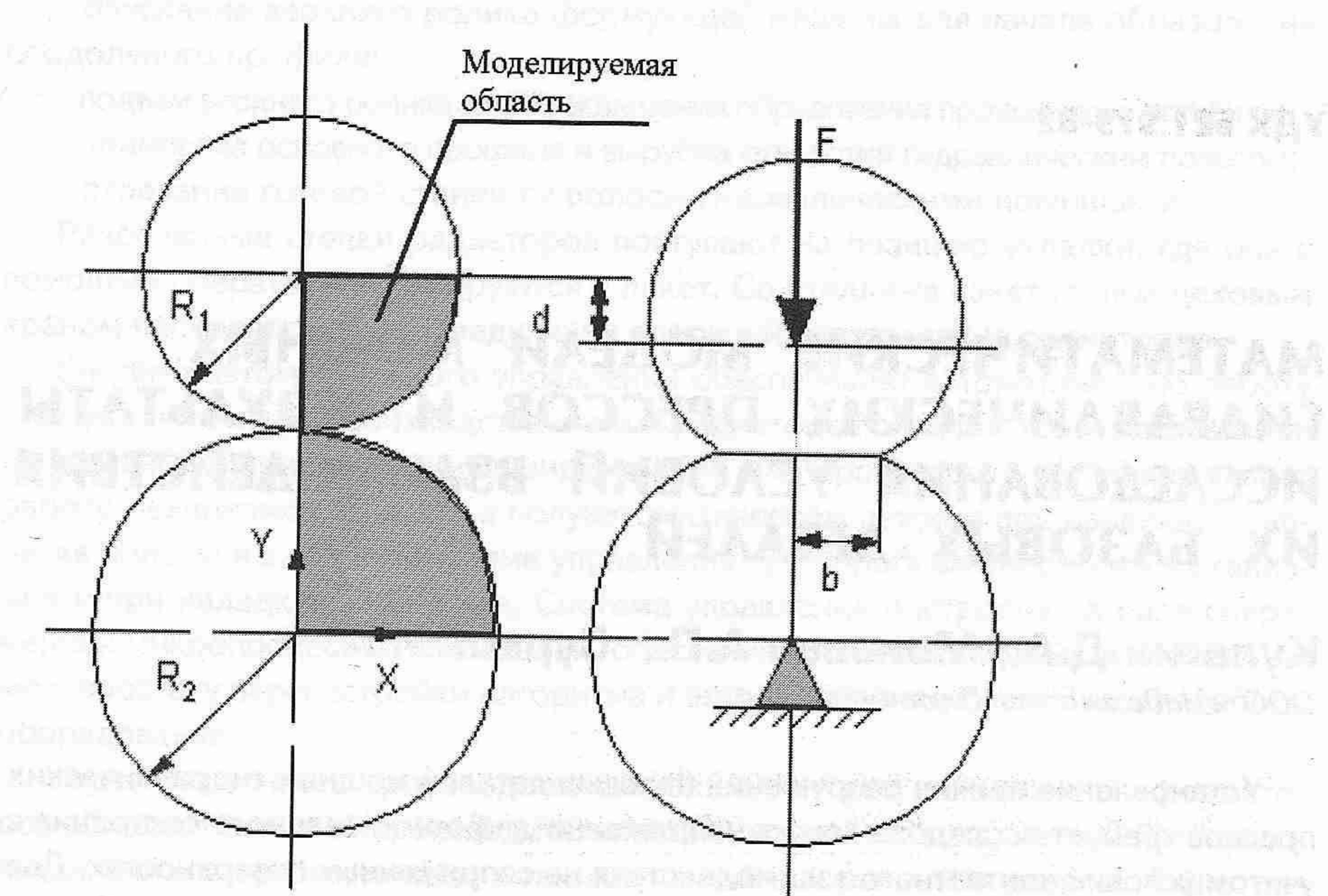


Рис. 1. Расчетная схема задачи о контакте двух шаров.

