

них гідропресів розроблений програмний комплекс ПРИЗМА [2], а останнім часом зроблена спроба використання для таких досліджень програмного пакета ANSYS [3].

Для оцінки достовірності результатів, отриманих на ЕОМ за цими двома програмами, визначено напруження в елементах схематизованого ідеального циліндра за допомогою відомих формул теорії пружності [4]. В таких розрахунках циліндр вважається тілом обертання без кронштейнів, отворів, опор. В нижній частині циліндр сполучається з днищем як з круглою пластиною, яка вважається жорстко закріпленою на контурі, радіальний з округленням перехід від стінки циліндра до днища не враховується.

Для визначення напружень у стінці циліндра Д-0843 з використанням формули Ляме [4] взято такі вихідні дані: радіус внутрішньої поверхні циліндра $r_1 = 0,4575$ м; радіус зовнішньої поверхні циліндра $r_2 = 0,625$ м; внутрішній тиск рідини взято одиничним, безрозмірним ($p = 1$), щоб всі напруження були в долях цієї одиниці.

Розрахункові формули і величина одиничних напружень на внутрішній поверхні стінки циліндра (рис. 2):

— радіальне нормальне напруження

$$\sigma_r = -p = -1;$$

— колове нормальне напруження в напрямі дотичної до циліндричної поверхні

$$\sigma_t = p \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} = 1 \frac{0,625^2 + 0,4575^2}{0,625^2 - 0,4575^2} = 3,309;$$

— нормальне напруження в поперечному перерізі з площиною A зумовлене поздовжньою силою N

$$\sigma_y = \frac{N}{A} = \frac{p \cdot \pi \cdot r_1^2}{\pi \cdot (r_2^2 - r_1^2)} = \frac{0,4575^2}{0,625^2 - 0,4575^2} = 1,154;$$

— еквівалентне напруження за четвертою, енергетичною теорією міцності

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_t^2 + \sigma_y^2 - \sigma_t \cdot \sigma_r - \sigma_t \cdot \sigma_y - \sigma_r \cdot \sigma_y},$$

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{1^2 + 3,309^2 + 1,154^2 - 1 \cdot 3,309 - 3,309 \cdot 1,154 + 1,154 \cdot 1} = 3,732.$$

Днище циліндра розглядаємо, як круглу пластину, жорстко затиснену на контурі і навантажено рівномірним одиничним безрозмірним тиском.

Вихідні дані для визначення напружень: $r_1 = 0,4575$ м — радіус пластини, $h = 0,22$ м — товщина пластини.

Згинальний момент радіальний в кільцевих перетинах

$$M_r = \frac{pr_1^2}{16} \left[1 + \mu - (3 + \mu) \frac{r^2}{r_1^2} \right],$$

де r — поточний радіус-вектор точки в круглій пластині;

μ — коефіцієнт Пуассона;

згинальний коловий момент в радіальних перетинах

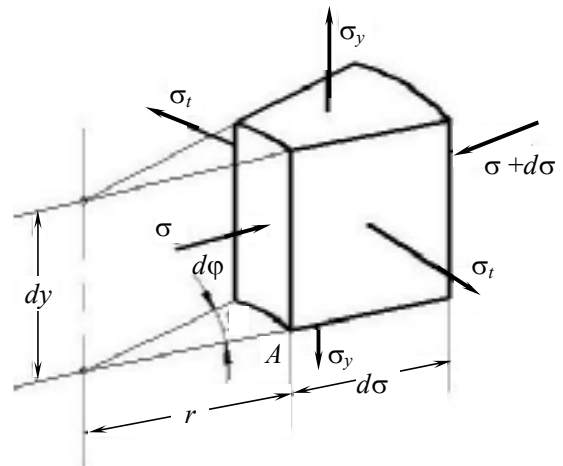


Рис. 2. Напружений стан елемента товстостінного циліндра

$$M_t = \frac{pr_1^2}{16} \left[1 + \mu - (1 + 3\mu) \frac{r^2}{r_1^2} \right].$$

Для довгої оболонки з днищем при $\mu=0,333$ маємо:

$$M_r = pr_1^2 \left(0,0833 - 0,2083 \frac{r^2}{r_1^2} \right);$$

$$M_t = pr_1^2 \left(0,0833 - 0,125 \frac{r^2}{r_1^2} \right).$$

В центрі пластини відносні (одиничні) згинальні моменти і напруження мають вигляд

$$M_r = M_t = 0,0833 pr_1^2 = 1,7435 \cdot 10^{-2};$$

$$\sigma_r = \sigma_t = \left| \frac{6M_r}{h^2} \right| = \frac{6 \cdot 1,744 \cdot 10^{-2}}{0,22^2} = 2,161.$$

Еквівалентне напруження згідно з енергетичною гіпотезою

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_t^2 - \sigma_r \cdot \sigma_t} = 2,161.$$

Для дослідження напружено-деформованого стану циліндра Д-0843 з використанням скінченно-елементного пакета ANSYS використовувались вихідні дані: матеріал циліндра — сталь 35Л ГОСТ 977-88, для якої межа текучості $\sigma_t=250$ МПа, межа міцності $\sigma_b=470$ МПа, модуль поздовжньої пружності $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, робочий тиск $P_{\text{роб}}=32$ МПа, випробувальний тиск $P_{\text{випр}}=40$ МПа, максимальне зусилля преса 27000 кН.

Для розв'язання задачі числовим методом спочатку необхідно побудувати геометричну модель деталі, для цього ANSYS має засоби тривимірного моделювання.

