

5. Хасилев В.Я. Методы и алгоритмы расчета тепловых сетей / В.Я. Хасилев, А.П. Меренков. – М. : Энергия, 1978. – 176 с.
6. Меренков, А.П. Теория гидравлических цепей / А.П. Меренков, В.Я. Хасилев. – М. : Наука, 1985. – 235 с.
7. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам жидкостей и газов / Н.Б. Варгафтик. – М. : Наука, 1972. – 720 с.
8. Рид Р. Свойства газов и жидкостей : Справочное пособие / Р. Рид, Дж. Праусниц, Т. Шервуд ; [пер. с англ. Б.И.Соколова.]. – Л. : Химия, 1982.- 592 с.
9. Новиков И. И. Прикладная термодинамика и теплопередача / И.И. Новиков, К.Д. Воскресенский. – М. : Атомиздат, 1977. – 352 с.
10. Копко В.М. Теплоизоляция трубопроводов теплосетей / В.М. Копко. – Минск : Технопринт, 2002. – 160 с.
11. Альтшуль А. Д. Гидравлические сопротивления / А.Д. Альтшуль. – М. : Недра, 1982. – 224 с.

В ході розрахункового дослідження виконаний аналіз характеристик міцності пластини пластинчастого насоса. Визначений діапазон зміни висоти вільного кінця пластини, при якому зберігається її міцність. Математична модель реалізована у модулі COSMOSWorks, вбудованому в SolidWorks

Ключові слова: модель, пластина, моделювання, COSMOSWorks

В ходе расчётного эксперимента выполнен анализ характеристик прочности пластины пластинчатого насоса. Определен диапазон изменения высоты свободного конца пластины, при котором сохраняется ее прочность. Математическая модель реализована в модуле COSMOSWorks, встроенном в SolidWorks

Ключевые слова: модель, пластина, моделирование, COSMOSWorks

In the article the results of calculation experiment for the analysis of durability of plate of the plate pump are presented. The range of free end of plate height is determined. The mathematical model is realized by facilities of module COSMOSWorks, which built-in in SolidWorks

Key words: model, plate, simulation, COSMOSWorks

УДК 621.65, 004.942

ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК МІЦНОСТІ ПЛАСТИНЧАСТОГО НАСОСУ ЗАСОБАМИ COSMOSWORKS

О.В. Алексенко

Кандидат технічних наук, доцент*

Контактний тел.: 067-910-43-08

E-mail: olga_tat@opm.sumdu.edu.ua

К.А. Омеляненко

Аспірант*

*Кафедра інформатики

Сумський державний університет

вул. Римського-Корсакова 2, м. Суми, Україна, 40007

Контактний тел.: 066-474-52-06

E-mail: center_kit@opm.sumdu.edu.ua

1. Вступ

Конкурентоспроможність продукції залежить від її якості та собівартості. Ці показники формуються на стадії проектування та забезпечуються в процесі виготовлення. Машини з меншими масо-габаритними показниками є більш рентабельними у виготовленні.

Таким чином, актуальною є проблема проектування машин з найменшими габаритами при виконанні умов міцності та надійності елементів конструкції. Вирішити цю задачу та підвищити якість проектування, не витрачаючи багато часу на аналіз варіантів конструктивного виконання, дозволяє використання сучасних САЕ-модулів.

2. Аналіз попередніх досліджень та актуальність роботи

Промисловість потребує швидкодіючих, економічних автоматизованих приводів обертового типу. Таким умовам відповідає гідропривід із пластинчастими насосами. Однією із основних вимог до елементів гідроприводу, у тому числі і до насосу, є вимога найменших масо-габаритних показників. Пластинчастий насос є роторною машиною, а тому його об'єм, а значить і вага, в більшій мірі визначаються радіальними розмірами, ніж осьовими. Умова мінімальних радіальних розмірів насоса вступає у протиріччя із умовою міцності його елементів. Таким чином, для отримання якісних результатів в ході конструювання інженер повинен перевіряти варіанти конструктивного виконання на міцність. Використання інтегрованого у конструкторську програму модулю розрахунків, дозволяє аналізувати варіанти конструктивного виконання із мінімальними затратами часу на виконання рутинних операцій [1].