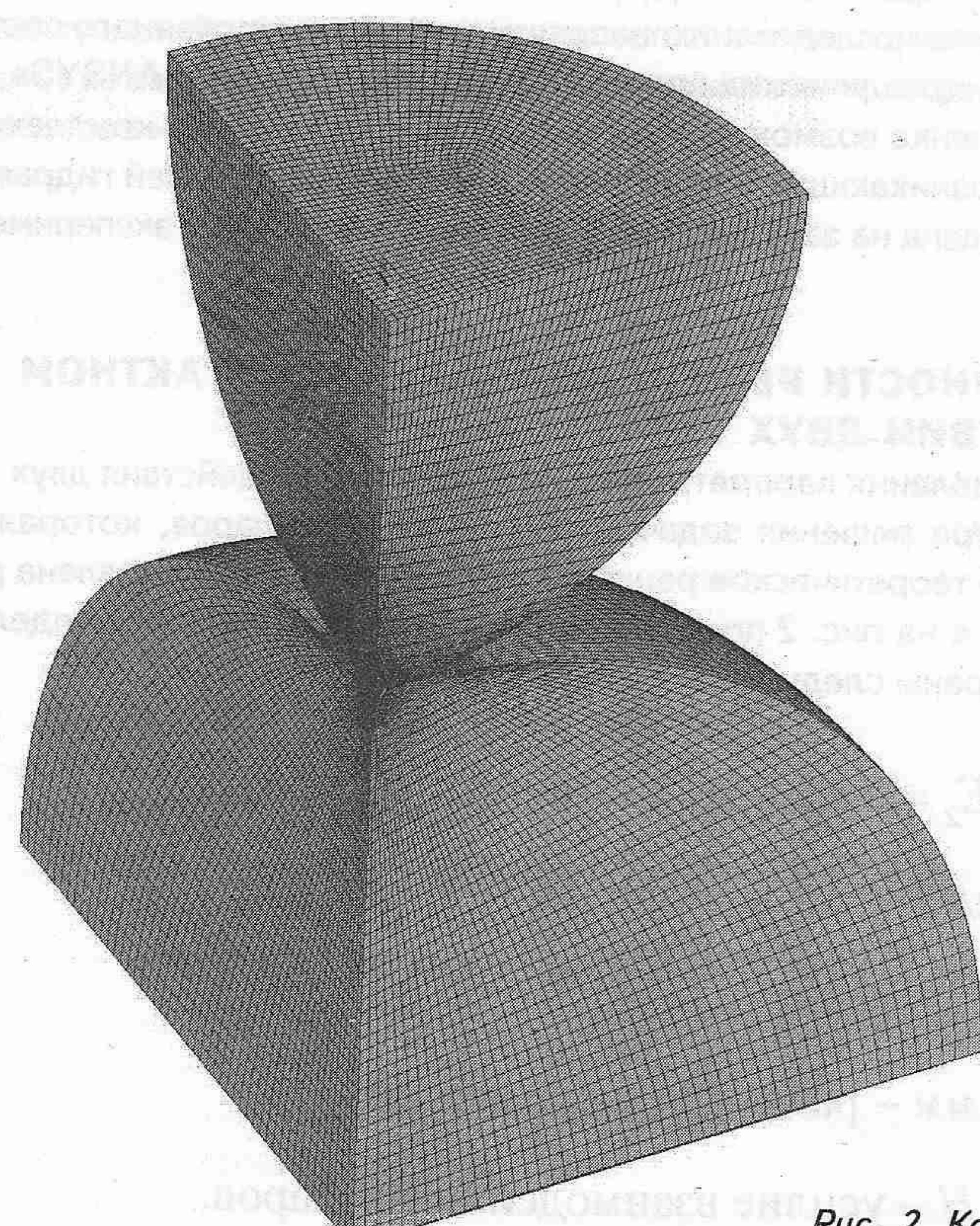


Рис. 2. Конечно-элементная сетка задачи контакта двух шаров

Сравнение теоретического и численного решений проведем для следующих параметров: максимальное контактное давление  $p_{\max}$ , радиус круга контакта  $b$  и сближение шаров  $d$ . При равных модулях упругости материала шаров и коэффициенте Пуассона  $\mu = 0,3$  теоретическое решение задачи /3/ имеет вид:

$$p_{\max} = 0,388 \cdot \sqrt[3]{\frac{FE^2(R_1 + R_2)^2}{R_1^2 R_2^2}},$$

$$b = 1,11 \cdot \sqrt[3]{\frac{FR_1 R_2}{E(R_1 + R_2)}},$$

$$d = 1,23 \cdot \sqrt[3]{\frac{F^2(R_1 + R_2)}{E^2 R_1 R_2}}.$$

Результаты сравнения теоретического и численного решений представлены в таблице 1.

*Таблица 1. Сравнение результатов теоретического и численного решений задачи о контакте двух шаров*

Параметры контактного взаимодействия	Теоретическое значение	Численный результат, ANSYS	Погрешность, $\delta, \%$
Максимальное контактное давление $p_{\max}$ , MPa	1732	1795	3,6
Радиус круга контакта $b$ , мм	1,49	1,44	3,4
Сближение шаров $d$ , мм	0,036	0,035	2,7

Сопоставление результатов численного и точного теоретического решения о контакте двух шаров показывает, что их расхождение не превышает 4%. Это позволяет считать, что программный комплекс ANSYS может быть использован для построения расчетной модели, содержащей поверхности силового контакта.

## 2. ОЦЕНКА ТОЧНОСТИ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ О КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ

Весьма важной и сложной задачей, требующей оценки точности решения, является задача определения величин максимальных напряжений в зонах резких изменений формы поверхности на малых площадях. Именно такой тип напряженного состояния характерен для впадин витков резьбы, где наиболее часто возникают трещины усталости.

Для оценки возможностей метода рассмотрим задачу растяжения полосы с центральным отверстием, имеющую теоретическое решение /4/.

Возьмем квадратную пластину размерами 100x100 мм с центральным отверстием Ø 10 мм. Так как данная пластина имеет 2 оси симметрии, то будем моделировать только 1/4 часть пластины. Конечно-элементная модель задачи показана на рис. 3.