У нашій задачі вибрано тривимірний тетрагональний елемент SOLID 92 з 20 вузлами (A...Z) з бібліотеки стандартних елементів ANSYS (див. рисунок 1, б). Контроль за побудовою сітки дискретизації об'єкта досліджень на скінченні елементи програмою ANSYS здійснюється за замовчуванням: Preprocessor-Meshing-Mesh-Volumes-Free. Таким чином тіло складного за окресленням циліндра було поділене більш ніж на п'ять тисяч об'ємних елементів з відповідною кількістю (більше 50 тисяч) вузлів (див. рисунок 1, а).

Етап розв'язання починається з призначення граничних умов, можливих пружних переміщень і прикладених навантажень, а також вказівок щодо методу і параметрів розрахунку, а закінчується отриманням результатів як в табличній, так і в графічній формі. За командою SOLVE програма звертається за інформацією щодо моделі і навантаження до бази даних і виконує обчислення. Програмою виконується розв'язання визначальних рівнянь і одержання результатів для обраного виду аналізу.

У програмі ANSYS стадія постпроцесорної обробки йде після стадії передпроцесорної підготовки і одержання рішення. Результати рішення включають значення переміщень, напружень, деформацій і друкуються в графічній і табличній формах. На епюрах еквівалентних напружень ординати показують їх величину у відповідних вузлах, а цифрами позначені найбільші напруження в небезпечних точках конструктивних елементів циліндра (рис. 3).

В дослідженні напружено-деформованого стану циліндра на базі програмного комплексу „ПРИЗМА“ вико-

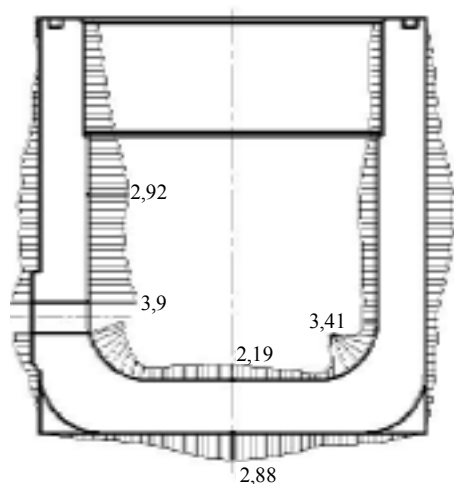


Рис. 3. Епюри еквівалентних напружень в поздовжньому розрізі циліндра

нано дискретизацію однієї з чотирьох однакових (завдяки двовісній симетрії) частин циліндра Д-0843 на скінченні елементи. Визначено координати кожного з 312-ти вузлів 36-ти елементів; вибрано граничні умови їх взаємодії та навантаження в вузлах; проведено розрахунки на ЕОМ.

Результати визначення еквівалентних напружень в небезпечних точках характерних перерізів циліндра методами теорії пружності та з використанням програмних комплексів ANSYS і ПРИЗМА наводяться (див. таблицю). Розрахунки виконані для одиничного тиску ($p=1$).

Порівняння чисельних результатів розрахунку в програмах ПРИЗМА, ANSYS та методами теорії пружності

Характерні перерізи і точки циліндра	Еквівалентні напруження в небезпечних точках		
	ПРИЗМА	ANSYS	Теорія пружності
Поперечний переріз циліндричної частини	2,97	2,92	2,84
В центрі внутрішньої поверхні днища	2,24	2,19	2,16
В центрі зовнішньої поверхні днища	2,75	2,88	2,86
Біля отвору на внутрішній поверхні циліндра	3,76	3,9	—
На галтелі з'єднання циліндра з днищем	3,17	3,41	—

Аналіз напружень, отриманих у результаті розрахунків, дозволяє зробити такі висновки. Спостерігається нерівномірність розподілу напружень по висоті циліндра і по днищу. Найбільші напруження виникають в зонах дії зусиль, прикладених до кронштейнів, в місцях різкої зміни форми та в центрі днища. Розрахований по межі текучості матеріалу циліндра фактичний коефіцієнт запасу міцності в найбільш напруженому місці (біля отвору) $n_{\phi} = 1,41$ під випробувальним тиском.

Епюри розподілу напружень в перерізах елементів циліндра, визначених за допомогою двох програмних комплексів, адекватні за характером, а розбіжності в значеннях напружень $\sigma_{\text{екв}}$, особливо в місцях різкої зміни форми об'єкта (до 10 %), зумовлені значною відмінністю в кількості скінченних елементів дискретизації об'єкта в цих програмних комплексах. Так що обидва комплекси правомірні при дослідженні напружено-деформованого стану масивних тіл складної конструкції.

Література

1. Расчет и конструирование базовых деталей гидравлических прессов. — Воронеж: ЭНИКМАШ, 1972. — 72 с.
2. Высочин В.Д. Напряженное состояние элементов корпусных конструкций / Высочин В.Д., Калинин П.М. // Материалы III семинара „Моделирование в прикладных научных исследованиях“. — Одесса: ОГПУ, 1994. — С. 30 — 31.
3. Чигарев А.В. ANSYS для инженеров. Справ. пособие / Чигарев А.В., Кравчук А.С., Смалюк А.Ф. — М.: Машиностроение, 2004. — 511 с.
4. Писаренко Г.С. Опір матеріалів: Підруч. / Писаренко Г.С., Квітка О.Л., Уманський Е.С.; За ред. Г.С. Писаренка. — К.: Вища шк., 1993. — 654 с.

Надійшла до редакції 1 липня 2006 р.