

АКТУАЛЬНІ ПИТАННЯ НАУКОВОГО ТА ПРАКТИЧНОГО МАТЕРІАЛОЗНАВСТВА

УДК 621.7-216

Стукалець І. Г.,

igorstukalets@gmail.com, ORCID ID: 0000-0001-7107-4865,

Researcher ID: ADW-2364-2022,

к. т. н., доцент кафедри машинобудування,

Львівський національний університет природокористування, м. Львів

ТОПОЛОГІЧНА ОПТИМІЗАЦІЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ТА ОБЛАДНАННЯ В СЕРЕДОВИЩІ SOLIDWORKS SIMULATION

Анотація. В статті розглянуто порівняно новий та перспективний підхід до оптимізації конструкції деталей машин та обладнання. Метод полягає в оптимізації топології конструкції деталі шляхом ефективного розподілу матеріалу за певних експлуатаційних навантажень. Об'єктом дослідження в статті є монтажний кронштейн PARKER HANNIFIN масою 6,5 кг з номінальним навантаженням 50 кН. Розрахункову модель кронштейна за його креслеником відтворено в геометричній моделі деталі в масштабі 1:1 у середовищі SOLIDWORKS, призначено матеріал та визначено масу, яка повністю відповідає масі оригінальної деталі. Виконано міцнісний статичний аналіз моделі кронштейна в SOLIDWORKS Simulation, на підставі якого визначено напруження, що виникають у деталі, переміщення та коефіцієнт запасу міцності, який становить 2,7. Крім того, за допомогою інструменту Desing Insight визначено області, які найефективніше сприймають навантаження, і ті, що не сприймають навантаження. На підставі цього сформульовано припущення щодо доцільності проведення топологічної оптимізації деталі з метою зменшення її маси та ефективного використання об'єму матеріалу за умов експлуатаційних навантажень. У середовищі SOLIDWORKS Simulation здійснено топологічний аналіз кронштейна. Аналіз топології виконано за умови найкращого співвідношення маси кронштейна до жорсткості його конструкції з показником зменшення маси 60%. Одержано модель, на підставі якої інструментами CAD-модуля SOLIDWORKS внесено відповідні корективи у базову модель кронштейна. У результаті модифікації початкової моделі кронштейна одержано оптимізовану його модель. Маса оптимізованої моделі – 3 кг, що становить 46% від маси початкової моделі. Виконано міцнісний статичний аналіз оптимізованої моделі деталі, на підставі якого встановлено значення напружень, що виникають у деталі, значення переміщень та коефіцієнта запасу міцності, який становить 1,5. За результатами проведених досліджень зроблено висновок, що оптимізована деталь має достатню жорсткість та запас міцності за заданих значень навантаження.

Ключові слова: топологічна оптимізація, кронштейн, SOLIDWORKS Simulation, напруження, коефіцієнт запасу міцності.

Stukalets I. H.,

igorstukalets@gmail.com, ORCID ID: 0000-0001-7107-4865,

Researcher ID: ADW-2364-2022,

Ph.D., Associate Professor of the Department of Mechanical Engineering,

Lviv National Environmental University, Lviv

TOPOLOGICAL OPTIMIZATION OF MACHINE PARTS AND EQUIPMENT IN THE SOLIDWORKS SIMULATION ENVIRONMENT

Abstract. The article discusses a relatively new and perspective approach to optimizing the design of machine parts and equipment. The method consists in optimizing the topology of the part structure by effectively distributing the material under certain operating loads. The object of study in the article is the mounting

bracket PARKER HANNIFIN weighing 6.5 kg with a rated load of 50 kN. The calculation model of the bracket according to its drawing was reproduced in a geometric model of the part on a scale of 1:1 in SOLIDWORKS, a material is assigned and a mass is determined that fully corresponds to the mass of the original part. A strength static analysis of the bracket model was carried out in SOLIDWORKS Simulation, on the basis of which the stresses arising in the part, the displacement and the safety factor of 2.7 were determined. In addition, using the Desing Insight tool, the areas that most effectively bear the load and those that are not subject to load are identified. Based on this, an assumption has been formulated about the feasibility of carrying out topological optimization of the part in order to reduce its mass and effectively use the volume of material under operating loads. A topological analysis of the bracket was carried out in the SOLIDWORKS Simulation environment. The topology analysis was performed with the best ratio of the weight of the bracket to the rigidity of its structure with a weight reduction rate of 60%. A model was obtained, on the basis of which the appropriate adjustments were made to the basic model of the bracket using the tools of the SOLIDWORKS CAD module. As a result of modification of the initial model of the bracket, an optimized model of the bracket was obtained. The weight of the optimized model is 3 kg, which is 46% of the initial model. A strength static analysis of the optimized model of the part was performed, on the basis of which the value of the stresses arising in the part, the value of displacements and the safety factor, which is 1.5, were established. Based on the results of the studies, it was concluded that the optimized part has sufficient rigidity and safety margin at given load values.

Key words: topology optimization, bracket, SOLIDWORKS Simulation, stress, factor of safety.

JEL Classification: L61

DOI: 10.32782/2522-1221-2024-38-01

Постановка проблеми. Зменшення маси та збільшення питомої міцності конструкцій, що використовуються в машинобудуванні, – найважливіші задачі, які постають сьогодні перед інженерами всього світу.