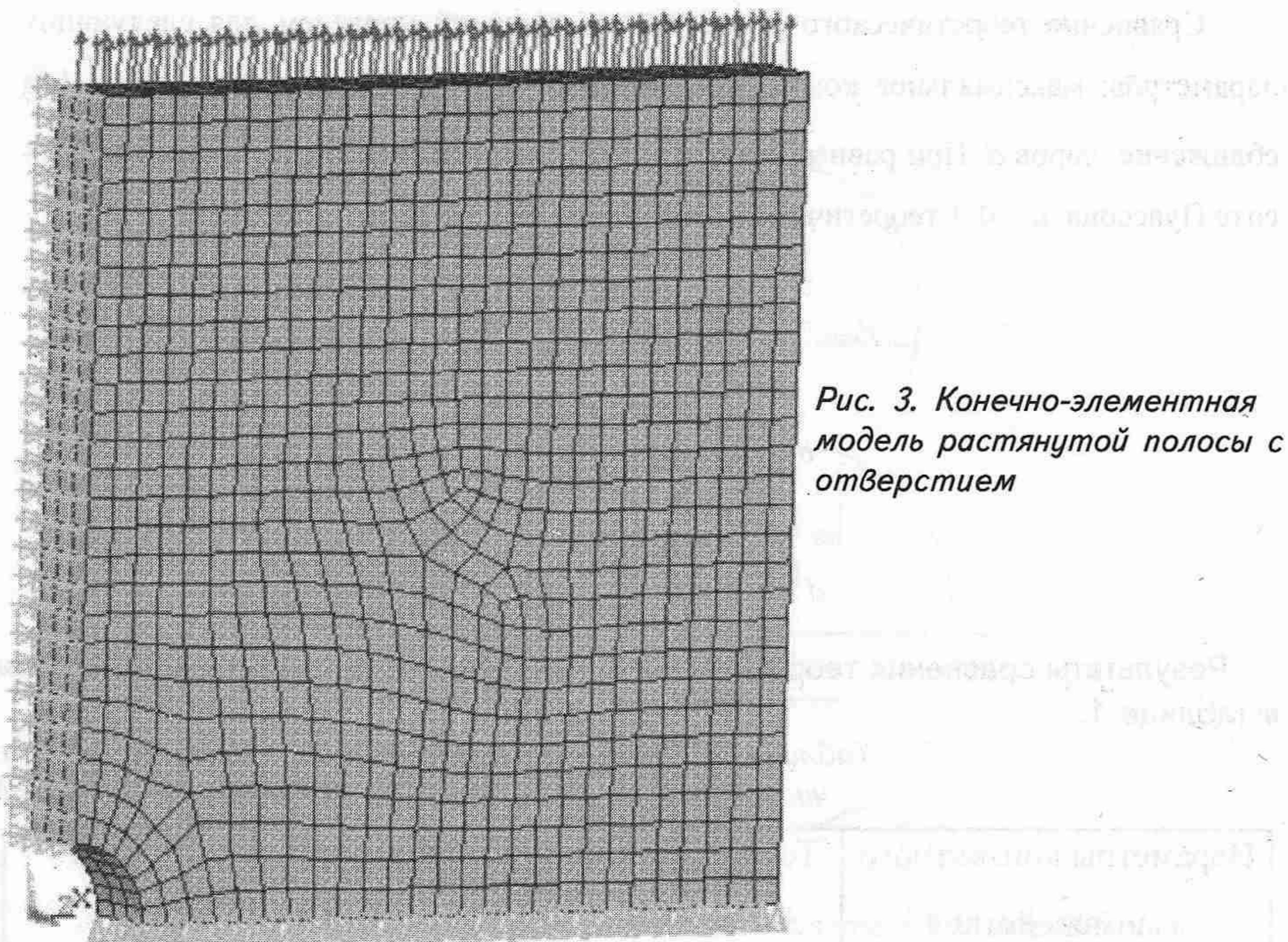


Рис. 3. Конечно-элементная модель растянутой полосы с отверстием

Так как данная модель имеет 2 оси симметрии, то рассматривается только  $\frac{1}{4}$  часть пластины. Пластина закреплена по плоскостям симметрии, к внешнему краю пластины приложена распределенная нагрузка  $p = 1 \text{ МПа}$ .

Результаты расчета, представленные на рис. 4, показывают, что максимальное напряжение в концентраторе  $\sigma_y = 2,99 \text{ МПа}$ . Теоретическое решение этой задачи дает

$$\sigma_y^{\text{теор}} = 3p = 3,0 \text{ МПа}$$

и погрешность расчета по напряжениям равна

$$\delta = \frac{3 - 2,99}{3} \cdot 100\% = 0,33\%$$

Такая точность описания напряженного состояния в районе концентратора является вполне удовлетворительной. Для достижения примерно такой же точности при расчете реальных конструкций следует  $1/4$  окружности разделять минимум на 8 элементов.

### 3. ОЦЕНКА ТОЧНОСТИ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ О КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ В УСЛОВИЯХ МНОГОЭЛЕМЕНТНОГО КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ

В резьбовом соединении колонна-гайка зона резкой концентрации напряжений находится в непосредственной близости от зоны контакта сопряженных поверхностей колонны и гайки. Кроме того, в соединении колонна-гайка одновременно находятся в контакте 15–20 витков резьбы. Для таких сложных конструкций нет теоретических решений, по которым можно оценить точность численного расчета.

В [5] определены теоретические коэффициенты концентрации напряжений  $\alpha_c$  для четырех типов резьб на моделях с применением поляризационно-оптичес-

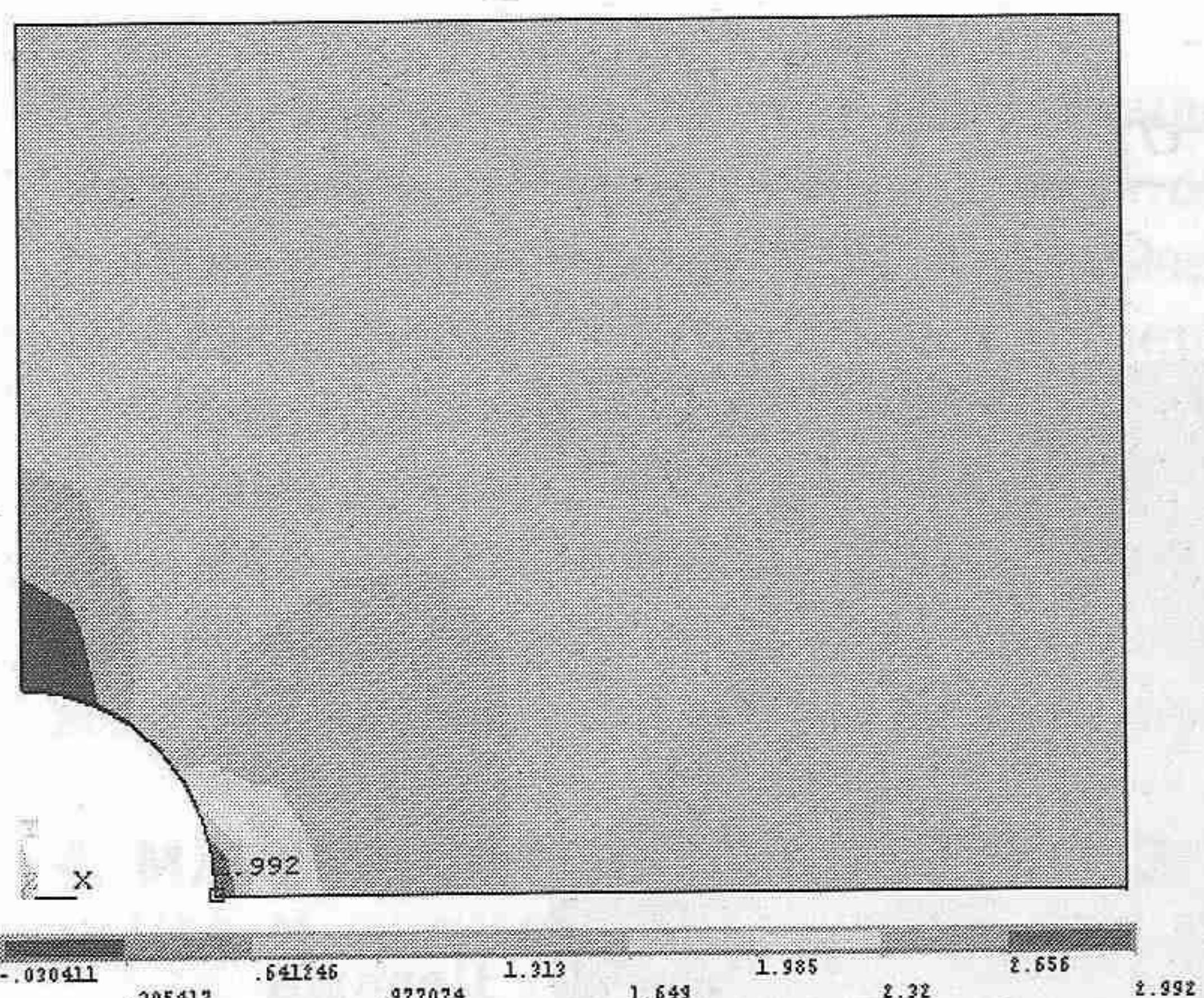


Рис. 4. Результаты расчета растянутой полосы с отверстием, напряжения  $\sigma_y$ , МПа

становке, резьбы колонны и гайки находятся в контактном взаимодействии. К гладкой части колонны приложено напряжение  $\sigma_k = 1 \text{ МПа}$ , гайке запрещены вертикальные перемещения снизу посередине опорной поверхности. Контактная задача решалась в геометрически нелинейной постановке методом множителей Лагранжа. По такой схеме был проведен расчет четырех указанных видов резьбы.

