

А. А. Круглов

### ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ ПО ВЫБОРУ РАСЧЕТНОЙ СХЕМЫ ПРИ СОВМЕСТНОМ ДЕФОРМИРОВАНИИ ЦИЛИНДРА С ЗАКЛАДНЫМ ДНОМ

Известно [1], что в конструкциях цилиндрических сосудов давления, когда воздействие от крышки передается на корпус через закладные стопорящие элементы, максимальный уровень напряженно-деформируемого состояния (НДС) наблюдается в зоне кольцевой проточки корпуса, воспринимающей осевое усилие от стопоров.

Тщательное проектирование проточки может снизить уровень опасных напряжений. В настоящее время основным инструментом для сравнительного анализа НДС конструкторских решений являются САЕ-системы на базе метода конечных элементов (МКЭ).

До сих пор в практике применения МКЭ преобладает подход, при котором расчету подвергается исследуемый элемент конструкции. Видимо, это связано со стереотипом, перешедшим из недавнего прошлого, когда в анализе НДС преобладали аналитические методы. При таком подходе при принятии решения о работоспособности детали исследователи сталкиваются с проблемами, о которых они догадывались давно, но подтверждение которым получено только в последние годы [2, 3]. Главная из этих проблем – достоверность НДС в зонах концентрации напряжений.

В настоящей работе показаны результаты численных экспериментов по выбору формы внутренней кольцевой проточки стального цилиндрического корпуса с наружным диаметром 273 мм и толщиной стенки 11,5 мм. Первоначально проточка имела высоту 12 мм, глубину 3 мм и радиус поднутрения 1 мм, она отстояла от торца цилиндра на 20 мм.

На рис. 1 показаны варианты проточек в верхней части корпуса.

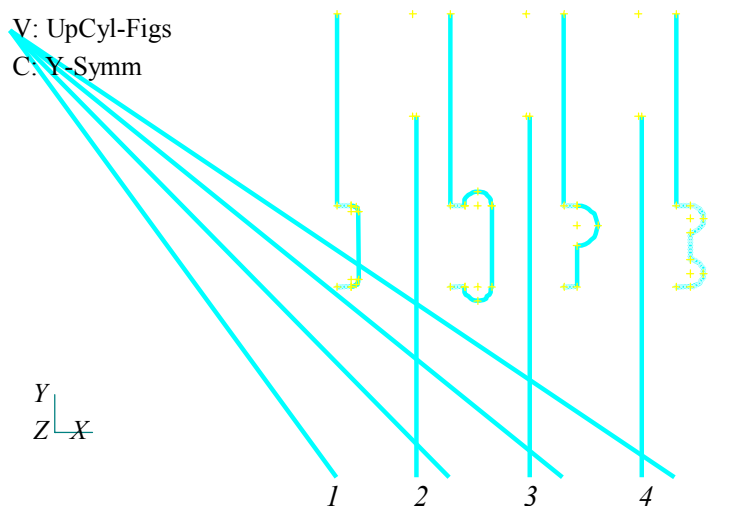


Рис. 1. Варианты проточек верхней части корпуса цилиндрического сосуда давления:  
1 – исходный, радиус  $r = 1$  мм; 2 – проточка с двумя  $r = 2$  мм, вверх и вниз;  
3 – с одним углублением,  $r = 3$  мм; 4 – с двумя углублениями,  $r = 2$  мм

В качестве САЕ-системы использовался препроцессор FEMAP, в качестве решателя – MSC.NASTRAN 2005. Решалась статическая задача теории упругости в осесимметричной постановке для двух расчетных схем:

- А – круговой цилиндр нагружен внутренним давлением и осевой силой к верхнему выступу проточки (рис. 2);
- В – сборка «цилиндр – стопор – крышка» нагружена давлением, приложенным к внутренним поверхностям крышки и корпуса вплоть до стопора (рис. 3).

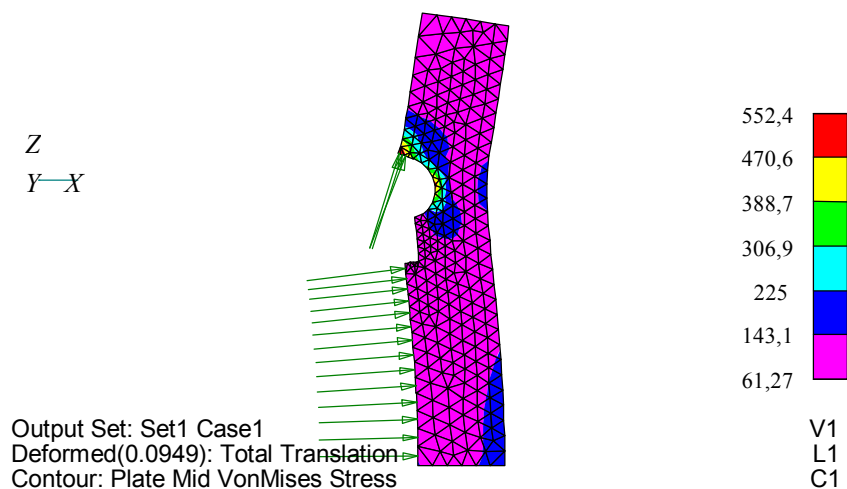


Рис. 2. Расчетная схема верхней части корпуса при поэлементном анализе конструкции цилиндрического сосуда давления

