

# Системи приводів. Технологія і обладнання машинобудівного виробництва. Мехатроніка

УДК 621.646.4

Є.І. Барилюк,  
Г.Й. Зайончковський, д-р техн. наук  
Національний авіаційний університет, Київ, Україна  
Я.Б. Федоричко  
ПАТ "Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування", Київ, Україна

## ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ РОБОЧИХ ЕЛЕМЕНТІВ МАЛОГАБАРИТНИХ ПНЕВМАТИЧНИХ КЛАПАНІВ З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ

### DETERMINATION OF THE STRESS STATE OF SMALL-SIZED PNEUMATIC SOLENOID VALVES CONSTRUCTIONAL ELEMENS

*Наведено результати досліджень напруженого стану найбільш навантажених елементів конструкції малогабаритних пневматичних клапанів з електромагнітним приводом, які знайшли широке використання в авіакосмічній техніці. Для визначення напружень в елементах конструкції клапанів використано метод кінцевих елементів. Описано особливості використання методу кінцевих елементів для рішення даної задачі. Дано рекомендації щодо зниження рівня напружень в елементах конструкції клапанів розглядаемого типу під впливом експлуатаційних навантажень.*

*Ключові слова: пневматичний клапан, електромагнітний привод, затвор, напружений стан, метод кінцевих елементів*

#### Вступ

Проблема підвищення ресурсу малогабаритних пневматичних клапанів з електромагнітним приводом (ЕМК) в наш час набуває актуальності у зв'язку з широким використанням їх в системах сучасних авіакосмічних літальних апаратів, ресурс яких до першого капітального ремонту становить 10–12 тис. льотних годин. Накопичений досвід їх експлуатації свідчить про те, що в зоні контактування деталі ЕМК зазнають впливу динамічних навантажень великої інтенсивності, внаслідок чого в матеріалі деталей виникають значні динамічні напруження.

Встановлення і обґрунтування ресурсу пневматичних ЕМК в більшості випадків проводиться на підставі результатів стендових ресурсних випробувань. Такий спосіб встановлення і обґрунтування ресурсу клапанів є дуже затратним і тривалим за часом, а у зв'язку зі значним збільшенням потрібних ресурсів клапанів — практично безперспективним. Вирішення цієї проблеми потребує розробки науково обґрунтованої методики прогнозування зміни технічного стану ЕМК під дією експлуатаційних навантажень та встановлення необхідних запасів їх працездатності на стадії проектування.

В роботах [1, 2] розглянуто питання прогнозування ресурсу пневматичних клапанів з електромагнітним приводом на основі досліджень пошкоджень

критичних елементів рухомої частини штока клапана та прямого прогнозування його ресурсу за конструкційними параметрами екстраполяційними методами. У цих роботах проведено аналіз фізичних процесів та відповідних змін технічного стану і основних функціональних параметрів пневматичних клапанів з електромагнітним приводом при циклічному функціонуванні внаслідок ударної контактної взаємодії рухомої системи клапана з нерухомими елементами його конструкції. Розроблено методику оцінки імовірнісних характеристик виробітку клапаном встановленого ресурсу, яка в першу чергу заснована на даних про напружений стан елементів рухомої частини штока клапана та характеристики міцності матеріалів їх конструктивних елементів. Тому питання достовірного визначення на стадії проектування напруженого стану критичних елементів ЕМК, що лімітують ресурс клапанів, є вельми актуальними і потребують подальшого розвитку.

#### Задачі та об'єкт досліджень

Наведені в роботі [2] наближені розрахунки діючих напружень не дають повної уяви про розподіл експлуатаційних напружень у деталях рухомої частини клапана. Не визначено зони конструктивних елементів, що мають найбільші напруження. Крім того, актуальними є питання визначення геометричних па-

раметрів деталей клапана, з якими діючі максимальні напруження набувають мінімальних значень, тобто задачі оптимізації форми та розмірів деталей клапана упродовж його проектування.

Виходячи з цього, основними задачами проведених досліджень були:

1. Експериментальне визначення “слабких” елементів ЕМК досліджувальних типів, що лімітують їх ресурс.

2. Проведення з використанням метода кінцевих елементів розрахунків напруженого стану деталей ЕМК, що зазнають значних навантажень протягом відкриття чи закриття клапана.

3. Розроблення рекомендацій щодо зменшення напружень в окремих деталях ЕМК та збільшення ресурсу клапанів досліджувальних типів.

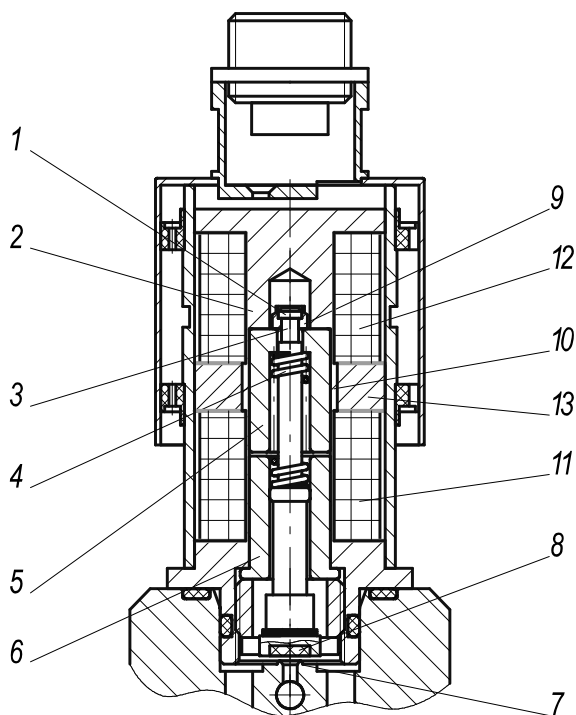


Рисунок 1 — Конструктивна схема клапана з двопозиційним електромагнітним приводом: 1 — головка штока; 2 — верхній стоп; 3 — шийка штока; 4 — буферна пружина; 5 — повзун (якір); 6 — нижній стоп; 7 — сідло; 8 — золотник з гумовим ущільненням; 9 — стопорна шайба; 10 — розподільна трубка; 11 — обмотка закриття; 12 — обмотка відкриття; 13 — постійний магніт

У якості об’єктів досліджень було обрано пневматичні клапани розробки ПАТ “Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування”: серійний пневматичний клапан з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом, конструктивну схему якого показано на рисунку 1, та експериментальний пневматичний електромагнітний клапан цього ж типу

із жорстким ущільненням запірного вузла типу “метал–метал”, конструктивну схему якого зображено на рисунку 2.