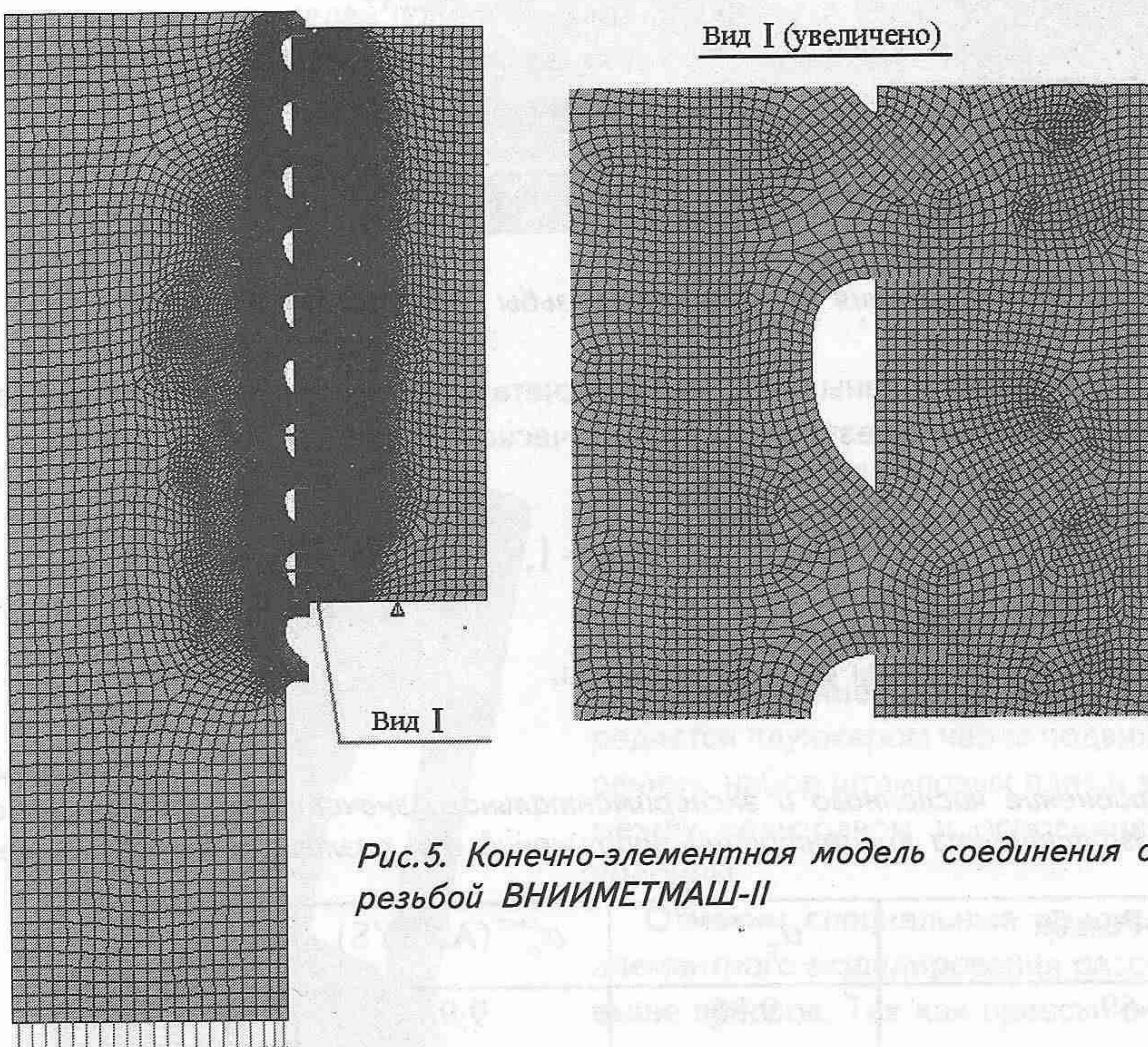


Рис.5. Конечно-элементная модель соединения с резьбой ВНИИМЕТМАШ-II

На рис. 6 показаны результаты расчета для соединения болт-гайка с резьбой типа ВНИИМЕТМАШ-II. Теоретический коэффициент концентрации напряжений в резьбе определяется как отношение максимального напряжения в первом нагруженном витке резьбы болта к номинальному напряжению

кого метода. Результаты исследования этих моделей мы используем для оценки точности программного комплекса ANSYS при определении максимальных напряжений в выкружках резьбы узла колонна-гайка, где реализуются условия многоэлементного контактного взаимодействия.

На рис. 5 представлена конечно-элементная модель резьбового соединения, которая соответствует схеме нагружения, использованной в испытаниях /1/. Задача решалась в осесимметричной по-