Вирішення цих проблем безпосередньо пов'язане із задачею пошуку оптимальних геометричних параметрів виробу, що проектується. В даний час для вирішення цього завдання використовуються методи топологічної оптимізації [5, 6]. Застосування сучасних методик оптимального проектування дозволяє знайти найкращі параметри конструкції, що задовольняють технологічні обмеження та обмеження міцності, забезпечуючи, таким чином, мінімум цільової функції [5, 7-12].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Ідея топологічної оптимізації, тобто можливості розумно економити матеріал, з'явилася на початку ХХ століття. Першу роботу в 1904 році написав Мітчелл. У контексті чисельних методів топологічної оптимізації почали говорити одночасно з появою методу скінченних елементів, тобто у 1960-ті роки [8, 17, 19, 20].

Перша задача оптимального проектування механічних систем була складена та вирішена Лагранжем. Це була задача про мінімум ваги колони, що стискається прикладеною до її вільного кінця силою.

Найцікавіші ідеї топологічної оптимізації з'явилися в 1980-ті роки, і на їх основі розробили теорії. Але справжній сплеск інтересу до цієї теми почався разом із поширенням тривимірного друку.

Топологічна оптимізація (ТО) – це оптимізація розподілу матеріалу у проектній області за впливу на неї заданих навантажень та використання різних обмежень: геометричних, міцнісних, жорстких та ін. Топологічна оптимізація є видом оптимізації форми конструкції, що іноді називається оптимізацією компонування.

Метою ТО є визначення оптимального розподілу матеріалу в області проектування за заданих навантажень із задоволенням критеріїв оптимізації [3, 5, 6, 15, 18], інакше кажучи, визначення кращого використання матеріалу для об'єкта або конструкції, що досліджується, так, щоб цільова функція параметра мала максимальне або мінімальне значення за наявності існуючих обмежень. На відміну від традиційної оптимізації, топологічна оптимізація не вимагає вказання параметрів оптимізації (тобто незалежних змінних, що піддаються оптимізації) у явному вигляді. У топологічній оптимізації параметром оптимізації є функція розподілу матеріалу за об'ємом конструкції. Таким чином, основною особливістю завдань оптимізації розмірів є те, що область проектування відома заздалегідь і вона фіксована в процесі оптимізації, а змінною проектування є сама форма.

За останні десятиліття топологічна оптимізація стала активним полем для досліджень. Це призвело до мультидисциплінарності сучасних методів ТО та використання їх під час вирішення задач механіки твердого тіла, гідродинаміки, теплотинаміки, біології тощо [7, 18].

Постановка завдання. Метою досліджень статті є зменшення маси монтажного кронштейна за заданих експлуатаційних навантажень і одночасного збереження його жорсткості на підставі результатів топологічної оптимізації конструкції в середовищі системи автоматизованого проектування *SOLIDWORKS*.

Виклад основного матеріалу дослідження. На ринку існує велика кількість програмних продуктів, завдяки яким можна проводити топологічну оптимізацію конструкцій. Цю функціональність надають пакети, що дозволяють моделювати напружено-деформований стан конструкцій та виконувати розрахунки на міцність.

Оптимізація топології була вбудована в модулі більшості комерційних *CAD/CAE*-систем, таких як *OptiStruct* від *Altair Hyper-Works*, модуль *SIMULIA Tosca*, що застосовується в *Abaqus*, *ANSYS*, *MSC Nastran* [6, 10], а також системи автоматизованого проектування *SOLIDWORKS* [1].

Сьогодні відомі такі основні методи ТО: *SIMP* (твердий ізотропний матеріал з пеналізацією), *ESO* (еволюційна структурна оптимізація) та *Level-Set* (метод встановлення рівня) та їх різні комбінації. Ці методи мають особливості, але водночас тісно пов'язані між собою [2, 6].

Найпоширенішим математичним методом топологічної оптимізації є метод твердого ізотропного матеріалу з пеналізацією (*SIMP*). Цей метод прогнозує оптимальний розподіл матеріалу в межах проектного простору для заданих граничних умов, значень прикладених навантажень та виробничих.

Традиційним підходом до оптимізації топології є поділ області на сітку скінченних елементів, яку називають суцільною ізотропною мікроструктурою. Кожен елемент заповнений матеріалом для областей, які сприймають навантаження, або не містить матеріалу для областей, які не сприймають навантажень і для яких матеріал можна видалити. Розподіл щільності матеріалу ρ є дискретним, а кожному елементу призначається двійкове значення:

- $\rho_{(e)} = 1$, де матеріал потрібен;
- $\rho_{(e)} = 0$, де матеріал видалений.

Оскільки відносна щільність матеріалу може безперервно змінюватися, то модуль Юнга матеріалу на кожному елементі також може постійно змінюватися. Для кожного елемента e існує зв'язок між коефіцієнтом відносної щільності матеріалу ρ_e і модулем Юнга для пружності, призначеної ізотропної моделі матеріалу E_0 , що обчислюється степеневим законом [1]:

$$E(\rho_e) = \rho_e^p E_0, \quad (1)$$

де ρ_e – коефіцієнт відносної щільності;
 p – поправка на втрати;
 E_0 – модуль Юнга.

Поправка на втрати p знижує вклад елементів із проміжними щільностями до загальної жорсткості. Експериментально доведено: значення виправлення на втрати $p = 3$.

Зменшення модуля еластичності матеріалу елемента призводить до зменшення жорсткості елемента. З урахуванням методу *SIMP* глобальна жорсткість модулюється відповідно до виразу:

$$K_{SIMP} = \sum_{e=1}^N [\rho_{\min} + (1 - \rho_{\min}) \rho_e^p] K_e, \quad (2)$$

де K_e – матриця жорсткості елемента;
 ρ_{\min} – мінімальна відносна жорсткість;
 ρ_e – відносна щільність елемента;
 p – поправка на втрати;
 N – кількість елементів у домені проектування.

Найпоширеніша мета топологічної оптимізації полягає у збільшенні загальної жорсткості об'єкта досліджень або мінімізації його податливості під час видалення певного об'єму маси.