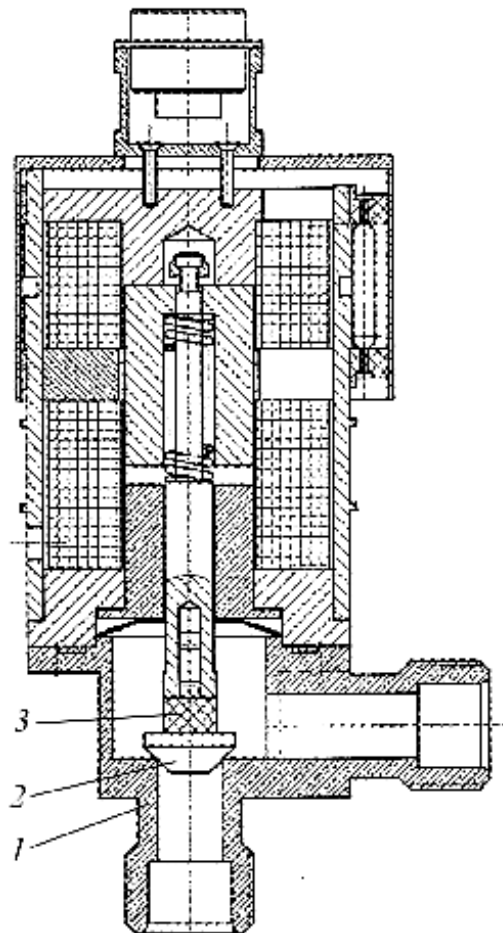


Рисунок 2 — Конструктивна схема експериментального зразка клапана з жорстким ущільненням запірного вузла типу “метал–метал”: 1 — сталевий затвор; 2 — сталевий корпус з сідлом; 3 — демпфівувальний елемент

Робота клапана з двопозиційним електромагнітним приводом здійснюється таким чином.

У відкритому положенні золотник 8 утримується біля верхнього стопа корпусу електромагніта 2 силою магнітного потоку постійного магніту 13.

При подачі керуючого сигналу  $U_{закр}$  на закриття клапана струм в обмотці 11 створює силу притягання у робочому зазорі між повзуном 5 і нижнім стопом 6 і ослаблює магнітний потік постійного магніту 13. Під дією цих сил повзун з рухомою частиною клапана переміститься до нижнього стопа. Але через те, що величина ходу золотника менша за величину робочого зазору, золотник сяде на сідло 7, а повзун, продовжуючи переміщення, стисне буферну пружину 4

на величину зусилля герметизації, утворивши деякий зазор зі стопорною шайбою 9. Таким чином, робочий зазор між повзуном і верхнім стопом збільшився, а між повзуном і нижнім стопом зменшився; магнітний потік постійного магніту переорієнтовується до нижнього стопа, і при знятті сигналу  $U_{\text{закр}}$  рухома частина клапана утримуватиметься у нижньому (закритому) положенні золотника 8 притиснутим до сідла 7.

При подачі керуючого сигналу  $U_{\text{відкр}}$  на відкриття клапана струм в обмотці 12 створює силу притягання у робочому зазорі між повзуном 5 і верхнім стопом корпусу електромагніта 2 і ослаблює магнітний потік постійного магніту 13. Під дією цих сил повзун, вдаряючи по стопорній шайбі 9, переміститься до верхнього стопа і “відірве” таким чином золотник від сідла. Через те, що робочий зазор між повзуном і верхнім стопом зменшився, а між повзуном і нижнім стопом збільшився, магнітний потік постійного магніту перекладається до верхнього стопа, і при знятті сигналу  $U_{\text{відкр}}$  рухома частина клапана буде утримуватися у верхньому (відкритому) положенні.

Особливістю клапана є використання у якості привода двопозиційного поляризованого електромагніту, який має наступні переваги у порівнянні з однопозиційним:

- менше споживання електроенергії;
- незначний розігрів обмоток електромагніта з огляду на короткочасність імпульсу ( $0,1-0,3$  с);
- менші розміри обмоток електромагніту завдяки більш припустимій густині струму ( $30-200$  А/мм<sup>2</sup>);
- підвищену надійність за рахунок того, що ізоляція обмотки не перегрівается і не знаходиться тривалий час під напругою;
- не боїться випадкових збоїв у подачі електроживлення, зберігаючи задане положення клапана у знеструмленому стані.

Крім того, в багатьох випадках імпульсне керування дозволяє спростити схеми керування електромагнітним клапаном, оскільки виключає необхідність самоблокування командних реле в схемах керування.

Як свідчить аналіз досвіду експлуатації клапанів цього типу та результатів спеціальних ресурсних випробувань [3], найбільші напруження у деталях ЕМК виникають при його відкритті внаслідок ударної взаємодії повзуна 5 із верхнім стопом 2 і стопорною шайбою 9, а також контактування стопорної шайби із головкою штока 1. При відкритті клапана рівень напружень у його елементах суттєво менший із-за демпфівальних властивостей гумової вставки у нижній частині золотника, яка притискується до сталевого сідла клапана.

У випадку використання жорсткого запірного вузла типу “метал–метал” рівень напружень в елементах запірного вузла клапана при його закритті суттєво збільшується.

### Кінцевоелементна модель відкриття клапана

У зв'язку зі складністю геометрії об'єкту розрахунків та процесів його роботи за основний розрахунковий метод був обраний метод кінцевих елементів (МКЕ). За допомогою МКЕ знайшла свій успішний розв'язок велика кількість досить складних в своїй постановці та важливих для сучасної науки прикладних задач [4]. Також на це рішення впливали такі фактори, як простота формулювання основних принципів методу, ясність фізичної інтерпретації, свобода розміщення вузлових точок, симетрія матриць жорсткості елементів та систем рівнянь, широке розповсюдження автоматизованих систем інженерних розрахунків на основі МКЕ.

Розв'язок задач за МКЕ включає в себе наступну послідовність окремих підзадач [4, 5]:

- побудова функціонала;
- поділення системи на кінцеві елементи та вибір координатних функцій;
- побудова матриць жорсткості;
- побудова канонічних рівнянь;
- розв'язок канонічних рівнянь (визначення степенів свободи системи);
- визначення компонентів напружено-деформованого стану (НДС) (переміщення, на-пруження) по області кінцевих елементів.

Для побудови розподілу напружень у штоці та шайбі електромагнітного клапана упродовж контактної взаємодії в процесах відкриття та закриття, а також визначення зон з залишковими пластичними деформаціями (зони з потенційною небезпекою виникнення тріщин) було розроблено кінцевоелементну модель клапана, процес створення якої складався з наступних основних етапів:

- побудова наближеної параметричної тривимірної моделі робочих елементів клапана;
- визначення граничних умов;
- кінцевоелементна розбивка;
- визначення контактних зон та присвоєння їм відповідного статусу;
- постановка та визначення динамічних характеристик складових елементів моделі.