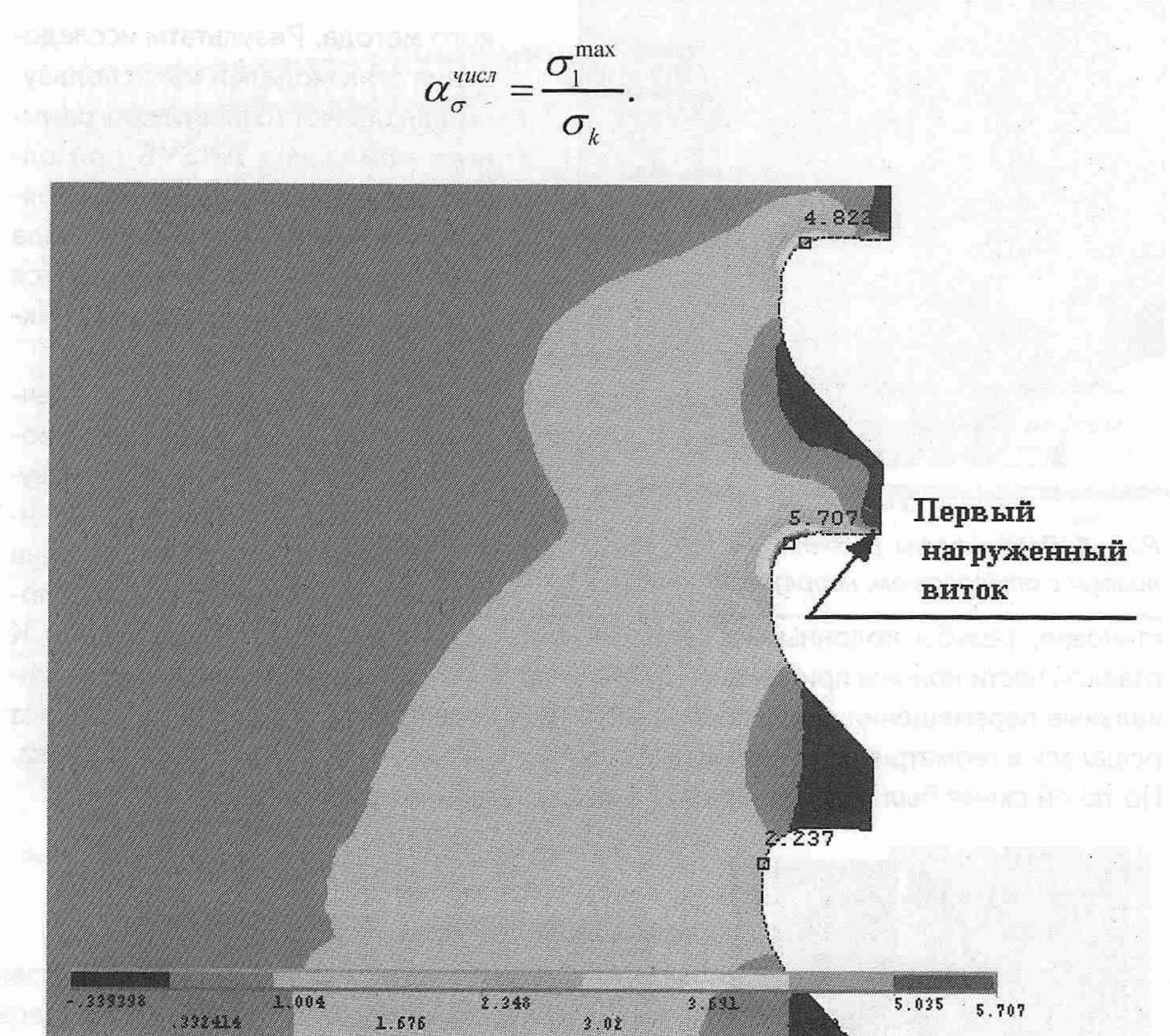


Рис. 6. Напряжения  $\sigma$ , в витках резьбы ВНИИМЕТМАШ-II, МПа

В таблице 2 представлены результаты расчета для всех типов резьбы, экспериментальные данные и результаты аналитического расчета по формуле /6/

$$\alpha_{\sigma}^{\text{аналит}} = 1 + 1,1 \sqrt{\frac{S}{r}},$$

где  $S$  — шаг резьбы,

$r$  — радиус впадины резьбы колонны.

Таблица 2

Сравнение численного и экспериментального значений теоретического коэффициента концентрации напряжений для различных типов резьбы

Резьба	$\alpha_{\sigma}^{\text{эксперим}}$	$\alpha_{\sigma}^{\text{числ}} (\text{ANSYS})$	$\alpha_{\sigma}^{\text{аналит}}$
HM 901-59	9,86	9,98	4,11
DJN 27-81	8,94	8,68	4,13
ВНИИМЕТМАШ-I	6,42	6,74	4,39
ВНИИМЕТМАШ-II	5,18	5,70	3,8

Из приведенных в таблице данных видно, что результаты, полученные с использованием метода конечных элементов, отличаются от экспериментальных данных не более чем на 10%. Аналитическая оценка  $\alpha_{\sigma}^{\text{анализ}}$  дает расхождение с экспериментом и численным расчетом в несколько раз.

Таким образом, результаты проведенных сопоставлений показывают, что программный комплекс ANSYS может быть использован для построения математических моделей узла колонна-гайки-поперечина, в котором поверхности контактного взаимодействия примыкают к зонам возникновения максимальных напряжений на поверхности выкружек резьбы колонны.

#### 4. МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ УЗЛА КОЛОННА-ГАЙКИ-ПОПЕРЕЧИНА И РЕЗУЛЬТАТЫ ИХ ИССЛЕДОВАНИЯ

Раскрытие стыка между гайкой колонны и поперечиной определяют усилие предварительной затяжки колонны и изгибающий момент, действующий в стыковом сечении внутренней гайки колонны и поперечины. Методики расчета усилия затяжки, используемые заводами-изготовителями, определяют усилие затяжки только в зависимости от рабочего усилия по колонне. Использование математических моделей, имеющих геометрическое и силовое подобие с натурой, позволяет найти необходимое усилие затяжки с учетом всех действующих факторов. Для получения общих закономерностей проведен расчет восьми математических моделей поперечин четырех прессов разного назначения, силы и конструкции. В качестве примера на рис. 7 - пресс силой 100 МН. В архитраве находится один гидроцилиндр, создающий рабочее усилие пресса, которое через пробку передается на верхнюю поперечину. Архитрав и верхняя поперечина стянуты между собой 8 шпильками, несущими рабочее усилие пресса.