Податливість – це показник загальної гнучкості (м'якості) структури, який є оберненою величиною до жорсткості. Глобальні умови податливості рівні сумі пружності елементів або енергій деформації. Мінімізація глобальної податливості (C) еквівалентна максимізації глобальної жорсткості. Алгоритм оптимізації за допомогою ітераційного процесу намагається вирішити значення густини елементів (що є розрахунковими змінними оптимізації), які мінімізують глобальну податливість структури.

$$\min C(\{\rho\}) = \sum_{e=1}^N (\rho_e)^p [u_e]^T [K_e][u_e], \quad (3)$$

де $[u_e]$ – вектор вузлового переміщення елемента e ;
 $[K_e]$ – жорсткість елемента e ;
 $\{\rho\}$ – вектор, який містить значення відносної щільності елемента e .

У процесі кожної ітерації топологічної оптимізації повинні бути задоволені цільове обмеження маси, глобальна рівновага сили та жорсткості та необхідні функціональні обмеження:

$$\sum_{e=1}^N \{v_e\}^T \rho_e \leq M_{target}, \quad (4)$$

де v_e – об'єм елемента;
 M_{target} – цільова маса оптимізації [1].

Загальний процес оптимізації конструкції включає окремий етап оптимізації топології, спрямованої на пошук раціональної конструктивно-

силової схеми під час дії заданих навантажень. Після цього результати топологічної оптимізації мають бути інтерпретовані інженерами-розробниками електронної моделі виробу. Другий етап полягає в детальній реалізації отриманої топологічної концепції. На даному етапі виконується оптимізація форми конструкції та визначаються раціональна форма та розміри елементів.

Виконання оптимізації топології в середовищі *SOLIDWORKS* здійснюється відповідно до схеми [4], представленої на рис. 1.

Розглянемо процес топологічної оптимізації в середовищі *SOLIDWORKS Simulation* на прикладі монтажного кронштейна гідроциліндра *PARKER HANNIFIN* [13]. Монтажний кронштейн є продуктом компанії *PARKER HANNIFIN* і виготовляється як аксесуар гідросистем та гідроприводів.

На першому етапі проаналізовано конструкцію та експлуатаційні характеристики деталі на підставі її кресленика, який отримано на офіційному сайті компанії *PARKER HANNIFIN* (рис. 1) [13]. Маса деталі згідно з даними виробника становить 6,5 кг, номінальне навантаження – 50 кН.

За креслеником кронштейна засобами CAD-модуля *SOLIDWORKS* відтворено його геометричну модель, призначено матеріал – Сталь 25, границя текучості матеріалу $\sigma_T=310$ МПа. Маса

моделі відповідає масі оригінала і рівна 6,5 кг. Електронну модель деталі зображено на рис. 2.

Наступний етап, який передував топологічній оптимізації, передбачав проведення міцнісного аналізу об'єкта дослідження. З використанням *SOLIDWORKS Simulation* виконано статичний аналіз деталі на міцність. Процедура такого аналізу деталі передбачає задання обмежень моделі, прикладення навантажень, побудову скінченно-елементної сітки, проведення власне статичного дослідження та аналіз його результатів.

Деталь зафіксовано по чотирьох кріпильних отворах $\varnothing 18$ (рис. 3, а). До двох отворів $\varnothing 30$ прикладено навантаження силою 50 кН, що відповідає номінальному навантаженню, заявленому виробником. Для коректного задання зусилля циліндричну поверхню отворів розділено лінією роз'єму. До моделі додано локальну систему координат, вісь Z якої повинна збігатися з віссю отворів, до яких прикладається навантаження.

Зусилля в моделі прикладено до верхніх циліндричних поверхонь отворів, вектор збігається з віссю Y локальної системи координат, а розподіл зусилля – параболічний (рис. 3, б) [4].

Створено скінченно-елементну сіткову модель кронштейна зі стандартною сіткою на основі кризисності (рис. 4).