Для реалізації вищезазначених етапів створення кінцевоелементної розрахункової моделі було розроблено низку програм, написаних на мові програмування APDL (Ansys Parametric Dialog Language) системи кінцевоелементного аналізу ANSYS [6]. Ці програми повністю автоматизують процес розрахунку напружено-деформованого стану клапана від введення вхідних даних до отримання необхідних числових результатів (рисунок 3).

Наближена тривимірна параметрична модель робочих елементів клапана у момент відкриття (рисунок 4) складається із шайби, частин штока з верхньою головкою та повзуна. Її параметричність полягає в тому, що кожному характерному геометричному розміру відповідає окремий проіменований параметр з

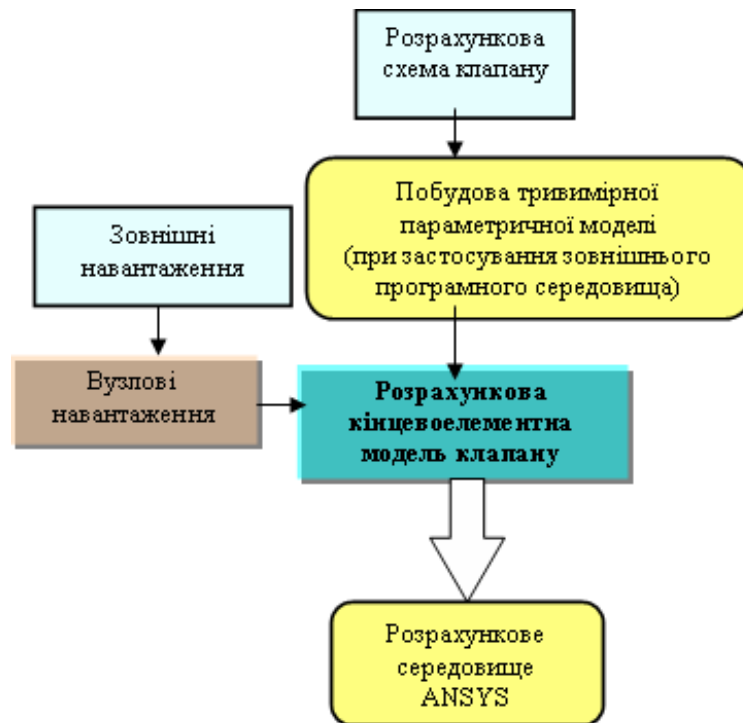


Рисунок 3 — Алгоритм застосування методу кінцевих елементів для визначення напружень в конструктивних елементах клапана

числовим значенням. Наприклад,  $ds\_n=2*2E-003$  (тут  $ds\_n$  — діаметр нижнього циліндра штока,  $2\text{ мм}$  — його величина). Дана властивість моделі дозволяє легко змінювати геометрію моделі без її перебудови у цілому.

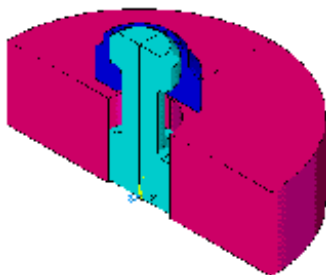


Рисунок 4 — Тривимірна параметрична модель клапана у процесі відкриття

З огляду на симетричність геометрії клапана відносно серединної площини та з метою економії машинного терміну розрахунку та обробки результатів створено тільки половина геометрії моделі з призначенням відповідних симетричних граничних умов по площинах симетрії кожного структурного елемента. Основні граничні умови були призначені на торці штока з закріпленням усіх шести ступенів свободи (трьох осьових та трьох кутових).

Кінцевоелементна розбивка є основним етапом реалізації будь-якого кінцевоелементного розрахунку. В нашому випадку для визначення напружено-деформованого стану тривимірного об'єкту був вико-

ристаний тривимірний твердотільний восьмивузловий кінцевий елемент (рисунок 5).

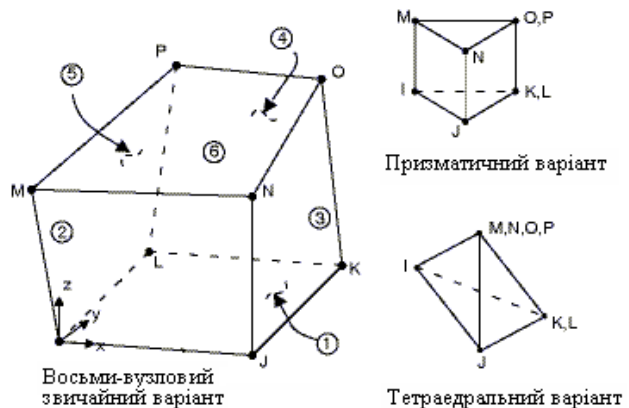


Рисунок 5 — Геометрія тривимірного кінцевого елемента

Даний тип елемента підтримує нелінійні властивості конструкційного матеріалу і в тому числі його пластичність. Для урахування пластичної поведінки конструкційного матеріалу та обчислення пластичних деформацій застосовано критерій текучості. Для багатокомпонентного напруженого стану еквівалентне напруження надано як функцію окремих компонентів напружень

$$\sigma_c = f(\{\sigma\}),$$

де  $\{\sigma\}$  — вектор напружень.

Коли еквівалентне напруження досягатиме границі текучості, у конструкційному матеріалі почнуть виникати пластичні деформації

$$f(\{\sigma\}) = \sigma_{\text{тек}}$$

Для визначення напрямку розповсюдження та приросту величини пластичних деформацій використовувався правило течії

$$\{d\varepsilon_{\text{пл}}\} = \lambda \left\{ \frac{\partial Q}{\partial \sigma} \right\},$$

де  $\lambda$  — множник, що визначає величину пластичного деформування,  $Q$  — функція напруження, що визначає напрямок пластичного деформування.

У цьому випадку функція  $Q$  є функцією текучості, і через те що правило текучості є асоціативним, пластичні деформації виникатимуть у напрямку, нормальному до площини текучості.

Звичайний восьмивузловий варіант геометрії кінцевого елемента був використаний для розбивки штока та повзуна (рисунок 6); даний варіант дає найкращі результати точності розрахунків. Його використання стало можливим внаслідок симетричності штока та повзуна відносно окружного напрямку.

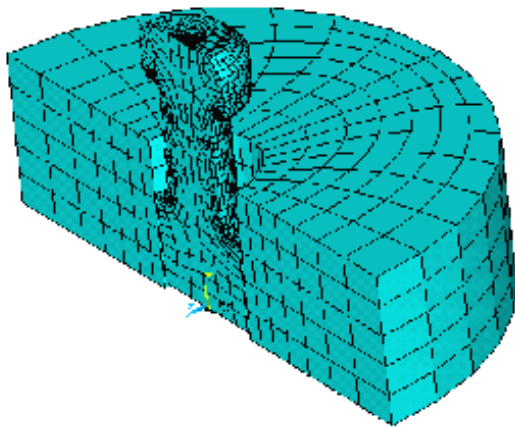


Рисунок 6 — Кінцевоелементна модель штока та повзуна у процесі відкриття

Застосування восьмивузлового варіанту кінцевого елемента для розбивки шайби було унеможливлено її несиметричністю відносно окружного напрямку внаслідок фронтального вирізу. Тому в даному випадку був використаний тетрадральний варіант (рисунок 7). Така геометрія кінцевого елемента може бути застосована для розбивки структурних елементів з довільною геометрією, але рівень точності розрахунків загалом нижче, ніж при застосуванні восьмивузлового кінцевого елемента.