За останні десять років процес конструювання став автоматизованим – у всіх сферах промисловості використовуються сучасні САПР. Найбільш розповсюдженими є системи Autodesk Inventor та SolidWorks. Більшість інженерів використовує ці САПР лише для конструювання, а проектні розрахунки виконують за допомогою невеликих програм, що автоматизують традиційні методики ручного розрахунку. Однак засоби проектування виробів промисловості розвиваються у напрямку злиття CAD та CAE-систем [2]. З одного боку розробники САПР постійно адаптують свої програмні продукти для використання широким колом інженерів, для чого інтегрують програми для проведення розрахункового експерименту із інструментами формування геометричних моделей, додають засоби візуалізації та аналізу отриманих результатів. З іншого боку складність досліджуваних об'єктів та процесів спонукає конструкторів до використання потужних CAE-модулів, математичні моделі яких перевірені на адекватність явищам, що моделюються.

В Україні та світі для моделювання процесів навантаження широко використовують CAE-програми ANSYS та COSMOSWorks. Програма ANSYS позиціонується як орієнтована в першу чергу на спеціаліста в інженерних розрахунках. COSMOSWorks інтегрований в середовище автоматизованого проектування SolidWorks, має раціональний інтерфейс та функціональність, що дозволяє використовувати його звичайному інженеру у більшості задач машинобудування для підвищення якості проектування [1].

3. Мета та задачі роботи

Метою даної роботи є визначення діапазону зміни висоти вільного кінця пластини пластинчастого насоса одинарної дії, при якому пластина не втрачає міцності за допомогою інтегрованого в САПР SolidWorks модулю інженерного аналізу COSMOSWorks. Для виконання поставленої мети вирішуються задачі формування математичної моделі для розрахункового експерименту та перевірки її адекватності за результатами співставлення із традиційною методикою розрахунку навантаження пластини.

4. Матеріали та результати дослідження

Традиційна методика визначення навантажень, що діють на пластину пластинчастого насоса базується на формулах опору матеріалів [3]. Загальна схема навантаження пластини для розрахунку зусиль наведена на рис. 1 а.

Товщину пластини позначена s , ширина у вісьовому напрямку – b . Висота пластини (рис. 1) визначається як сума:

$$l = l_1 + l_2, \quad (1)$$

де l_1 – максимальна висота вільної частини пластини, що виступає із ротору;

l_2 – мінімальна висота частини пластини, що знаходиться у пазу ротора.

На рис. 1 позначено: r_2 – радіус статора; r_1 – радіус ротору; ξ – кут нахилу пластини до вертикалі.

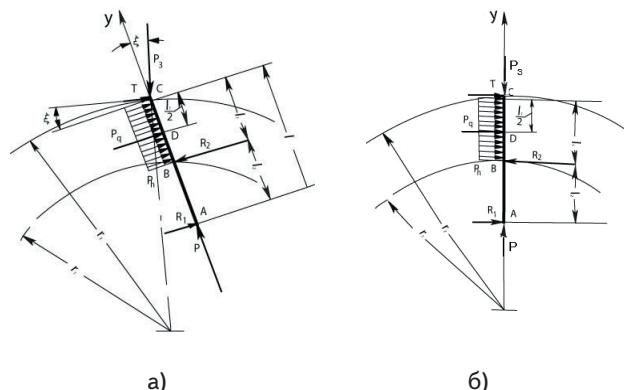


Рис. 1. Схема для розрахунку зусиль, що діють на пластину: а) – загальна, б) – спрощена (при $\xi=0$)

Уздовж пластини діє сила:

$$P = p_h b s, \quad (2)$$

де p_h – тиск нагнітання.

На верхній кінець пластини (у точці С) діє сила P_3 , спрямована по нормалі до внутрішньої поверхні статора, та сила тертя T , спрямована по дотичній до внутрішньої поверхні статора:

$$T = \mu P_3, \quad (3)$$

де μ – коефіцієнт тертя.

На вільний кінець пластини ВС діє розподілене навантаження від тиску робочої рідини. Зосереджена сила від цього навантаження діє у точці D посередині вільного кінця пластини l_1 , її значення розраховується за формулою:

$$P_q = p_h b \cdot l_1, \quad (4)$$

В результаті реакції стінок пазу на пластину діють дві сили реакції R_1 та R_2 . Сила R_1 діє у точці А перпендикулярно пластині (зазор між пластиною та пазом ротора вважаємо малим). У точці В, де пластина спирається на край ротора, перпендикулярно пластині діє сила R_2 .

