

*Немчинов С.І.***СКІНЧЕННО-ЕЛЕМЕНТНЕ МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ТРАВЕРСИ ГІДРАВЛІЧНОГО ПРЕСА****ДВНЗ «Український державний хіміко-технологічний університет», м. Дніпро**

В даній роботі досліджено напружено-деформований стан траверси центрального виштовхувача гідравлічного пресу за допомогою скінченно-елементного моделювання. Встановлено, що в траверсі при зусиллі виштовхування 1,52 МН найбільші еквівалентні напруження, які обчислювалися за формулою Мізеса, спостерігаються в місцях прикладення навантажень, опорних поверхонь, різкої зміни геометрії. Показано, що еквівалентні напруження збільшуються по висоті на внутрішній поверхні центрального циліндра і зменшуються – на внутрішніх поверхнях бічних циліндрів. Виявлено, що максимальні переміщення та деформації спостерігаються у верхній частині траверси, а мінімальні – у нижній. Аналіз епюр напружень і деформацій показав, що існуюча геометрія траверси не є оптимальною – напруження та деформації в її різних частинах суттєво відрізняються. На підставі аналізу напружено-деформованого стану було запропоновано варіант зміни геометрії деяких частин траверси, який дозволив при незначному збільшенні напружень зменшити її вагу. Отримані результати можуть бути застосовані при проектуванні нових та удосконаленні існуючих гідравлічних пресів.

Ключові слова: гідравлічний прес, траверса, епюра, напруження, деформація, переміщення.

Вступ

Одними з основних елементів гідравлічних пресів є траверси, які при великих габаритах і масі зазнають значних питомих навантажень. В роботі [1] надано аналіз руйнації базових деталей пресів. Тому для забезпечення надійної й тривалої експлуатації гідравлічних пресів необхідно забезпечити їх міцність та жорсткість.

Отже проблема вибору раціональної форми траверси на етапі проектування є дуже важливою і має не тільки технічні, але й економічні аспекти.

Аналіз досліджень і публікацій

На сьогодні накопичено певний досвід проектування траверс гідравлічних пресів, але їх розрахунок у більшості випадків виконується наближено, що пояснюється складністю опису напружено-деформованого стану і обумовлено конструктивними особливостями.

Аналіз літературних даних показує, що для визначення напружено-деформованого стану (НДС) базових елементів пресів застосовують або методи опору матеріалів [2–3], або метод скінченних елементів (МСЕ) тільки для напру-

женого стану [4]. Наприклад, за існуючими методиками розрахунку на міцність просторова конструкція траверси замінюється двома балками з широкою та вузькою сторін, а зусилля циліндра прикладається в центрах тяжіння опорних півкілець. Така методика не відповідає потребам сучасного машинобудування, оскільки не враховує особливості геометрії конструкції траверси, яка є досить складною, і не дає достатньо повного уявлення про напружено-деформований стан і, як наслідок, не дозволяє зробити висновки з раціонального проектування.

Зовсім відсутні роботи з системного дослідження деформованого стану траверс.

Мета роботи

Мета роботи – скінченно-елементне моделювання напружено-деформованого стану та обґрунтування вибору можливої геометрії нижньої траверси гідравлічного преса зусиллям 20-МН.

Виклад основного матеріалу дослідження

Оскільки траверса являє собою тіло складної геометрії, то аналітичні методи розрахунку практично неможливі. Лише при застосуванні

чисельних методів, які реалізуються на ЕОМ, можна отримати надійні результати. Для розв'язування задачі застосовувався варіаційний принцип мінімуму потенціальної енергії, який дозволяє сформулювати задачу про напружено-деформований стан пружного тіла як задачу мінімізації квадратичного функціоналу [5]. Розв'язування задачі мінімізації відбувалося на скінченномірному просторі шляхом переходу від континуального середовища до дискретного. При побудові дискретної моделі застосовувалась лінійна апроксимація переміщень на трикутниках.

В якості інструменту чисельних досліджень використовували базову конфігурацію SolidWorks Premium, яка дозволила виконати детальний аналіз НДС траверси з урахуванням особливостей і режимів експлуатації. На підставі робочих креслень для розрахунку була створена геометрична модель, задавалися фізико-механічні властивості матеріалу, граничні умови. Оскільки траверса та прикладене навантаження симетричні, то дослідження проводилося для половини деталі. Величини навантажень визначалися відповідно до умов роботи траверси. Габаритні розміри траверси склали 1440×800×650 мм. В якості матеріалу була вибрана сталь 35Л з модулем пружності $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$, коефіцієнтом Пуассона $\nu = 0,32$, межею текучості $\sigma_m = 248 \text{ МПа}$, межею міцності $\sigma_{мц} = 482,5 \text{ МПа}$. Граничні умови задавали таким чином, щоб виключити переміщення траверси як абсолютно жорсткого тіла. В результаті дискретизації отримали 9869 елементів та 16736 вузлів.