Найсуттєвішим після кінцевоелементної розбивки є етап визначення пар контактних зон упродовж процесу відкриття клапана. Кожна зона складається з пари поверхонь довільної геометрії: цільової та контактної, що деформується через вплив цільової поверхні.

Цільовою обирається поверхня, через яку передається зовнішній вплив або поверхня з більш грубою кінцевоелементною розбивкою або більшою жорсткістю (рисунок 8).

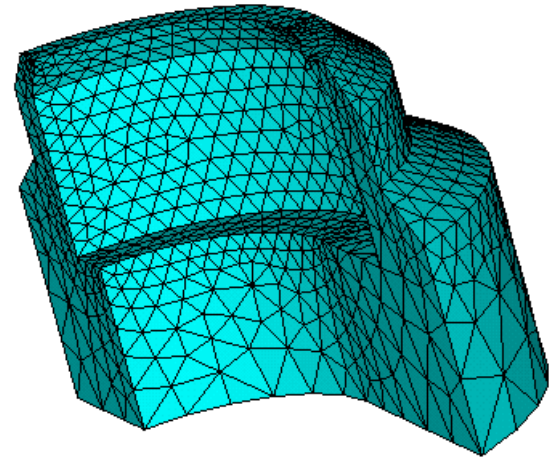


Рисунок 7 — Кінцевоелементна модель шайби з вирізом у процесі відкриття

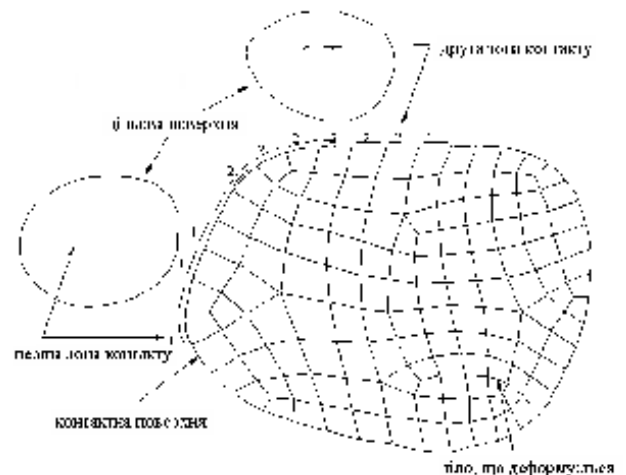


Рисунок 8 — Локалізовані контактні зони

У цьому випадку присутні дві контактні зони.

1. Повзун-шайба (рисунок 9) — повзун є зовнішнім впливом для шайби та має значно більшу жорсткість і грубшу кінцевоелементну сітку, тому поверхня верхнього торця повзуна є цільовою поверхнею, а поверхня нижнього торця шайби контактною.

2. Шайба-шток (рисунок 10) — шайба є зовнішнім впливом для штока та має грубшу кінцевоелементну сітку в місцях контакту. Поверхні шайби, що контактно взаємодіють зі штоком, є цільовими поверхнями, а відповідні їм поверхні штока контактними. Також для урахування натягу шайби та штока був застосований варіант “попереднього контакту”.

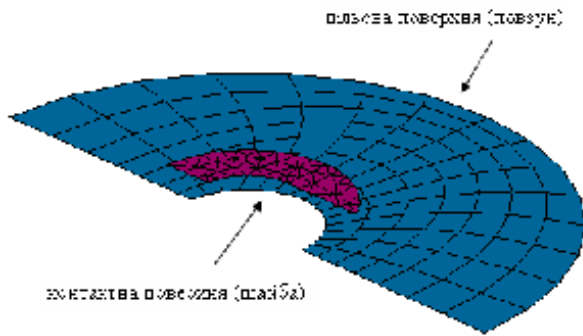


Рисунок 9 — Контактна зона повзун-шайба в процесі відкриття

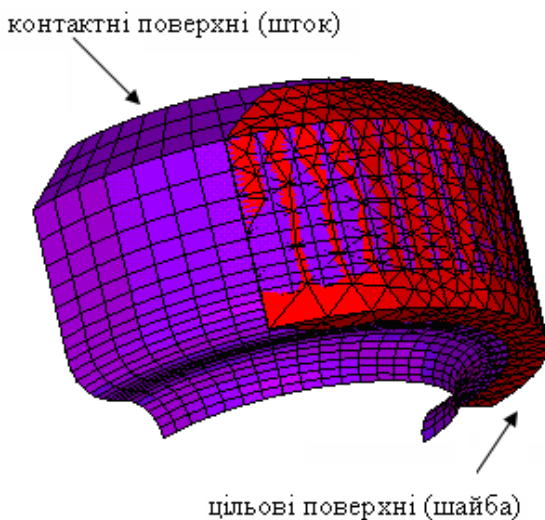


Рисунок 10 — Контактна зона шайба-шток в процесі відкриття

Завершальним етапом створення кінцево-елементної моделі електромагнітного клапана є імітація динамічної поведінки структурних елементів моделі в процесі його відкриття. Основним вхідним параметром навантаження та одночасно параметром, що напряму впливає на всю динаміку процесу, є час відкриття клапана. Весь процес динамічної взаємодії структурних елементів моделі було розбито на три кроки (рисунок 11):

1. Визначення початкової швидкості руху повзуна. Час у кінці кроку складав  $0,1 t_{\text{від}}$ .
2. Наближення повзуна до шайби. Час у кінці кроку складав  $0,95 t_{\text{від}}$ . Два перших кроки склалися з одного підінтервалу.
3. Процес контактної взаємодії повзуна з шайбою та шайби зі штоком. Крок складався з 20-ти підінтервалів. Час у кінці кроку складав  $1,05 t_{\text{від}}$ . Завищення розрахункового часу на 5% відносно  $t_{\text{від}}$  спричинено необхідністю імітації розвантаження для визначення зон з залишковими пластичними деформаціями (рисунок 12).