Рівняння рівноваги відносно горизонтальної осі:
 $T \cos \xi + P_q - R_2 + R_1 + P_3 \sin \xi = 0.$ (5)

Рівняння рівноваги відносно вертикальної осі:
 $T \sin \xi - P + P_3 \cos \xi = 0.$ (6)

Рівняння рівноваги моментів сил відносно точки С:
 $P_q \cdot l_1 / 2 - R_2 l_1 + R_1 l = 0.$ (7)

Для проведення розрахункового дослідження будемо розглядати випадок, коли кут нахилу ξ наближується до 0 (рис. 16). Тоді рівняння (5) та (6) можна записати наступним чином:

$$T + P_q - R_2 + R_1 = 0 \quad (8)$$

$$P = P_3. \quad (9)$$

Враховуючи рівняння (2), (3) та (9), сила тертя розраховується так:

$$T = \mu \cdot p_h \cdot b \cdot s. \quad (10)$$

Відповідність запропонованої моделі для розрахункового дослідження встановлювала порівнянням результатів чисельних розрахунків із аналітичним рішенням за рівняннями (3), (8), (9). Розрахунок проводився для різних значень висоти вільного кінця пластини при коефіцієнті тертя 0,08. Розмір вільного кінця пластини обирався у діапазоні 20 - 60% від загальної висоти пластини із кроком 10%. Аналітичне визначення навантаження пластини виконувалося за схемою, наведеною на рис. 16. З огляду на те, що вертикальні сили P та P_3 урівноважують одна одну, вони були виключені із розрахунку. Для чисельного моделювання реалізована спрощена геометрична модель пластини у формі паралелепіпеду. Схема навантаження спрощеної моделі показана на рис. 2а. Для повної моделі пластини, коли враховуються особливості її конструкції ці сили діють на різні за поверхні, тому у розрахунках вони враховувались (рис. 2б).

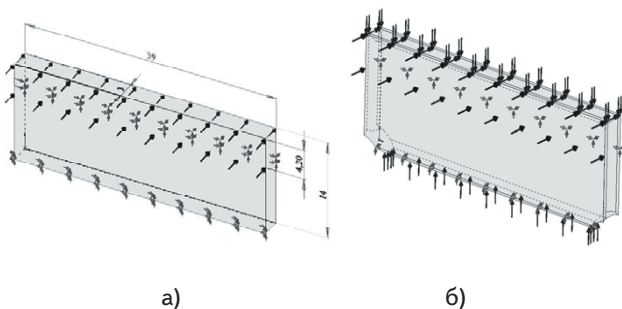


Рис. 2. Модель пластини: а) — спрощена модель навантаження, б) — повна модель навантаження

Параметри пластинчастого насосу одинарної дії, для якого виконувався аналіз навантаження пластин: робочий об'єм 38 см³; тиск, що розвиває насос, 6,3 МПа; радіус ротору 34 мм; радіус статору 39 мм; висота пластини 14 мм; ширина пластини 39 мм; товщина пластини 3 мм.

Розрахункове дослідження навантаження пластини насосу проводилося за допомогою модулю інженерного аналізу COSMOSWorks, інтегрованого у САПР SolidWorks 2008. При традиційному способі розрахунку інженер повинен окремо розраховувати характеристики навантаження для кожного значення l_1 , що є рутинною, але досить тривалою роботою. У

COSMOSWorks реалізовано можливість виконувати кілька подібних досліджень за сценаріями проектування (Design scenario), у яких система автоматично за заданим сценарієм змінює вказані користувачем параметри досліджуваної моделі, розраховує потрібні характеристики, які зберігає у єдиній базі даних. У модулі наявні інструменти для порівняння отриманих результатів. Для розрахунку сил реакції використовувався сценарій проектування.

Співставлення результатів розрахункового експерименту і аналітичного рішення (рис. 3) показало добрий збіг. Для сили R_2 найбільша розбіжність становила 3-5%, для сили R_1 розбіжність більша (15-25%). Розраховані за запропонованою моделлю коефіцієнти запасу міцності будуть нижчими, ніж розраховані за традиційною методикою. Таким чином, можна зробити висновок, що процес навантаження пластини достатньо точно моделюється засобами COSMOSWorks.

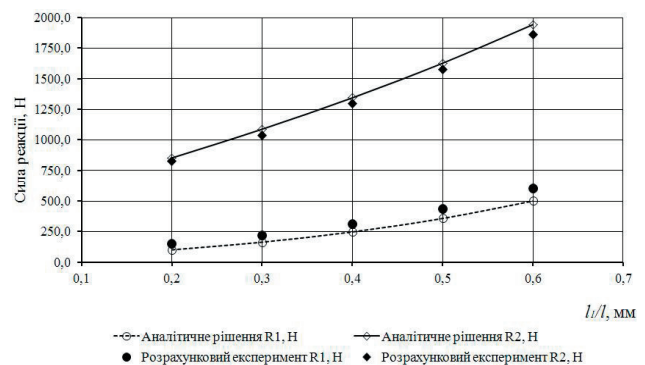


Рис. 3. Співставлення аналітичного і чисельного рішення

Запропонована модель використана для дослідження міцності пластини при різних значеннях висоти її вільного кінця (від 20 до 70% від загальної висоти пластини). Цей розмір впливає як на параметри проєктованої машини, так і на надійність її експлуатації. В ході чисельного експерименту досліджувалась геометрична модель, що відповідає реальній конструкції пластини (рис. 2г).