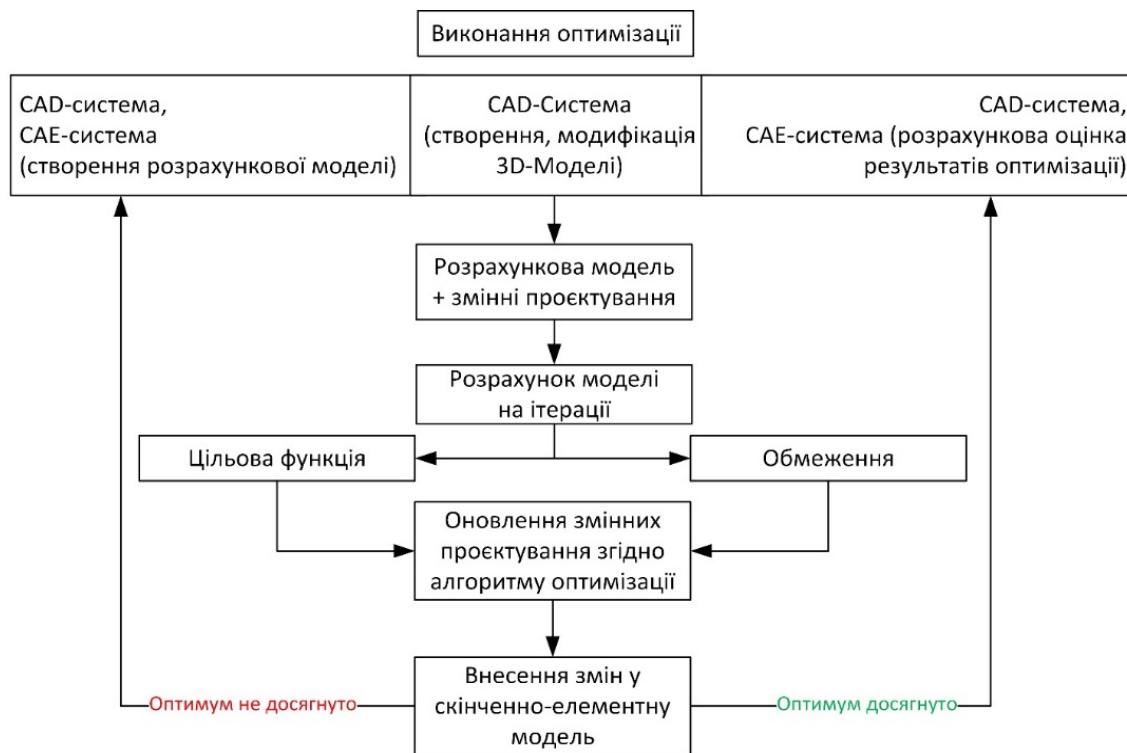


Рис. 1. Схема процесу топологічної оптимізації виробу в середовищі *SOLIDWORKS*

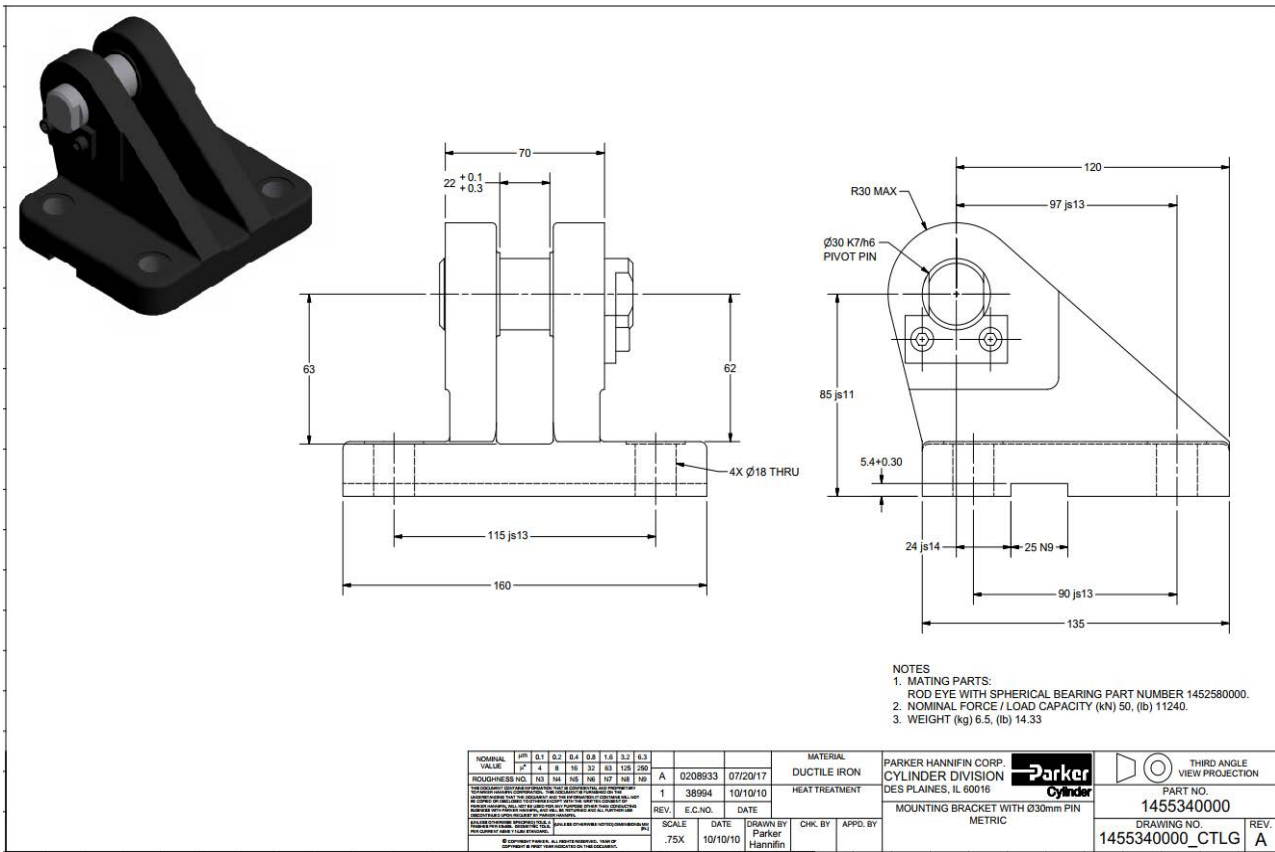


Рис. 2. Кресленик монтажного кронштейна

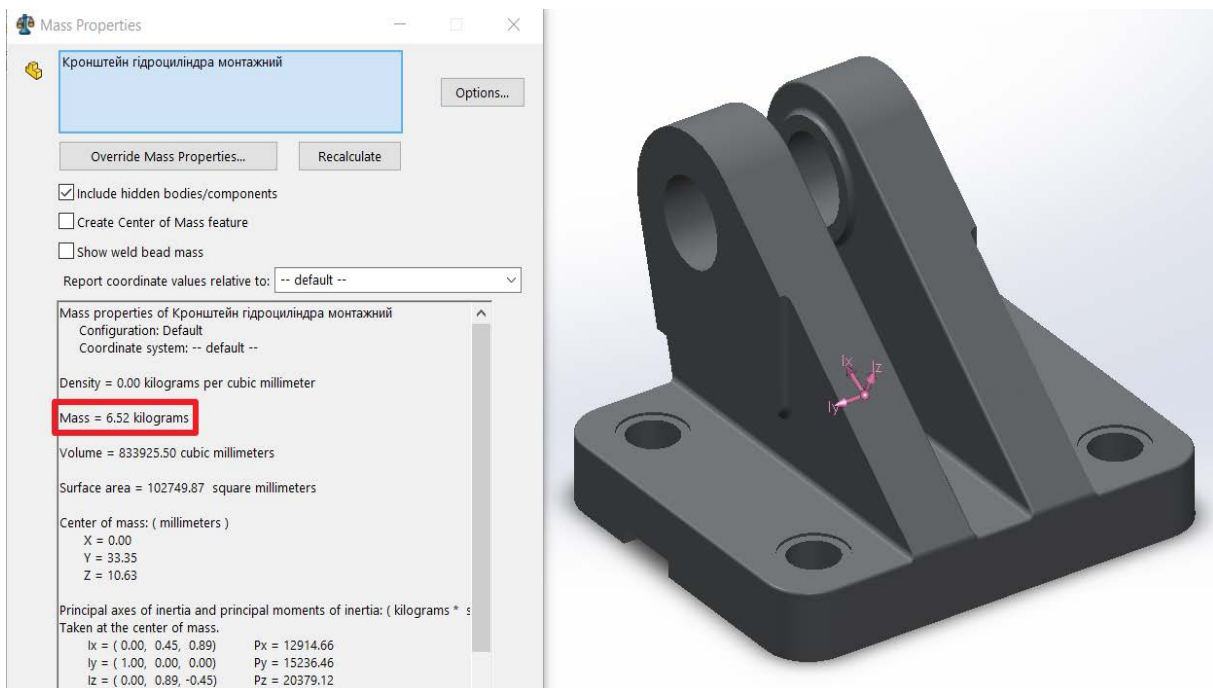


Рис. 3. Задання обмежень на деталь (а) та прикладення навантаження (б)

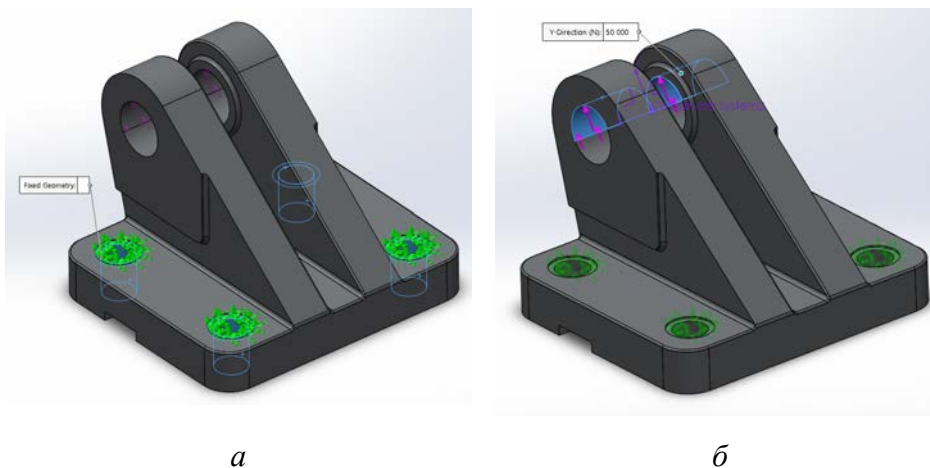


Рис. 4. Скінченно-елементна сіткова модель деталі

За результатами проведеного статичного дослідження одержано значення максимального напруження за критерієм фон Мізеса $\sigma=117$ МПа, переміщень $\delta=0,037$ мм та мінімальне значення коефіцієнта запасу міцності $K_{FOS}=2,7$. Відповідні епюри зображено на рис. 5.

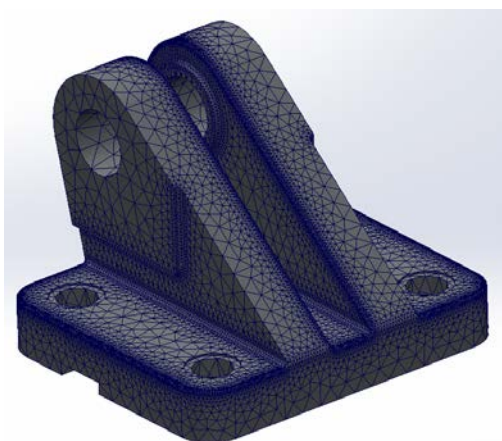


Рис. 5. Епюри напружень (а), переміщень (б) та коефіцієнта запасу міцності (в) моделі кронштейна

За допомогою інструмента Design Insight виявлено області в об'ємі деталі, які найбільш ефективно сприймають навантаження, та області, які недостатньо навантажені (рис. 6).

З одержаних результатів видно: максимальне напруження зосереджено в областях отворів проушин та в місцях кріпильних отворів основи кронштейна. Значення переміщень є мізерно малими, а в деталі присутні області, що практично не сприймають навантаження.

Аналіз результатів дав підстави провести аналіз топології, за результатами якого можна робити висновок про доцільність видалення матеріалу з окремих областей моделі і тим самим оптимізувати її конструкцію, зменшивши масу.

Аналіз топології кронштейна передбачав задання обмежень та прикладення навантажень аналогічно до статичного дослідження. Крім того, у параметрах аналізу топології *SOLIDWORKS* в якості цілей та обмежень вказано параметр «Найкраще співвідношення маси та жорсткості», показник зменшення маси – 60% (рис. 7).