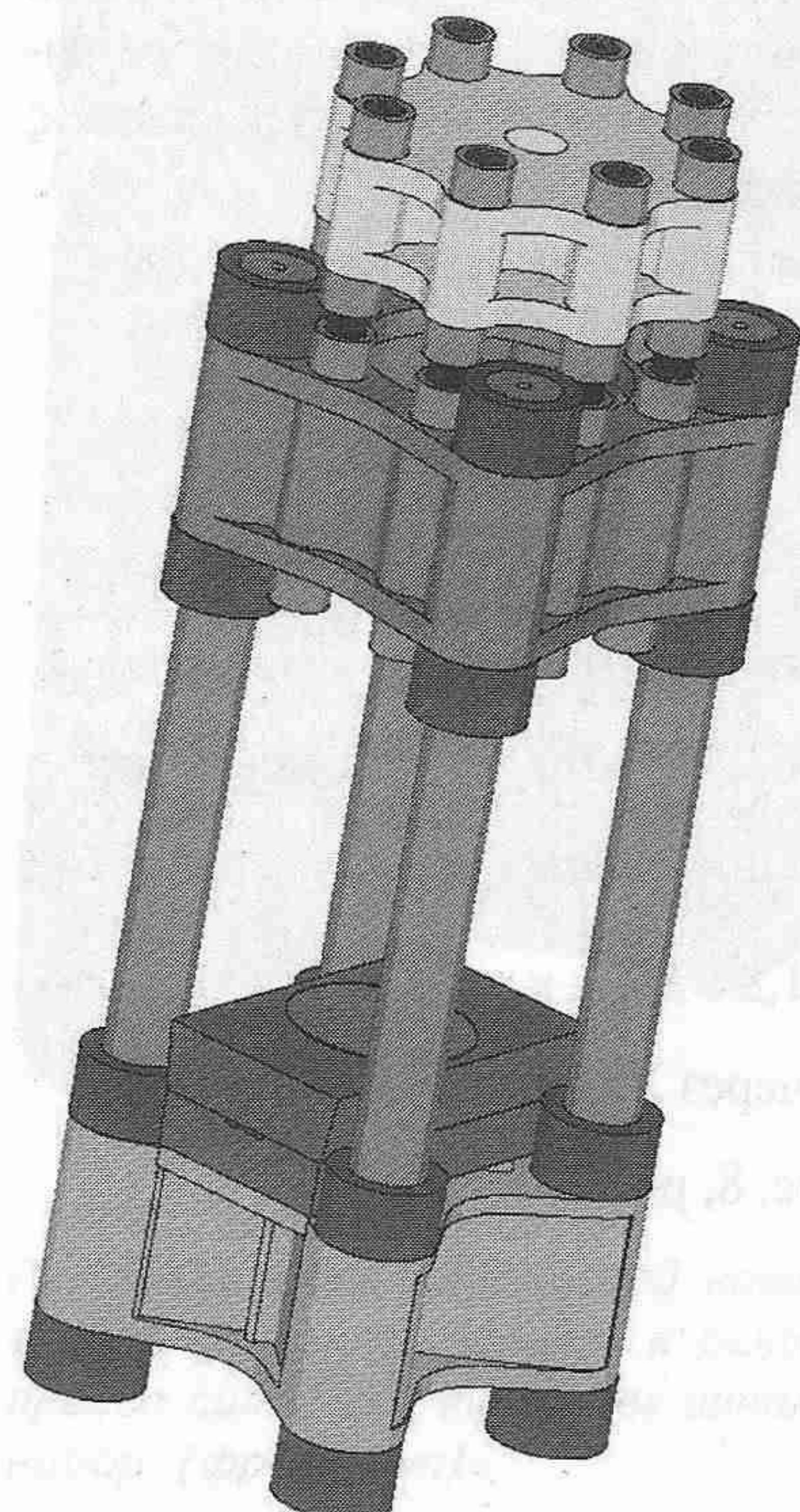


Рис.7. Математическая модель пресса силой 100 МН

На основание пресса рабочее усилие передается плунжером через подвижную поперечину, набор штамповых плит и замыкается между архитравом и основанием через 4 колонны.

Отметим специальные приемы конечно-элементного моделирования рассмотренных выше прессов. Так как прессы имеют 2 взаимно перпендикулярные плоскости симметрии, то моделировалась только четвертая часть каждого пресса. По плоскостям симметрии накладывались соответствующие ограничения на узловые перемещения. Так как в вертикальной плоскости прессов усилие, действую-

щее на архитрав, равно по значению и направлено обратно усилию, действующему на основание (для пресса силой 53 МН основанием является гидроцилиндр-поперечина), то запрещение перемещений модели в вертикальной плоскости является формальным требованием и может быть наложено на любой узел. В данных моделях вертикальные перемещения запрещались для произвольного узла, лежащего на нижнем торце колонны.

При решении задач использовался изопараметрический восьмиузловой конечный элемент SOLID45 с тремя линейными степенями свободы в каждом узле.

Во всех моделях колонна и гайки смоделированы как один конечно-элементный узел, между гайками и поперечинами заданы условия контактного взаимодействия при помощи специальных контактных элементов CONTA174 и TARGET170. Таким же способом заданы контактные взаимодействия между основаниями и наборами штамповых плит.

Контактная задача решалась с помощью метода множителей Лагранжа в конечно-элементной постановке. Затяжка колонн в поперечине моделировалась путем задания начального взаимопроникновения контактных поверхностей гаек и поперечины, в результате чего в процессе решения задачи происходило «выталкивание» контактных поверхностей друг из друга, в колонне и поперечине реализовывались одинаковые усилия, противоположные по знаку (колонна растянута, поперечина ската). Усилие затяжки в колонне определялось как сумма усилий для всех узлов, лежащих в одном сечении колонны. С использованием этого подхода можно полностью смоделировать процесс затяжки колонны и добиться реализации необходимого усилия затяжки.

Подобный подход к расчету прессов имеет много плюсов. Точно моделируется реальная конфигурация базовых деталей пресса, что позволяет более точно прогнозировать их напряженно-деформированное состояние. Описание контактного взаимодействия между базовыми деталями с их реальной геометрией позволяет более точно моделировать реальный контакт деталей с учетом трения между ними, учитывать перераспределение контактных давлений в местах прилегания ребер жесткости, оперировать такими понятиями как «зазор» и «раскрытие стыка».

Для моделей были приняты следующие значения расчетных параметров:

- модуль упругости 1 рода  $E = 2 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ ;
- коэффициент Пуассона  $\mu = 0,27$ ;
- коэффициент трения  $f = 0,1$ ;

Нагружение верхней поперечины пресса силой 100 МН производилось путем приложения равномерного давления  $p=62,44 \text{ MPa}$  на кольцевой сегмент ( $D_{\text{внеш}} = 1000 \text{ мм}$ ,  $D_{\text{внутр}} = 700 \text{ мм}$ ). Нагружение основания производилось путем приложения равномерного давления  $p=31,84 \text{ MPa}$  к четверти круга радиусом  $R=500 \text{ мм}$ , от которого давление далее через штамп передалось на основание. Схема приложения нагрузки дана на рис. 8, рис. 9.