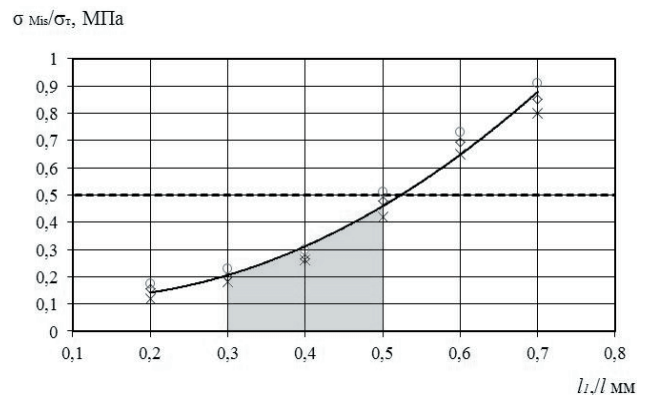


Рис. 4. Коефіцієнт запасу міцності пластини в залежності від висоти вільного кінця пластини

У розрахунковому дослідженні були визначені еквівалентні напруження за критерієм Мізеса (рис. 4а) для обраного діапазону висоти вільного кінця пластини для різних розмірів пластини. Результати розра-

хункового дослідження показали, що для двократного запасу міцності, при проектуванні потрібно обирати максимальне значення висоти вільного кінця пластини у діапазоні 30-50% від її висоти. Менші значення брати недоцільно, бо це збільшує габаритні розміри насосу.

4. Висновки

1. Запропоновано чисельну модель для дослідження навантаження та характеристик міцності пластини пластинчастого насосу.

2. Перевірена адекватність запропонованої моделі для розрахунку характеристик процесу навантаження пластини насоса за результатами співставлення чисельного експерименту та аналітичного розрахунку за традиційною методикою.

3. Аналіз результатів досліджень показав, що для дотримання умов міцності при проектуванні розмір

вільного кінця пластини доцільно обирати у діапазоні 0,3-0,5l.

4. Використання розробленої моделі дозволяє автоматизувати проектно-конструкторські роботи при створенні або модифікації пластинчастих насосів.

5. Для збільшення універсальності запропонованої моделі необхідно модифікувати модель для врахування впливу кута нахилу та перевірити її адекватність.

Литература

1. Алямовский А.А. SolidWorks2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике. – СПб.: БХВ-Петербург, 2008. – 1040 с.
2. Павлов С., К вопросу о классификации МСАЕ-систем. Часть III. [Текст] / Береза Ю. // CAD/CAM/CAE Observer. – 2009. – № 4 (48) – С.64-75.
3. Зайченко И.З, Пластинчатые насосы и гидромоторы [Текст] / Мышлевский П.М.– М.: Машиностроение, 1970. – 229 с.

УДК 621.1

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПАРО- КОМПРЕССИОННЫХ И АБСОРБЦИОННЫХ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

Н.А. Максимова

Кандидат технических наук, доцент
Кафедра «Теплотехника, теплогазоснабжение и вентиляция»

Донбасская национальная академия строительства и архитектуры

ул. Державина, 2, г. Макеевка, Донецкая обл., Украина,
86123

Контактный тел.: 095-131-60-20

Розглянуті основні види теплових насосів, що використовуються для цілей опалення, гарячого водопостачання та кондиціонування повітря. Проведено порівняння енергетичної та екологічної ефективності використання парокompресійних та абсорбційних теплових насосів

Ключові слова: тепловий насос, коефіцієнт перетворення енергії, енергетична ефективність

Рассмотрены основные виды тепловых насосов, используемые для целей отопления, горячего водоснабжения и кондиционирования воздуха. Проведено сравнение энергетической и экологической эффективности применения парокompрессионных и абсорбционных тепловых насосов

Ключевые слова: тепловой насос, коэффициент преобразования энергии, энергетическая эффективность

The basic types of heat-pumps used for heating, hot water supply and air conditioning are considered. Comparison of power and ecological efficiency of application of vapor compression and absorbing thermal pumps is conducted

Key words: heat-pump, coefficient of transformation of energy, power efficiency

1. Введение

Тепловые насосы парокompрессионного и абсорбционного типов в промышленных и экономически

развитых странах используются достаточно широко и доказали свою энергетическую и экологическую эффективность. В последнее время в нашей стране наблюдается значительный интерес к тепловым на-