У результаті статичного розрахунку траверси отримані такі параметри напружено-деформованого стану:

$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ – нормальні напруження в напрямках відповідних осей;

$\tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$ – дотичні напруження у відповідних координатних площинах;

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – головні напруження;

$\sigma_{екв}$ – еквівалентні напруження, які обчислені за формулою Мізеса;

U_x, U_y, U_z – переміщення в напрямках відповідних осей;

n – коефіцієнт запасу міцності.

Отримані в результаті розрахунку поля напружень, переміщень і деформацій існуючої траверси показали, що значення досліджених характеристик в різних частинах траверси суттєво відрізняються. При цьому максимальні напруження, які обчислені за формулою Мізеса, спостерігаються в місцях прикладення навантажень

й опорних поверхонь та місцях різкої зміни геометрії.

Аналіз полів деформацій і переміщень існуючої траверси показав, що максимальні деформації і переміщення спостерігаються в верхній частині траверси (в кільцевій частині центрального циліндра), а мінімальні – в двох циліндричних частинах траверси та її нижній частині (в основі траверси). Так деформація у верхній частині центрального циліндра складала приблизно 0,7–0,9 мм, то у нижній частині того самого циліндра – на порядок менше. Це свідчить про те, що конструкція траверси не є оптимальною.

В роботі пропонується нова, більш раціональна, геометрія траверси.

Аналіз епюр напружень рекомендованої траверси показав, що максимальні напруження спостерігаються в місцях з'єднання великого та малих циліндрів і не перевищують 130 МПа. В зоні контакту напруження не перевищують 90–100 МПа. Решта напружень значно нижче. При цьому максимальні переміщення суттєво не змінюються.

За результатами дослідження (рис. 1) встановлено:

– нормальні та дотичні напруження суттєво змінюються по висоті траверси (наприклад, при $z = 100 \text{ мм}$ напруження $\sigma_x = -21 \text{ МПа}$, а при $z = 400 \text{ мм}$ $\sigma_x = -40 \text{ МПа}$);

– величини напружень σ_x, σ_z значно більші величин напружень σ_y , а величини τ_{xy} значно більші величин напружень τ_{xz}, τ_{yz} .

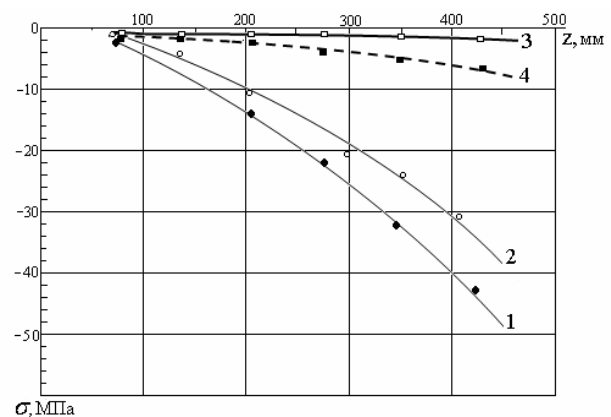


Рис. 1. Графік залежності нормальних і дотичних напружень від координати z : 1 – нормальне напруження σ_x ; 2 – нормальне напруження σ_z ; 3 – нормальне напруження σ_y ; 4 – дотичне напруження τ_{xy}

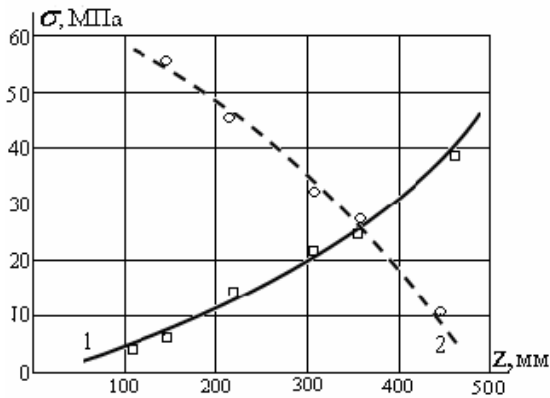
Слід зауважити, що еквівалентні напружен-

ня $\sigma_{екв}$ на внутрішніх поверхнях центрального та бічних циліндрів також суттєво змінюються по висоті, але характери зміни напружень різні. На внутрішній поверхні центрального циліндра еквівалентні напруження збільшуються по висоті, а на внутрішній поверхні бічного циліндра – зменшуються (рис. 2,а).