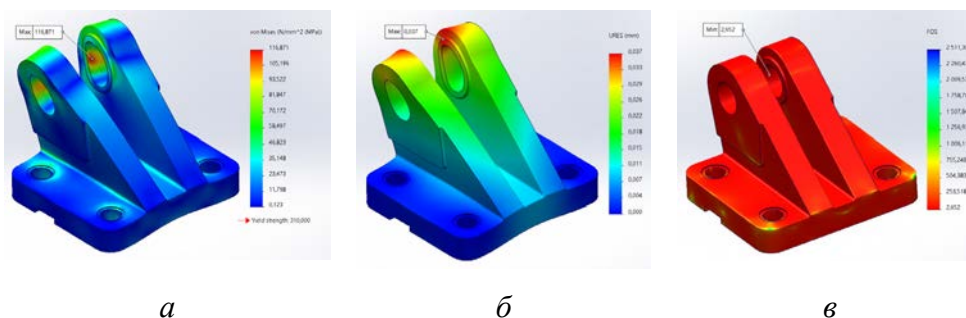


Рис. 6. Результати аналізу Design Insight

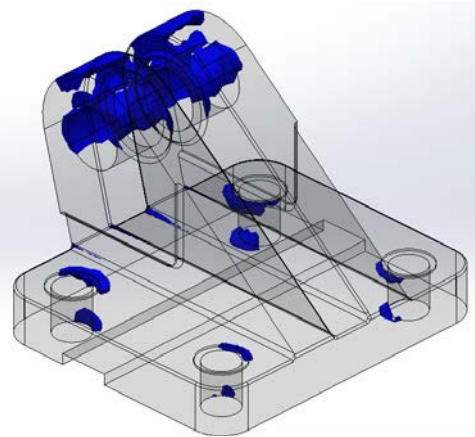


Рис. 7. Задання цілей та обмежень дослідження топології

В якості виробничого контролю дослідження (*Manufacturing Controls*) в моделі зазначено чотири отвори $\varnothing 18$ основи та два отвори $\varnothing 30$ провухин в якості областей, які не піддаватимуться оптимізації зі збереженням матеріалу товщиною 5 мм навколо цих областей. Оскільки кронштейн є симетричною деталлю, то в якості другого параметра виробничого контролю додано одноплосинну симетрію з указанням площини симетрії деталі. Побудовано стандартну сітку на основі кривизни та проведено топологічне дослідження деталі.

На основі топологічного аналізу деталі виявлено та усунуто надлишок матеріалу, що неефективно працює за експлуатаційних умов навантаження. Одержано модель, маса якої – 2,6 кг, що становить 40% від маси початкової моделі (рис. 8).

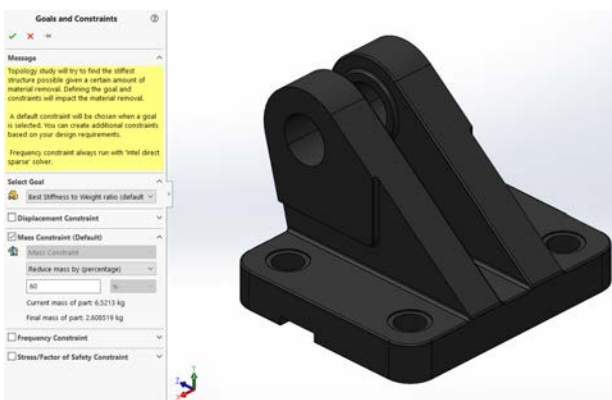


Рис. 8. Результати топологічного аналізу деталі

Після модифікації моделі кронштейна в *CAD*-модулі *SOLIDWORKS* відповідно до результатів топологічного аналізу одержано оптимізовану модель деталі масою 3 кг (рис. 9), що становить 46% від маси початкової моделі.

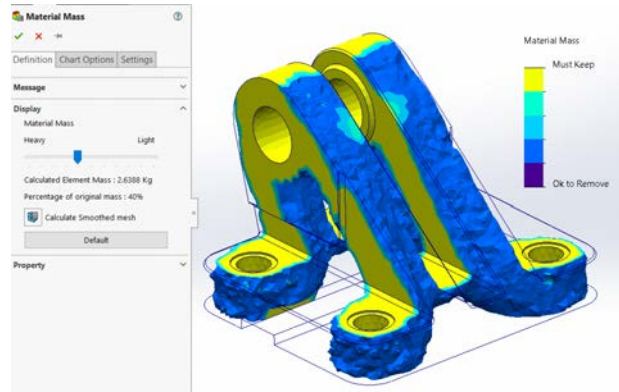


Рис. 9. Оптимізована модель кронштейна

Проведено міцнісний статичний аналіз оптимізованої моделі деталі, за результатами якого одержано значення максимального напруження за критерієм фон Мізеса $\sigma=207$ МПа, переміщень $\delta=0,067$ мм та мінімальне значення коефіцієнта запасу міцності $K_{FOS}=1,5$. Відповідні епюри зображено на рис. 10.

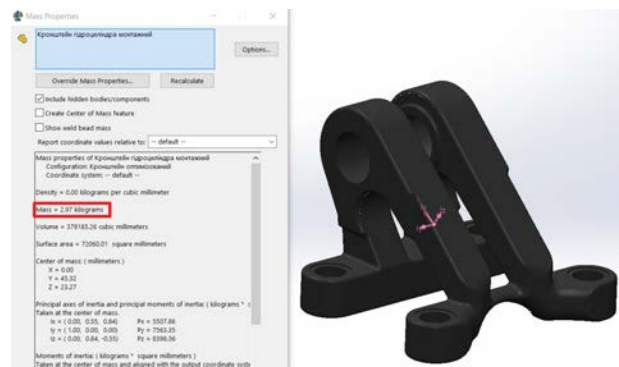


Рис. 10. Епюри напружень (а), переміщень (б) та коефіцієнта запасу міцності (в) моделі кронштейна

Як бачимо, в оптимізованій моделі деталі значення переміщень, хоча й збільшилися, однак залишилися малими та не перевищують 0,07 мм, значення коефіцієнта міцності ($K_{FOS}=1,5$) знаходиться в допустимих межах, що прийняті для сталей при статичному навантаженні ($K_{FOS}=1,3...1,5$).