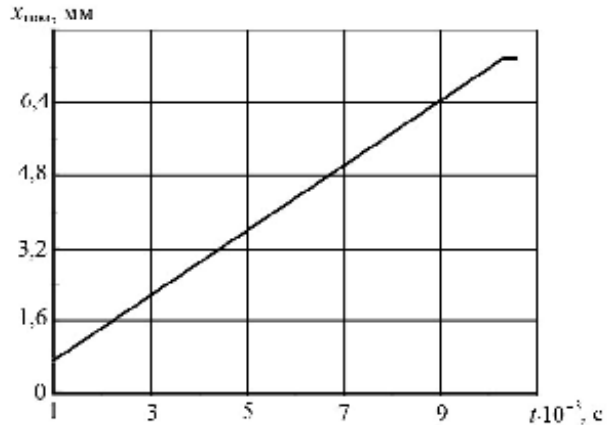


Рисунок 11 — Динаміка процесу відкриття клапана

З рисунку 12 видно, що процес контактної взаємодії становить приблизно  $0,025 t_{\text{від}}$ . Повзун продовжує свій рух, шайба, а потім шток починають деформуватися через динамічний вплив повзуна та шайби відповідно. Після чого настає процес розвантаження.



Рисунок 12 — Деталізація динаміки кроку розвантаження процесу відкриття клапана

### Кінцевоелементна модель закриття клапана

Процес побудови кінцевоелементної моделі електромагнітного клапана у процесі його закриття є повністю аналогічним до її побудови при відкритті клапана.

Тривимірна параметрична модель налічує наближену тривимірну модель штока клапана з імітацією сідла та модель частини корпусу в необхідних межах для достатньо повного моделювання процесу взаємодії сідла клапана з корпусом при припиненні процесу перепуску рідини (рисунок 13).

У цьому випадку також через симетричність відносно серединної поверхні було створено тільки половину геометрії структурних елементів.

Граничні умови були призначені симетричними по площинам симетрії штока та корпусу. Основні граничні умови були призначені по зовнішніх поверхнях моделі корпусу з закріпленням усіх шести ступенів свободи (трьох осьових та трьох куткових).

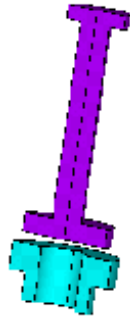


Рисунок 13 — Тривимірна параметрична модель клапана в процесі закриття

Для кінцевоелементної розбивки був також обраний восьмивузловий твердотільний кінцевий елемент. При розбивці моделі корпусу був використаний восьмивузловий його варіант, а для розбивки моделі штока — тетрадральний варіант (рисунок 14).

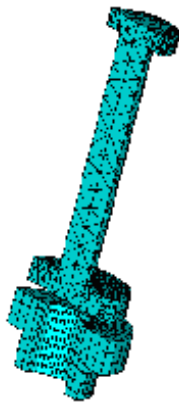


Рисунок 14 — Кінцевоелементна модель корпусу та штока в процесі відкриття

У зв'язку з грубістю розбивки штока на тетрадральні кінцеві елементи (рисунок 15) та можливість отримання результатів у контактній зоні з суттєвими похибками, було проведено згущення кінцевоелементної сітки по поверхні нижнього торця (сідла) штока (рисунок 16).



Рисунок 15 — Кінцевоелементна розбивка торця штока (сідла) до згущення

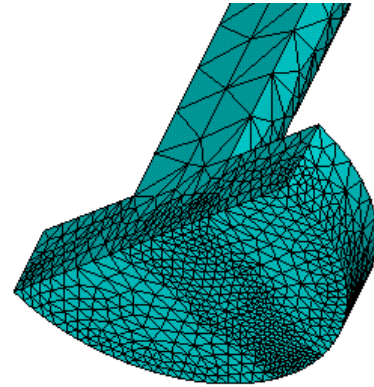


Рисунок 16 — Кінцевоелементна розбивка торця штока (сідла) після згущення

При закритті клапана у його кінцевоелементній моделі присутня тільки одна контактна зона — шток-корпус. У цій зоні роль контактної поверхні виконує поверхня верхнього торця моделі корпусу, а роль цільової поверхні нижній торець (сідло) штока. І це не дивлячись на значно кращу розбивку торця штока та його меншу жорсткість, бо саме він є зовнішнім впливом для корпусу (рисунок 17).

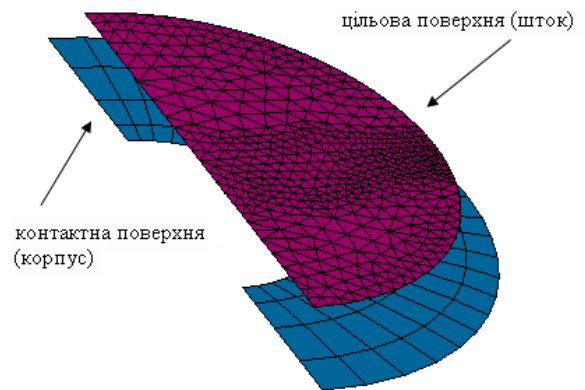


Рисунок 17 — Контактна зона шток-корпус у процесі закриття

Моделювання динамічної поведінки моделей штока та корпусу проводилось у аналогії з процесом відкриття клапана. За основний параметр при цьому був прийнятий час закриття  $t_{\text{зак}}$ . У якості конструкційного матеріалу у серійному клапані з двопозиційним електромагнітним приводом (рисунок 1) використовувалася сталь 08X18H10T. Як модель поведінки конструкційного матеріалу при контактній взаємодії розглядалася модель багатолінійного ізотропного зміцнення. Правило зміцнення описує характер зміни площини текучості конструкційного матеріалу під час самого процесу текучості. При ізотропному зміцненні площина текучості лишається центрованою відносно первинного положення та розширюється у розмірі одночасно з накопиченням залишкових пластичних деформацій (рисунок 18).



Рисунок 18 — Правило ізотропного зміцнення

При ізотропному зміцненні криві пластичного деформування описувалися низкою точок напруження-деформації (рисунок 19). Зазначений експеримент проводився при сталій температурі.

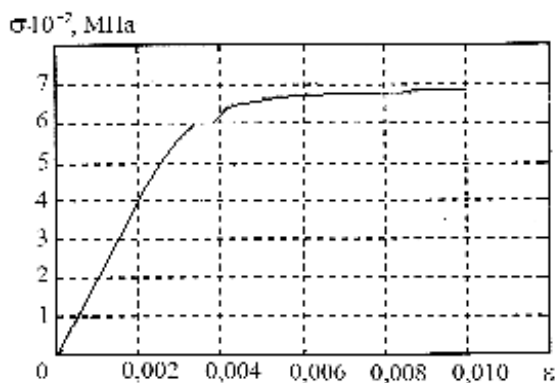


Рисунок 19 — Криві пластичного деформування сталі 08X18H10T

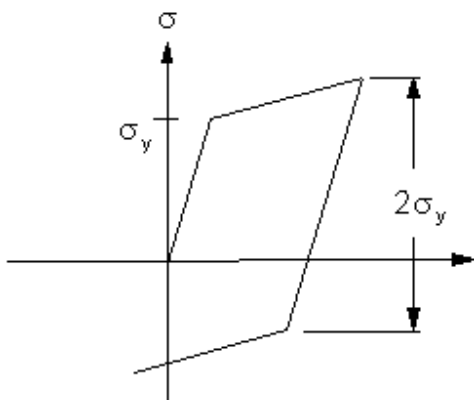


Рисунок 20 — Ефект Баушингера

У даній моделі існує можливість завдавати залежні від температури криві пластичного деформування, враховувати ефект Баушингера (рисунок 20), який полягає у тому, що при початковому навантаженні до зони пластичності та розвантаженні, а потім реверсивному стисканні через залишкові деформації межа текучості при реверсі буде меншою.