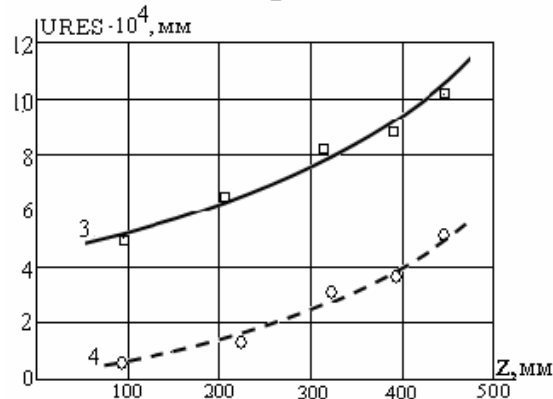
Слід звернути увагу на те, що еквівалентні напруження у верхній частині траверси (на верхньому поясі) зменшуються, а на нижній частині (у нижньому поясі) збільшуються, а при $z > 40\text{ мм}$ спостерігається тенденція зростання еквівалентних напружень.

Значення обчислених головних напружень $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ не перевищують значення границі текучості σ_m .

Сумарні переміщення $URES$ збільшують-



а



б

Рис. 2. Графіки залежності еквівалентних напружень та переміщень від координати z для внутрішніх циліндричних частин траверси: а – залежність еквівалентних напружень $\sigma_{екв}$ від координати z : 1 – внутрішня поверхня центрального циліндра, 2 – внутрішня поверхня бічного циліндра; б – залежність переміщень $URES$ від координати z : 3 – поверхня центрального циліндра, 4 – поверхня бічного циліндра

ся в обох випадках. При цьому максимальні переміщення спостерігаються у верхньому поясі траверси (у місці прикладення навантаження), а найнижчі переміщення – у нижньому поясі (рис. 2,б).

Характер розподілу коефіцієнтів запасу міцності (рис. 3) показав, що мінімальні коефіцієнти запасу міцності в модернізованій траверсі спостерігаються в нижніх частинах малих циліндрів (1,7–5,21). Взагалі у верхній частині траверси коефіцієнти запасу міцності значно більші, ніж у нижній частині. «Нелогічно» високі коефіцієнти запасу міцності спостерігаються у невеличкій області центрального циліндра (при $z \approx 40\text{ мм}$).

Отримані результати дослідження показали, що міцність і жорсткість нової траверси забезпечені.

Зміна геометрії дозволила зменшити масу траверси майже на 14 %.

Висновки

Напружено-деформований стан траверси гідравлічного преса, який отримано за допомогою кінцево-елементного моделювання, характеризується загальною і місцевою нерівномірністю напружень і деформацій. Загальна нерівномірність напруженого стану в основному визначається нерівномірним розподілом наван-

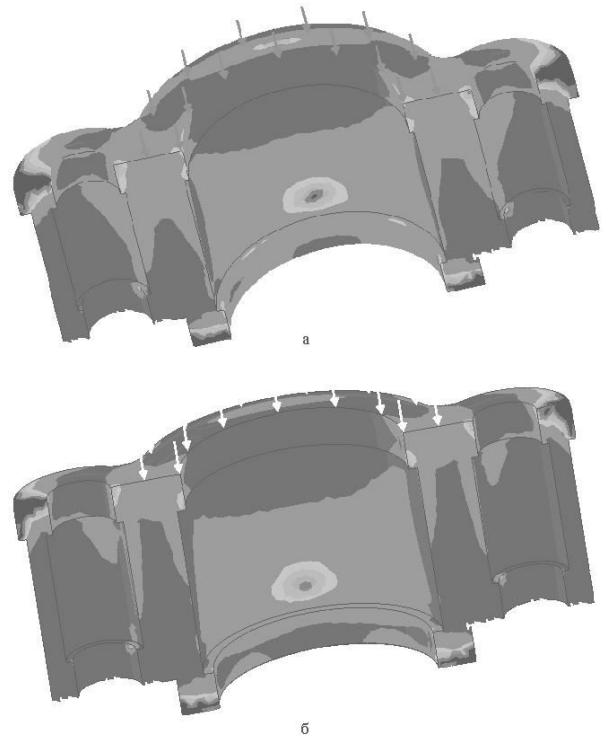


Рис. 3. Просторові епюри коефіцієнтів запасу міцності траверси: а – існуюча траверса; б – модернізована траверса

тажень. Найбільші напруження спостерігаються в місцях прикладення навантаження та опор. Місцева нерівномірність напруженого стану визначається концентрацією напружень, яка обумовлена геометричними та силовими факторами.