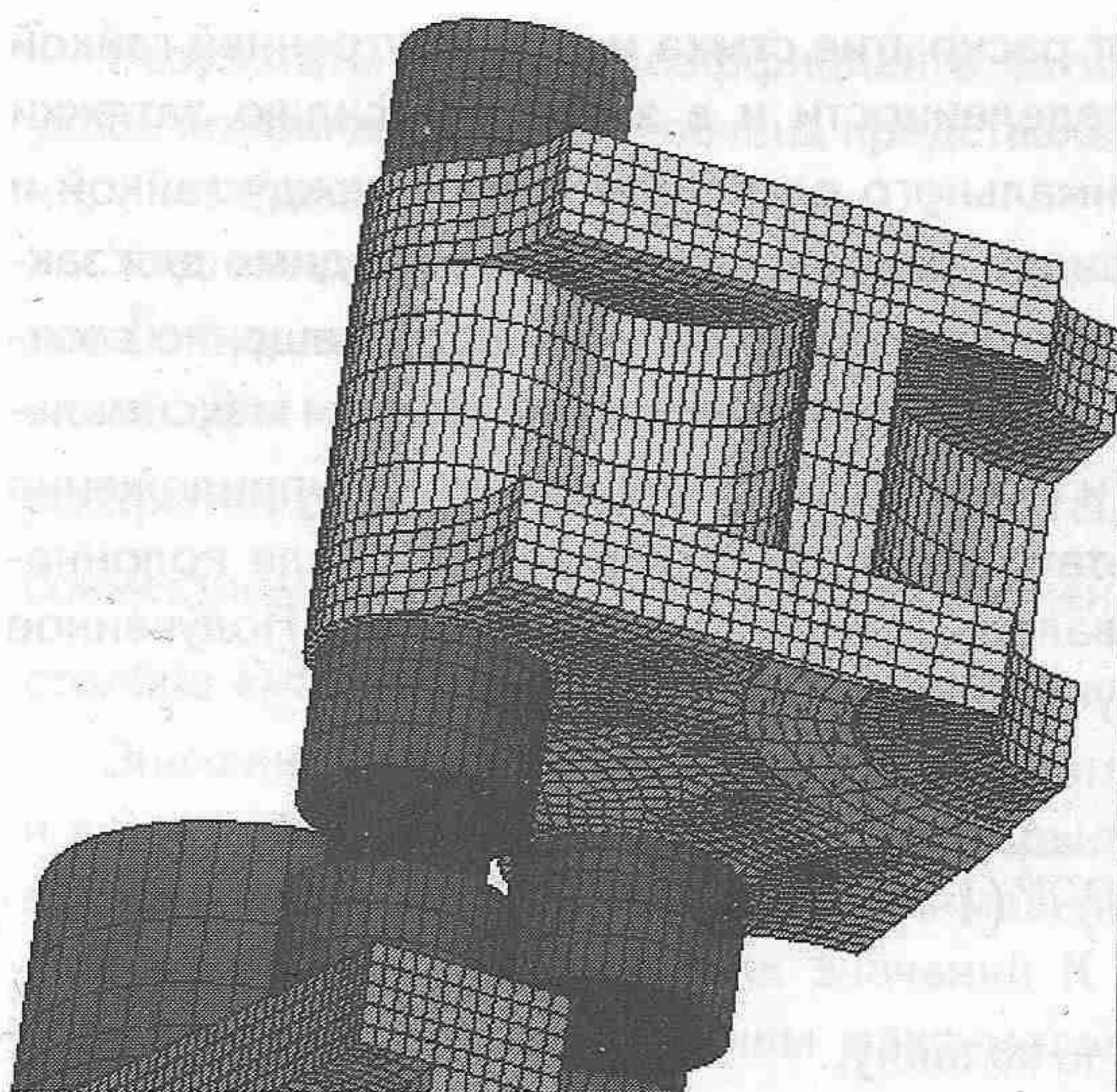


Рис.8. Приложение рабочей нагрузки (равномерного давления) к верхней поперечине пресса силой 100 МН (фрагмент)

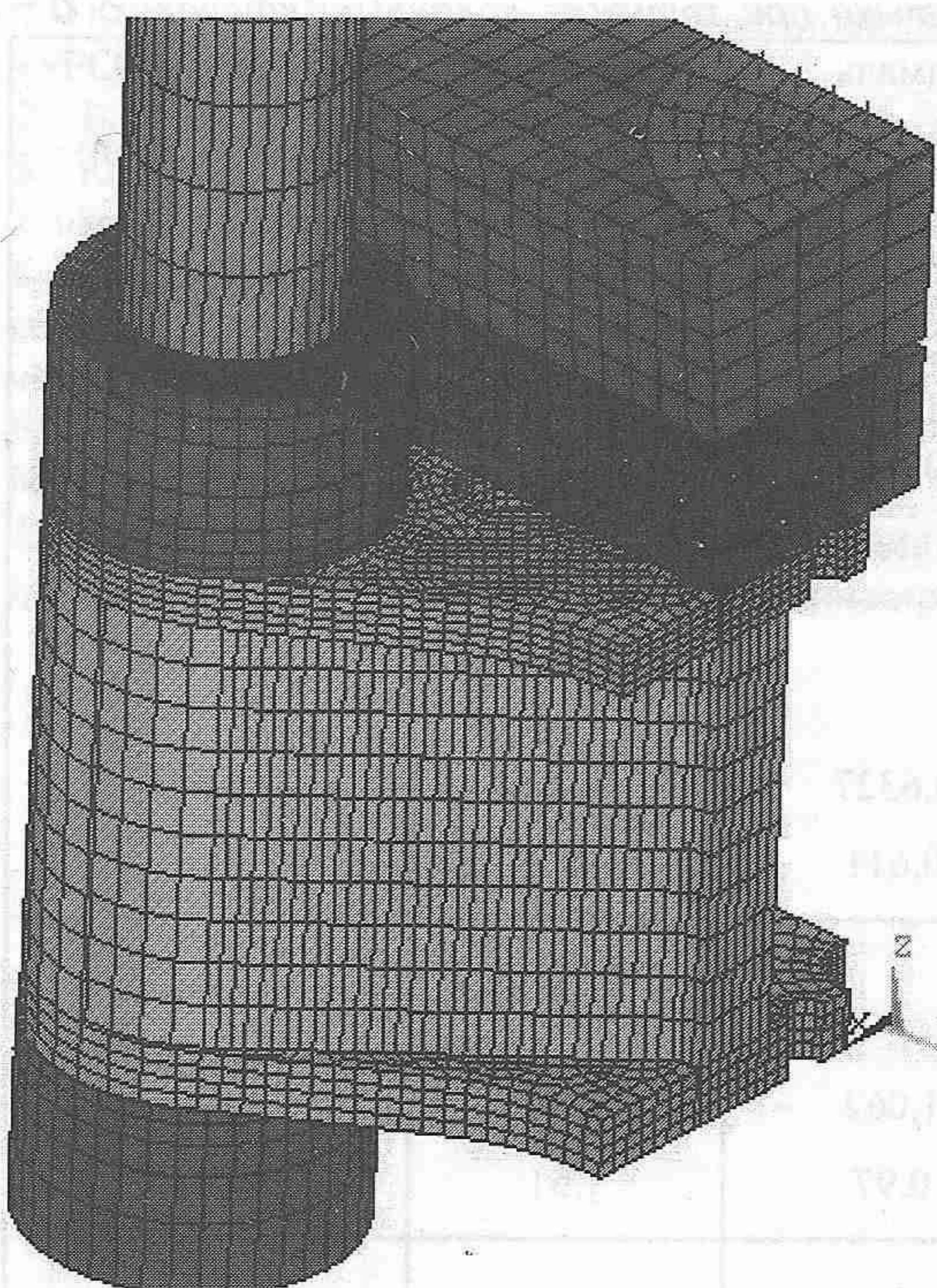


Рис.9. Приложение рабочей нагрузки (равномерного давления) к основанию пресса силой 100 МН через штамповый набор (фрагмент)