**Аналіз результатів розрахунку напруженого стану елементів клапана**

На рисунку 21 показано результати розрахунку напруженого стану елементів клапана з двопозиційним електромагнітним приводом у процесі відкриття.

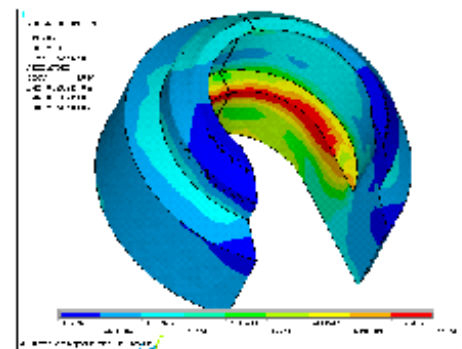
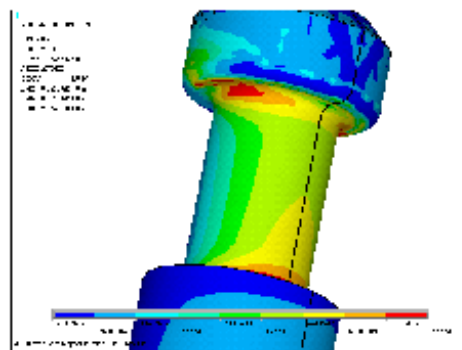
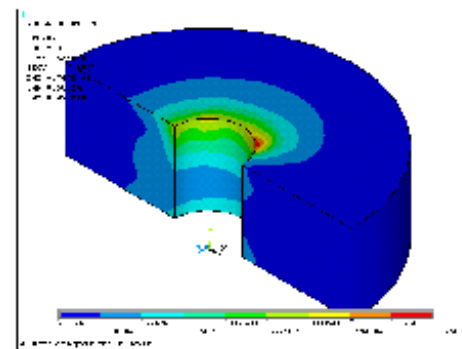
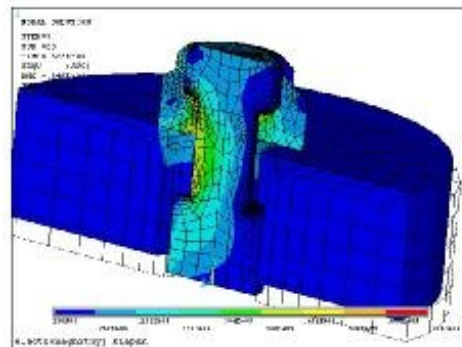


Рисунок 21 (продовження на сторінці 31) — Розподіл напружень в деталях клапана у процесі відкриття



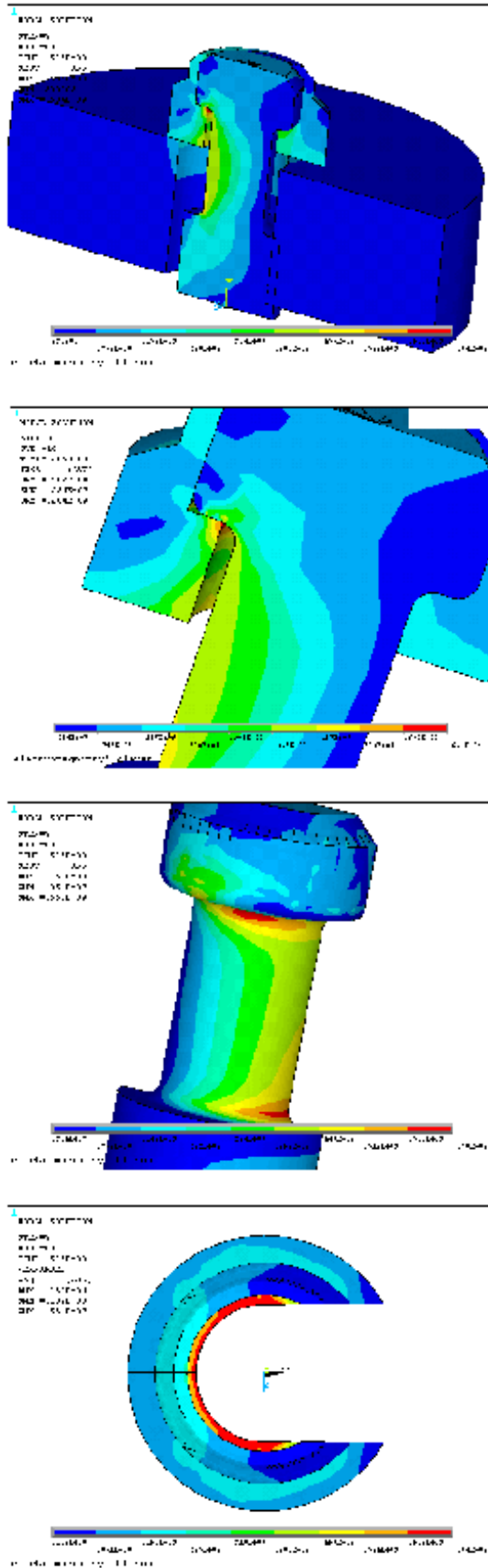


Рисунок 21 (початок на сторінці 30) — Розподіл напружень в деталях клапана у процесі відкриття