Зведені результати досліджень подано в таблиці 1.

Таким чином, у результаті топологічної оптимізації конструкції монтажного кронштейна вдалося зменшити його масу на 54% за збереження його жорсткості та виконання умов міцності за значень експлуатаційних навантажень, заявлених виробником.

Висновки і перспективи подальших досліджень у даному напрямі. Топологічна оптимізація конструкції деталей є новим та перспективним елементом процедури проектування

Зведені результати досліджень

	Початкова модель	Оптимізована модель	Різниця, %
Геометрична модель кронштейна			
Маса деталі m , кг	6,5	3	-54%
Напруження σ	117	207	+43%
Переміщення δ	0,04	0,07	+43%
Коефіцієнт запасу міцності K_{FOS}	2,7	1,5	-44%

елементів обладнання. Серед низки систем автоматизованого проектування, які дозволяють реалізувати оптимізацію топології деталі, однією з найпопулярніших є *SOLIDWORKS*.

У результаті здійснення топологічної оптимізації монтажного кронштейна *PARKER HANNIFIN* вдалося зменшити масу деталі на 54% у порівнянні з базовим варіантом деталі. Значення переміщень, визначених на підставі міцнісного статичного аналізу оптимізованої моделі кронштейна за значення навантаження 50 кН, становить 0,07 мм, що забезпечує достатню жорсткість конструкції; натомість коефіцієнт запасу міцності – 1,5, що є в допустимих межах.

Таким чином задіяння топологічної оптимізації під час проектування деталей машин та обладнання дозволяє значно зменшити їх масу, ефективно використовувати об'єм матеріалу за заданих навантажень. Поряд з тим, найбільша ефективність у застосуванні топологічної оптимізації може бути досягнута за умови використання у виробництві адитивних технологій замість класичних виробничих методів.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Довідка SolidWorks. URL: https://help.solidworks.com/2022/english/SolidWorks/sldworks/r_welcome_sw_online_help.htm.
2. Мастенко І. В., Стельмах Н. В. Застосування топологічної оптимізації при проектуванні деталі типу кронштейн. *Ефективність інженерних рішень у приладобудуванні* : збірник праць XV Всеукраїнської науково-практичної конференції студентів, аспірантів та молодих вчених, 10-11 грудня 2019 року, м. Київ / КПІ ім. Ігоря Сікорського, ПБФ, ФММ. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. С. 147-150.
3. Мастенко І. В., Стельмах Н. В. Аналіз методів топологічної оптимізації при проектуванні елементів приладів. *Погляд у майбутнє приладобудування* : збірник праць XIII Всеукраїнської науково-практичної конференції студентів, аспірантів та молодих вчених, 13-14 травня 2020 року, м. Київ / КПІ ім. Ігоря Сікорського, ПБФ, ФММ. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. С. 109-111.

4. Стукалець І. Г. Основи інженерного аналізу технічних об'єктів. Курс лекцій для студентів інженерних спеціальностей. Львів : ЛНУП, 2022. 109 с.

5. Bendsøe M. P., Kikuchi N. Generating Optimal Topologies in Structural Design Using a Homogenization Method. *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.* 1988, 71(2), p. 197–224.

6. Bendsøe M. P., Sigmund O. Topology optimization: theory, methods, and applications. Springer, Berlin, 2003, ISBN-3540429921, 376 p.

7. Deaton J. D., Grandhi R. V. A survey of structural and multidisciplinary continuum topology optimization: post 2000. *Structural and Multidisciplinary Optimization*. 2014. January. Vol. 49, iss. 1. P. 1-38.

8. Diaz A. R., Kikuchi N. Solutions to Shape and Topology Eigenvalue Optimization Using a Homogenization Method. *Int. J. Numer. Methods Eng.* 1992, 35, p. 1487-1502.

9. Eves J., Toropov V. V., Thompson H. M., Gaskell P. H., Doherty J. J., Harris J. C. Topology optimization of aircraft with non-conventional configurations. *8th World Congress on Structural and Multidisciplinary Optimization*. June 1 – 5 2009, Lisabon. P. 1-9.

10. Huang X., Xie Y. M. Evolutionary topology optimization of continuum structures: Methods and applications. Wiley, 2010. P. 223.

11. Jikai Liu, Yongsheng Ma. A survey of manufacturing oriented topology optimization methods. *Advances in Engineering Softwar.* 2016. August. P. 161-175.

12. Krog L., Grihon S., Marasco A. Smart design of structures through topology optimization. *8th World Congress on Structural and Multidisciplinary Optimization*. June 1 – 5 2009, Lisabon. P. 1-9.

13. Miller HV Series Heavy Duty Hydraulic Cylinders Catalog HY08-M1314-1/NA. URL: <https://https://promo.parker.com/promotionsite/miller-fluid-power/us/en/homepage>.

14. Munk D. J., Vio G. A., Steven G. P. Topology and shape optimization methods using evolutionary algorithms: a review. *Struct Multidisc Optim.* 2015. September. Vol. 52, iss. 3. P. 613-631.

15. Oliveira A., Krog L. Implementation of FEA in the minimum weight design process of aerostructures. Proceedings of NAFEMS World Congress. 2005, Malta.