На разных заводах-изготовителях гидравлических прессов методики определения термоудлинения и запаса по усилию затяжки колонн несколько различаются, что затрудняет их сопоставительный анализ. В то же время, для получения наиболее представительной картины по напряженно-деформированному состоянию колонн в различных конструктивных вариантах узлов колонна-гайки-поперечина нами взяты 4 пресса, изготовленные тремя различными заводами. Прессы силой 20 МН и 100 МН изготовлены на УЗТМ, пресс силой 70 МН изготовлен на КЗТС, пресс силой 53 МН изготовлен на польском заводе «Згода». Использование математических моделей позволяет для всех прессов провести в одинаковых условиях затяжку и нагружение узлов колонна-гайки-поперечина и получить единообразный результативный материал, удобный для сопоставления различных конструктивных вариантов узлов.

В качестве параметра, учитывающего совместное действие усилия по колонне и изгибающего момента в стыковом сечении внутренней гайки и поперечины, принят максимальный зазор в этом сечении, возникающий при действии только рабочей нагрузки (в колонне нет усилия предварительной затяжки). Именно максимальная величина зазора позволяет учесть влияние изгибающего момента на раскрытие стыка в этом сечении.

Исследование моделей выполняли в следующем порядке. Первоначальная сборка модели осуществлялась без предварительной затяжки колонн в поперечинах. Приложение к такой

модели рабочей нагрузки вызывает раскрытие стыка между внутренней гайкой колонны и поперечиной. Для определенности и в запас по усилию затяжки фиксировали величину  $\delta_i^{\max}$  максимального раскрытия стыка между гайкой и поперечиной. Далее определяли усилие затяжки, которое необходимо для закрытия зазора на величину  $\delta_i^{\max}$ . Для этого задавали взаимное смещение соответствующих контактных поверхностей «гайка-поперечина» равным максимальному  $\delta_i^{\max}$  зазору для этого стыка, и проводили расчет модели без приложения к ней рабочей нагрузки. В результате получили, что в каждом узле колонна-гайки-поперечина пресса реализовалось усилие затяжки  $T_i^{\text{зам}}$ . Полученное таким образом усилие соответствует коэффициенту затяжки

$$K_i = \frac{T_i^{\text{зам}}}{P_i^{\text{раб}}(1 - \chi_i)},$$

где  $P_i^{\text{раб}}$  - рабочая нагрузка на  $i$ -ю колонну,

$\chi_i$  - коэффициент основной нагрузки [7] для  $i$ -го стыка «колонна-поперечина».

**Таблица 3**  
**Коэффициенты усилия затяжки  $K$  и максимальное раскрытие стыка при затяжке колонн по критерию  $\delta^{\max}$**

№ № узла	Сила пресса, ме- сто стыка	Максималь- ный зазор, $\delta^{\max}$ мм	Коэффициент затяжки, $K$	Максимальное раскрытие затяну- того стыка, $\Delta$ , мм
1 2	20 МН, $D_{\text{гайки}} = 480$ мм			
	Арх - колона Осн - колонна	0,532 0,534	1,51 1,3	0,017 0,014
3 4	53 МН, $D_{\text{гайки}} = 510$ мм			
	Арх - колона Цил - колонна	0,6327 0,611	1,77 1,53	0,03 0,03
5 6	70 МН, $D_{\text{гайки}} = 900$ мм			
	Арх - колона Осн - колонна	1,062 0,97	1,6 1,51	0,04458 0,0523
7 8	100 МН $D_{\text{гайки}} = 1270$ мм			
	Арх - колона Осн - колонна	1,088 1,085	1,7 1,84	0,078 0,074

Результаты расчета коэффициента затяжки для 8 различных конструкций узлов колонна-гайки-поперечина представлены в столбце «коэффициент затяжки, К» таблицы 3.

Узел колонна-гайки-поперечина, затянутый на величину термического удлинения  $\delta_i^{max}$  должен работать без раскрытия стыка между гайкой колонны и поперечиной. Для проверки этого положения были найдены максимальные величины раскрытия  $\Delta$  стыков между внутренними гайками колонн и поперечинами при совместном действии натяга  $\delta_i^{max}$  и рабочей силы. Результаты представлены в столбце «максимальное раскрытие затянутого стыка,  $\ddot{\Delta}, \text{мм}$ » таблицы 3.

Значения найденных коэффициентов затяжки различны для разных прессов и даже разных узлов одного пресса и варьируются в пределах  $K=1,3 \div 1,84$ , что в ряде случаев несколько выше максимального  $K=1,5$ , принятого в существующих методиках. Но для всех значений  $K$  в пределах  $K=1,3 \div 1,84$  получены пренебрежимо малые величины максимального раскрытия затянутых стыков. Это значит, что принятая величина термического удлинения  $\delta_i^{max}$  создает усилие затяжки, обеспечивающее нераскрытие стыков при рабочем нагружении пресса, а узлы колонна-гайки-поперечина работают в проектном режиме.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Каплун А. Б., Морозов Е. М., Олферова М. А. ANSYS в руках инженера. — М.: «УРСС», 2003, 269с.
2. Басов К. А. ANSYS в примерах и задачах. — М.: «КомпьютерПресс», 2002, 224с.
3. Кац А. М. Теория упругости. — Санкт-Петербург: «Лань», 2002, 207с.
4. Хан Х. Теория упругости. — М.: «Мир», 1988, 344с.
5. Артюхов В. П. Изыскание оптимального профиля резьбы тяжелонагруженных соединений для конструкций мощных гидравлических прессов и других металлургических машин. - Дис. канд. техн. наук. - Москва, 1963, 135 с.
6. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б. Расчет на прочность деталей машин. — М.: Машиностроение, 1993, 630с.
7. Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность. — М.: «Машиностроение», 1975, 488с.