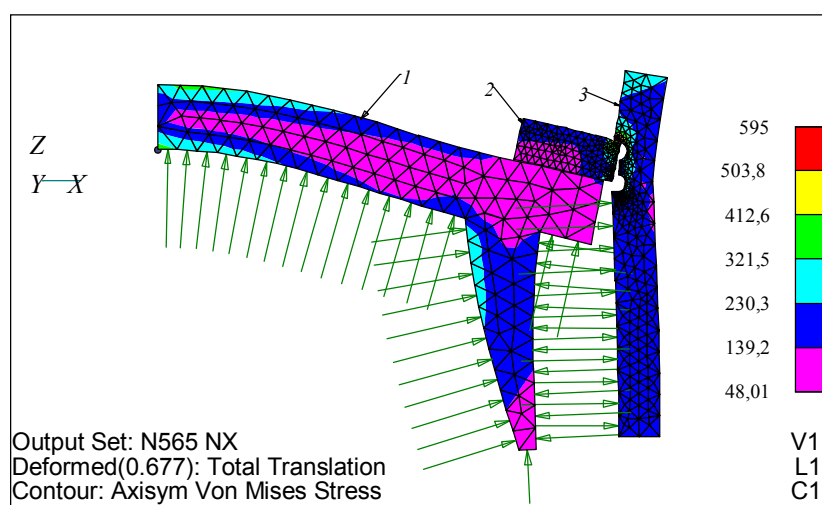


Рис. 3. Расчетная схема сборки «цилиндр – стопор – крышка» цилиндрического сосуда давления

Для схемы В на контактных границах стопор – крышка и стопор – проточка были назначены уравнения связей между узлами КЭ-модели. Границы контактов подбирались на ряде расчетов по картинам НДС.

Результаты расчета уровней напряжений по Мизесу  $\sigma_{vm}$  в зоне проточки для различных ее форм и расчетных схем представлены в таблице. При рассмотрении данных надо иметь в виду, что величина внутреннего давления была равна пробному давлению в 20 МПа. Рабочее давление, согласно нормативам, в два раза меньше, соответственно будут ниже и рабочие значения  $\sigma_{vm}$  в среднем по длине цилиндра в поперечном сечении корпуса.

#### Сравнение наибольших напряжений по Мизесу для различных вариантов проточек и расчетных схем

№ варианта проточки	Схема А			Схема В		
	$\sigma_{vm}^{max}$ , МПа	$\sigma_{vm}^{ном}$ , МПа	Коэффициент концентрации напряжений	$\sigma_{vm}^{max}$ , МПа	$\sigma_{vm}^{ном}$ , МПа	Коэффициент концентрации напряжений
1	1145	112	10,2	897	200	4,5
2	1182	161	7,3	848	212	4,0
3	552	145	3,8	756	205	3,7
4	560	105	5,3	595	202	2,9

Как видно из таблицы, достоверность картины НДС, получаемой в поэлементном расчете конструкций, состоящих из ряда сопряженных деталей, недостаточна, особенно в концентраторах напряжений. Известно, что недостоверность получаемых при таком подходе результатов тем выше, чем ниже корректность наложения силовых и кинематических граничных условий. При этом возникает риск принятия ошибочного решения (ср. варианты 3 и 4 для схем А и В).

Таким образом, в настоящее время решение сложных задач возможно только с использованием САЕ-систем. При этом даже на этапе предварительных расчетов следует принимать расчетные схемы сборок сопрягаемых тел с наложением тех или иных уравнений связи между узлами отдельных деталей. В наиболее ответственных случаях следует переходить к постановке контактной задачи.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мишичев А. И., Круглов А. А. Численный анализ полей напряжений сборки цилиндр – стопор – крышка сосуда давления // Проблемы динамики и прочности исполнительных механизмов и машин: Тез. докл. науч. конф., 7–10 сентября 2004 г. – Астрахань: Изд-во АГТУ. – С. 133–134.
2. Бойцов Г. В. Новые принципы нормирования прочности судов // Судостроение. – 2003. – № 4. – С. 34–35.
3. Обеспечение достоверности и информативности расчетов напряженно-деформированного состояния деталей транспортных поршневых двигателей / А. И. Яманин, Ю. В. Голубев, С. М. Шилов, С. Н. Болдырев // Двигателестроение. – 2003. – № 3. – С. 22–24.

Статья поступила в редакцию 29.1.2008

#### THE NUMERICAL ANALYSIS OF THE ANALYTICAL MODEL CHOICE AT JOINT DEFORMATION OF THE CYLINDER WITH THE INSERT BOTTOM

*A. A. Kruglov*

The deflected mode in the zone of the ring cavity of the cylinder body is considered. The numerical experiments have shown that the reliability of the deflected mode picture received in step-by-step calculations is insufficient, especially in stress concentrators. Thus, even at the preliminary phase of calculation of the deflected mode structures it is necessary to accept analytical models of mating parts assembly.

**Key words:** pressurized cylinder, the deflected mode, finite-element method, stress concentration.