16. Optimum shape design of rotating shaft by ESO method / Y. H. Kim, A. Tan, B. S. Yang [et al.]. *Journal of Mechanical Science and Technology.* 2007. July. Vol. 21, iss. 7. P. 1039-1047.

17. Rozvany G. I. N., Zhou N., Sigmund O. Topology Optimization in Structural Design. In: Advances in Design Optimization. Adeli, 1994, London. P. 240-299.

18. Saitou K., Izui K., Nishiwaki S., Papalambros P. A survey of structural optimization in mechanical product development. *J. of Computing and Information Science in Engineering.* September 2005. V. 5. P. 214-226.

19. Xie Y. M., Steven G. P. A simple evolutionary procedure for structural optimization. *Computers & Structures.* 1993. V. 49, N 5. P. 885-896.

20. Yang R. J., Chahande A. I. Automotive applications of topology optimization. *Structural Optimization.* 1995, 9, 3-4. P. 245-249.

REFERENCES:

1. Dovidka SolidWorks, available at: https://help.solidworks.com/2022/english/SolidWorks/sldworks/r_welcome_sw_online_help.htm.

2. Mastenko I. V., Stel'makh N. V. (2019) Zastosuvannia topolohichnoi optymizatsii pry proektuvanni detali typu kronshtejn. *Efektivnist' inzhenernykh rishen' u pryladobuduvanni* : zbirnyk prats' XV Vseukrains'koi naukovo-praktychnoi konferentsii studentiv, aspirantiv ta molodykh vchenykh, 10-11 hrudnia 2019 roku, m. Kyiv / KPI im. Ihoria Sikors'koho, PBF, FMM. Kyiv : KPI im. Ihoria Sikors'koho, s. 147-150.

3. Mastenko I. V., Stel'makh N. V. (2019) Analiz metodiv topolohichnoi optymizatsii pry proektuvanni elementiv pryladiv. *Pohliad u majbutnie pryladobuduvannia* : zbirnyk prats' KhIII Vseukrains'koi naukovo-praktychnoi konferentsii studentiv, aspirantiv ta molodykh vchenykh, 13-14 travnia 2020 roku, m. Kyiv / KPI im. Ihoria Sikors'koho, PBF, FMM. Kyiv : KPI im. Ihoria Sikors'koho, S. 109-111.

4. Stukalets' I. H. (2022) Osnovy inzhenernoho analizu tekhnichnykh ob'ektiv. Kurs lektsij dlia studentiv inzhenernykh spetsial'nostej. L'viv : LNUP, 109 s.

5. Bendsøe M. P., Kikuchi N. (1988) Generating Optimal Topologies in Structural Design Using a Homogenization Method. *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*, 71(2), p. 197-224.

6. Bendsøe M. P., Sigmund O. (2003) Topology optimization: theory, methods, and applications. Springer, Berlin, ISBN-3540429921, 376 p.

7. Deaton J. D., Grandhi R. V. (2014) A survey of structural and multidisciplinary continuum topology optimization: post 2000. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, January, Vol. 49, iss. 1, r. 1-38.

8. Diaz A. R., Kikuchi N. (1992) Solutions to Shape and Topology Eigenvalue Optimization Using a Homogenization Method. *Int. J. Numer. Methods Eng.*, 35, p. 1487-1502.

9. Eves J., Toropov V. V., Thompson H. M., Gaskell P. H., Doherty J. J., Harris J. C. Topology optimization of aircraft with non-conventional configurations. *8th World Congress on Structural and Multidisciplinary Optimization.* June 1 – 5 2009, Lisabon. P. 1-9.

10. Huang X., Xie Y. M. (2010) Evolutionary topology optimization of continuum structures: Methods and applications. Wiley, p. 223.

11. Jikai Liu, Yongsheng Ma. (2016) A survey of manufacturing oriented topology optimization methods. *Advances in Engineering Softwar*; August, r. 161-175.

12. Krog L., Grihon S., Marasco A. Smart design of structures through topology optimization. *8th World Congress on Structural and Multidisciplinary Optimization.* June 1 – 5 2009, Lisabon. P. 1-9.

13. Miller HV Series Heavy Duty Hydraulic Cylinders Catalog HY08-M1314-1/NA, available at: <https://https://promo.parker.com/promotionsite/miller-fluid-power/us/en/homepage>.

14. Munk D. J., Vio G. A., Steven G. P. (2015) Topology and shape optimization methods using evolutionary algorithms: a review. *Struct Multidisc Optim*, September, Vol. 52, iss. 3, r. 613-631.

15. Oliveira A., Krog L. (2005) Implementation of FEA in the minimum weight design process of aerostructures. *Proceedings of NAFEMS World Congress.* Malta.

16. Optimum shape design of rotating shaft by ESO method / Y. H. Kim, A. Tan, B. S. Yang [et al.]. (2007) *Journal of Mechanical Science and Technology*, July, Vol. 21, iss. 7, r. 1039-1047.

17. Rozvany G. I. N., Zhou N., Sigmund O. (1994) Topology Optimization in Structural Design. In: Advances in Design Optimization. Adeli, London. P. 240-299.

18. Saitou K., Izui K., Nishiwaki S., Papalambros P. A survey of structural optimization in mechanical product development. *J. of Computing and Information Science in Engineering*, September 2005, V. 5, p. 214-226.

19. Xie Y. M., Steven G. P. (1993) A simple evolutionary procedure for structural optimization. *Computers & Structures*, V. 49, N 5, p. 885-896.

20. Yang R. J., Chahande A. I. (1995) Automotive applications of topology optimization. *Structural Optimization*, 9, 3-4, p. 245-249.

*Стаття надійшла до редакції
4 червня 2024 року*