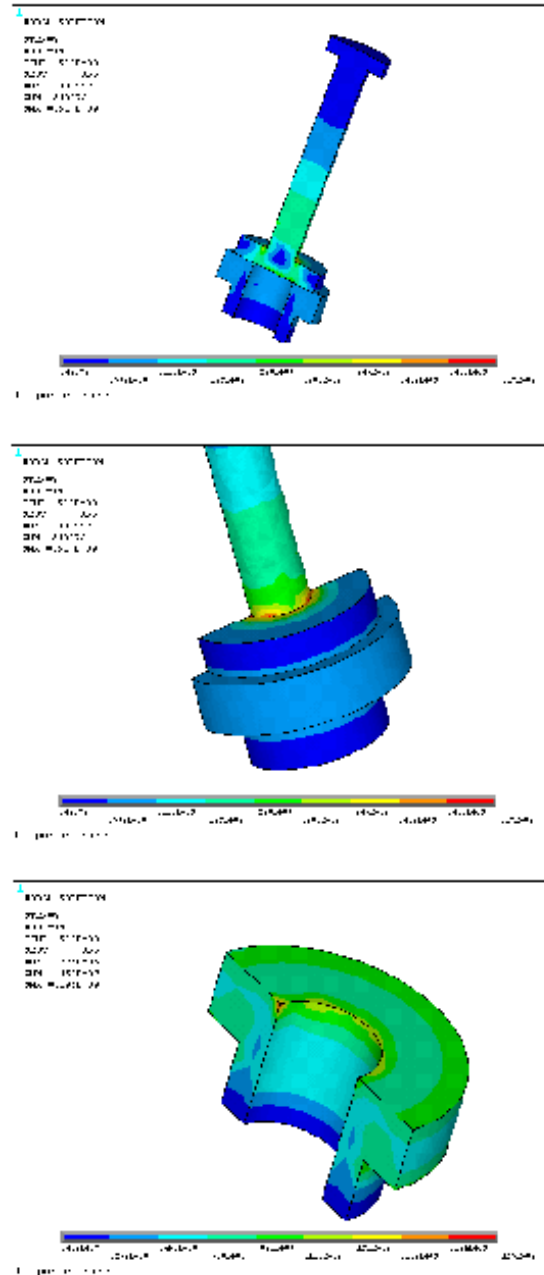


Рисунок 22 — Розподіл напружень в деталях клапана в процесі закриття

Упродовж відкриття клапана найбільші напруження виникають у верхній та нижній частинах шийки штока в області концентраторів напружень на його поверхні та в полиці шайби у зоні її контакту з головою штока по обидва боки від вирізу. В повзуні контактні напруження у 6 разів менші, ніж у відмічених деталях.

На рисунку 22 показано розподіл напружень у деталях серійного ЕМК з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом у процесі його закриття клапана, при якому максимальні напруження виникають у штоці в зоні концентратора біля нижнього стопа, але вони менші на 20–25%, ніж у головці та шайбі штоку в процесі відкриття клапана.

Величина напружень в деталях клапана залежить від швидкості переміщення штока в момент удару і від наявності демпфувального елемента у кінематичній системі електромагнітного привода [7].

Таким чином, критичними елементами щодо величини діючих напружень у електромагнітному клапані є головка та шийка штока у момент відкриття, що також підтверджується проведеними ресурсними експериментальними дослідженнями [1, 2]. Проведені оптимізаційні розрахунки форми свідчать, що мінімальні напруження у системі шток-шайба матимуть місце у випадку, коли площа перерізу шийки штока приблизно дорівнюватиме 0,9 площі контакту шайби зі штоком.

Визначення напружень у елементах запірного вузла клапана з ущільненням типу "метал-метал" упродовж його закриття проводилося методом кінцевих елементів за аналогічною методикою. Результати розрахунків показано на рисунках 23 і 24.

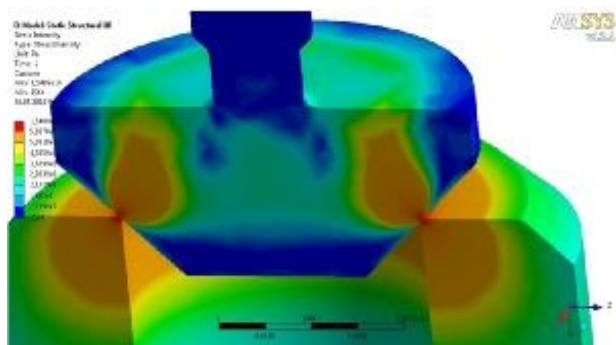


Рисунок 23 — Визначення напружень у елементах запірного вузла клапана з ущільненням типу "метал-метал" за відсутності демфера

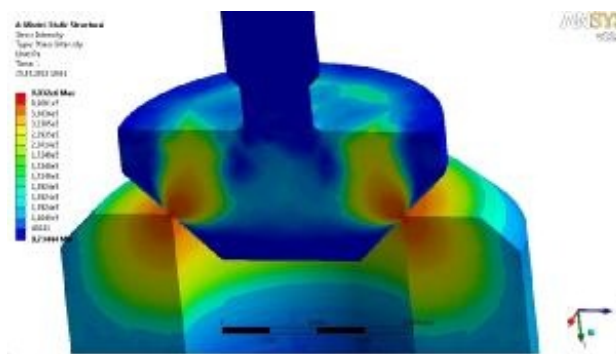


Рисунок 24 — Визначення напружень у елементах запірного вузла клапана з ущільненням типу "метал-метал" за наявності демфера

Аналіз отриманих результатів свідчить, що найбільші напруження впродовж закриття клапана з жорстким запірним вузлом виникають по площині контакту сталевго затвору з сідлом, що є частиною сталевго корпусу. Це призводить до появи кільцевої виробітки (поглиблення) на поверхні сталевго затвору (рисунок 25). Величина цього поглиблення збіль-

шується із збільшенням напрацювання клапана протягом експлуатації, що призводить до зменшення зусилля ущільнення та втомному руйнуванню матеріалу затвору та сідла, а також збільшення протічки газу через клапан в закритому положенні (рисунок 26).

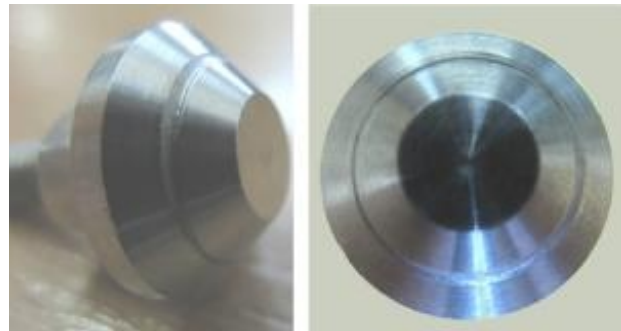


Рисунок 25 — Фотографії затвору клапана зі сталі 08X18H10T після напрацювання  $3 \cdot 10^5$  циклів

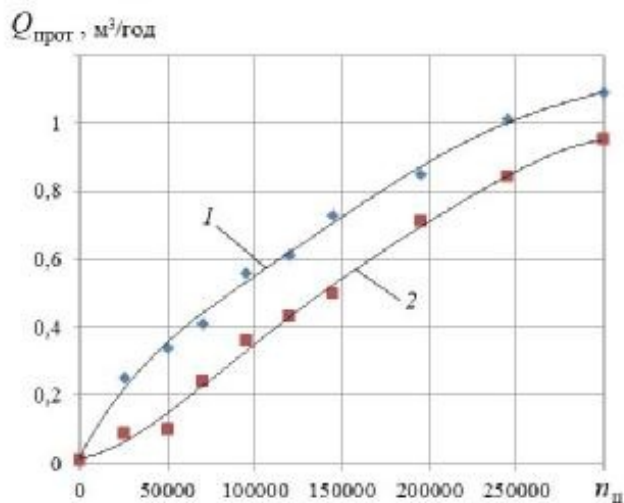


Рисунок 26 — Залежність росту протічки газу через клапан в закритому положенні від його наробітку: 1 — без демфера; 2 — з демфером

Застосування демпфувального елемента в кінематичній схемі електромагнітного привода клапана призводить до зменшення кінетичної енергії контактної взаємодії елементів клапана, зменшення напружень у конструкційному матеріалі деталей клапана (рисунок 24) і зменшення протічки газу в клапані із жорстким запірним вузлом через клапан у закритому положенні (рисунок 26).