За результатами досліджень напружено-деформованого стану траверси встановлено зони, в яких спостерігаються максимальні нормальні й дотичні напруження та деформації. Аналіз полів напружень і деформацій показав, що існуюча геометрія траверси не є оптимальною — напруження і деформації в її різних частинах суттєво відрізняються.

Встановлено, що величини напружень σ_x , σ_z значно більші напружень σ_y , а τ_{xy} значно більші напружень τ_{xz} , τ_{yz} . Запропоновано підхід, за яким можна змінити геометрію траверси при незначній зміні напружень і деформацій і, як наслідок, зменшити вагу станини. Отримані результати мають практичне застосування при проектуванні нових, удосконаленні існуючих гідравлічних пресів і є основою для подальших досліджень.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Пылайкин П.А. Анализ разрушений базовых деталей мощных гидравлических прессов // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. — 1966. — № 3. — С.21-27.
2. Живов Л.И., Овчинников А.Г., Складчиков Е.Н. Кузнечно-штамповочное оборудование: учебн. — М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. — 560 с.
3. Коркин Н.П., Сурков И.А., Тимохин И.В. Влияние эксцентриситета нагружения гидравлического пресса на напряженное состояние подвижной поперечины // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. — 2008. — № 4. — С.28-32.
4. Дащенко О.Ф., Лимаренко О.М. Напряжено-деформованный стан базовых деталей гідравлічних пресів // Машинознавство. — 2013. — № 1-2. — С.33-38.
5. Тимошенко С.П., Гудбер Дж. Теория упругости. — М.: Наука, 1975. — 576 с.

Надійшла до редакції 20.10.2016

Рецензент: д.т.н., проф. Виноградов Б.В.

КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ТРАВЕРСЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРЕССА

Немчинов С.И.

В данной работе исследовано напряженно-деформированное состояние траверсы центрального выталкивателя гидравлического пресса методом конечно-элементного моделирования. Установлено, что в траверсе при усилении выталкивания 1,52 МН наибольшие эквивалентные напряжения, вычисленные по формуле Мизеса, наблюдаются в местах приложения нагрузок, опорных поверхностей, резкого изменения геометрии. Показано, что эквивалентные напряжения увеличиваются по высоте на внутренней поверхности центрального цилиндра и уменьшаются — на внутренних поверхностях боковых цилиндров. Выявлено, что максимальные перемещения и деформации наблюдаются в верхней части траверсы, а минимальные — в нижней. Анализ эпюр напряжений и деформаций траверсы показал, что существующая геометрия траверсы не является оптимальной — напряжения и деформации в ее разных частях существенно отличаются. На основании анализа напряженно-деформированного состояния предложен вариант изменения геометрии некоторых частей траверсы, который позволил при незначительном увеличении напряжений уменьшить ее вес. Полученные результаты могут использоваться при проектировании новых и усовершенствовании существующих гидравлических прессов.

Ключевые слова: гидравлический пресс, траверса, эпюра, напряжение, деформация, перемещение.

FINITE ELEMENT MODELLING OF STRESS-STRAIN STATE OF THE TRAVERSE OF THE HYDRAULIC PRESS

Nemchinov S.I.

In the present article the stress-strain state of the traverse of the central ejector of the hydraulic press has been investigated by using finite element modeling. It is established that in the traverse with the force of pushing out 1,52 MN, the largest equivalent stresses, calculated according to the Mises formula, are observed in the places of application of loads, bearing surfaces, sharp changes in geometry. It is shown that equivalent stresses increase in height on the inner surface of the central cylinder and decrease on the inner surfaces of the side cylinders. It is found that the maximum displacements and deformations are observed in the upper part of the traverse, and the minimum — in the lower part. The analysis of the diagrams of the investigated stresses and strains showed that the existent geometry of traverse is not optimal — the stresses and strains in its different parts differ significantly. Based on the analysis of the stress-strain state, a variant of changing the geometry of some parts of the traverse is proposed, which, with an insignificant increase in stress, reduced its weight. The obtained results can be used for improvement of existing and development of new hydraulic presses.

Keywords: hydraulic press, traverse, diagram, stress, strain, displacement.