Проведені ресурсні випробування клапанів без демфера і з демфером у кінематичній схемі електромагнітного привода ЕМК підтвердили результати розрахунків, виконаних із застосуванням методу кінцевих елементів.

### Висновки

1. Розроблено кінцевоелементну модель розрахунків напружень у деталях мало габаритного ЕМК з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом, яка враховує особливості його конструктивного виконання.

2. З використанням методу кінцевих елементів проведені розрахунки напруженого стану деталей серійного клапана під дією експлуатаційних навантажень упродовж його відкриття і закриття. Визначено критичні елементи конструкції клапана, що лімітують його ресурсні можливості.

3. Проведено розрахунки напруженого стану елементів запірного вузла клапана з ущільненням типу “метал–метал” упродовж закриття клапана. Для зменшення напружень у затворі і сідлі та протічок газу через запірний вузол у закритому положенні клапана рекомендується застосування демпфера у кінематичній схемі електромагнітного привода ЕМК.

### Література

1. Ситніков, О.Є. Оцінювання і прогнозування ресурсу пневматичних клапанів з електромагнітним приводом / О.Є.Ситніков, О.Г. Кучер, Г.Й. Зайончковський, Я.Б. Федоричко // Промислова гідравліка і пневматика. — 2003. — №2. — С. 7—23.

2. Рикуніч, Ю.М. Прогнозування втомленості елементів конструкції електромагнітних клапанів при циклічному та імпульсному навантаженні / Ю.М.Рикуніч, О.Є. Ситніков, О.Г. Кучер, Г.Й. Зайончковський // Вісник Сумського державного університету. Серія: Технічні науки. — 2003. — №13. — С. 38—48.

3. Рыкунич, Ю.Н. Изменение технического состояния контактирующих деталей электромагнитных клапанов при эксплуатации / Ю.Н. Рикунич, А.Е. Ситников, Г.И. Зайончковский, В.Ф. Лабунец // Вибрации в технике и технологиях. — 2003. — № 3 (29) — С. 46—51.

4. Метод конечных элементов. Учеб. пособие для вузов / Под ред. П.М. Варвака. — К.: Вища школа, 1981. — 176 с.

5. Сегерлинд, Л. Применение метода конечных элементов: Пер. с англ. / Л. Сегерлинд. — М.: Мир, 1979. — 392 с.

6. Басов, К.А. ANSYS в примерах и задачах / Под общ. ред. Д.Г. Красковского. — М.: Компьютер Пресс, 2002. — 224 с.

7. Szabolcs, Molnar, Akos, Bezeredi, Gyorgy, Voros, Bela Pukanszky Damping of dynamic effects with elastomers in instrumented impact testing // International Journal of Fracture, Volume 109, 2001, pages 153—168 (in English).

### References

1. Sitnikov, O.E. Ocinyuvannya i prognozuvannya resursu pnevmatichnih klapaniv z elektromagnitnim privodom / O.E.Sitnikov, O.G. Kucher, G.J. Zajonchkovskij, Ja.B. Fedorichko // Promislova gidravlika i pnevmatika. — 2003. — №2. — S. 7—23.

2. Rikunich, Ju.M. Prognozuvannya vtomlenosti elementiv konstrukcii elektromagnitnih klapaniv pri ciklichnomu ta impul'snomu navantazhennjah / Ju.M. Rikunich, O.E. Sitnikov, O.G. Kucher, G.J. Zajonchkovskij // Visnik Sums'kogo derzhavnogo universitetu. Seria: Tehnichni nauki. — 2003. — №13. — S. 38—48.

3. Rykunich, Ju.N. Izmenenie tehničeskogo sostoyania kontaktiruyushih detalei elektromagnitnykh klapanov pri ekspluatácii / Ju.N. Rikunich, A.E. Sitnikov, G.I. Zajonchkovskij, V.F. Labunec // Vibracii v tehnike i tehnologiyah. — 2003. — № 3 (29) — S. 46-51.

4. Metod konechnykh elementov. Ucheb. posobie dlia vuzov / Pod red. P.M. Varvaka. — K.: Vishha shkola, 1981. — 176 s.

5. Segerlind, L. Primenenie metoda konechnykh elementov: Per. s angl. / L. Segerlind. — M.: Mir, 1979. — 392 s.

6. Basov, K.A. ANSYS v primerah i zadachah / Pod obshh. red. D.G. Kraskovskogo. — M.: Komp'juter Press, 2002. — 224 s.

7. Szabolcs Molnar, Akos Bezeredi, Gyorgy Voros, Bela Pukanszky Damping of dynamic effects with elastomers in instrumented impact testing // International Journal of Fracture, Volume 109, 2001, pages 153—168 (in English).

*Надійшла 29.04.2014*

**УДК 621.646.4**

## **Определение напряженного состояния рабочих элементов малогабаритных пневматических клапанов с электромагнитным приводом**

**Э.И. Барилук,  
Г.Й. Зайончковский,  
Я.Б. Федоричко**

Приведены результаты исследований напряженного состояния наиболее нагруженных элементов конструкции малогабаритных пневматических клапанов с электромагнитным приводом, которые нашли широкое применение в авиакосмической технике. Для

определения напряжений в элементах конструкции клапанов использован метод конечных элементов. Описаны особенности применения метода конечных элементов для решения данной задачи. Даны рекомендации по снижению уровня напряжений в элементах конструкции клапанов рассматриваемых типов под действием эксплуатационных нагрузок.

*Ключевые слова: пневматический клапан, электромагнитный привод, затвор, напряженное состояние, метод конечных элементов*

UDC 621.646.4

**Determination of the stress state  
of small-sized pneumatic solenoid valves  
constructional elements**

**E.I. Barilyuk, G.Yo. Zayonchkovskiy,  
Ya.B. Fedorichko**

In this article the study results of stress state in the most loaded structural elements of small-sized pneumatic solenoid valves, which are widely used in aerospace are given. To determine the stresses in the valve structural elements the finite element method was used. The features of the application of the finite element method for solving this problem were described. Recommendations for reducing the stress in structural elements of considered valve types under operating loads were given.

*Keywords: pneumatic valve, solenoid actuator, slider, stress state, finite element method*