

УДК 621.891:621.646

Г. Й. ЗАЙОНЧКОВСЬКИЙ¹, Є. І. БАРИЛЮК¹, Я. Б. ФЕДОРІЧКО²¹Національний авіаційний університет, Україна²ПАТ «Центральне конструкторське бюро арматуробудування», Україна

ПРОГНОЗУВАННЯ РЕСУРСУ МАЛОГАБАРИТНИХ ПНЕВМАТИЧНИХ КЛАПАНІВ З ДВОПОЗИЦІЙНИМ ПОЛЯРИЗОВАНИМ ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ

На підставі проведених ресурсних випробувань визначено основні деградаційні процеси, що мають місце в елементах малогабаритного пневматичного клапана з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом. Виявлено кореляційні залежності між розвитком деградаційних процесів і елементах клапана і зміною їх основних функціональних параметрів. Встановлено критичний елементи клапана (шийка штока), що лімітує його ресурс. Розроблено методику прогнозування ресурсу малогабаритних електромагнітних клапанів на основі використання теорії накопичення пошкодженостей в критичному елементі клапана, що лімітує його ресурс. Результати досліджень впровадженні в ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування».

Ключові слова: малогабаритний пневматичний клапан, ресурс, електромагнітний привод, зношування, накопичення пошкодженостей, прогнозування

Актуальність досліджень. Накопичений досвід розробки і експлуатації малогабаритних електромагнітних клапанів (ЕМК) для систем обладнання виробів авіакосмічної техніки [1] показує, що особливостями їх функціонування є:

- циклічність спрацювання;
- імпульсний характер переміщення і контактування рухомої системи клапана з нерухомими елементами конструкції під час спрацювання.

Останнє призводить до того, що в зоні контактування елементи конструкції клапана зазнають впливу динамічних навантажень великої інтенсивності, внаслідок яких в матеріалі деталей виникають значні динамічні напруження. Це сприяє розвитку різних процесів утомленості та зношування в елементах і вузлах клапана, що призводить до їх руйнування після певної наробітки в експлуатації. У більшості випадків ресурс клапана визначається міцністю його критичних елементів, що зазнають значних експлуатаційних навантажень.

Визначення ресурсних можливостей ЕМК зазвичай проводиться на підставі результатів стендових випробувань. Такий спосіб встановлення і обґрунтування ресурсу клапанів є дуже затратним і тривалим за часом, а у зв'язку зі значним збільшенням необхідних ресурсів клапанів для сучасної авіакосмічної техніки дуже актуальною стає задача зменшення обсягів стендових ресурсних випробувань за рахунок впровадження науково обґрунтованих методик прогнозування ресурсних можливостей клапанів на етапі їх проектування за результатами аналізу експлуатаційних змін технічного стану клапанів-аналогів і прискорених ресурсних випробувань клапанів, що проектуються. Одним з таких методів є метод прогнозування ресурсу ЕМК на підставі математичного моделювання можливих змін його технічного стану під дією експлуатаційних навантажень в процесі виробітку ресурсу та виявлення критичних елементів конструкції клапана, що лімітують його ресурсні можливості.

Крім визначення ресурсних можливостей ЕМК, що проектуються, до них ставляться дуже жорсткі вимоги щодо експлуатаційної надійності. Слід зазначи-

ти, що питанням експлуатаційної надійності малогабаритних ЕМК та аналізу змін їх технічного стану під час експлуатації за останній час приділяється достатньо велика увага. В роботах [2 – 4] дано аналіз досягнутого рівня експлуатаційної надійності малогабаритних ЕМП та типових відмов клапанів, що мають місце в процесі виробітку ресурсу. В роботі [5] розглянуто питання прогнозування можливих змін функціональних параметрів ЕМП в експлуатації. Значна увага приділена питанням вибору запасів працездатності пневматичних ЕМП [6; 7], що забезпечують виробітку встановленого ресурсу виробу без його відмов із заданою за технічними умовами ймовірністю. Авторами розроблено інженерні методики визначення запасів працездатності малогабаритних пневматичних клапанів на етапі проектування. В той же час потребують подальшого розвитку наукові основи математичного моделювання процесів зміни технічного стану ЕМК під дією експлуатаційних навантажень під час виробітку ресурсу.

Враховуючи викладене вище, актуальною є розробка науково обґрунтованих рекомендацій по прогнозуванню ресурсу малогабаритних ЕМК з урахуванням можливих змін їх технічного стану під дією експлуатаційних навантажень.

Для наукового обґрунтування рекомендацій по визначенню ресурсних можливостей малогабаритних пневматичних клапанів з електромагнітним приводом у ПАТ «Київському центральному конструкторському бюро арматуробудування (КЦКБА)» був проведений цикл спеціальних досліджень з метою виявлення і моделювання основних деградаційних процесів, що мають місце при експлуатації клапанів, і впливу цих процесів на їх ресурсні можливості.

Задачі досліджень. Основними задачами проведених досліджень були:

1. Провести аналіз фізичних процесів і відповідних змін технічного стану пневматичних клапанів з електромагнітним приводом, які відбуваються під час циклічного функціонування внаслідок ударної контактної взаємодії рухомої частини клапана з нерухомими елементами його конструкції;
2. Визначити можливості використання імовірнісних моделей підсумовування пошкоджень в критичних елементах конструкції клапана для прогнозування його ресурсу;
3. На підставі узагальнення результатів проведених досліджень розробити рекомендації по прогнозуванню ресурсу малогабаритних ЕМК з урахування можливих змін їх технічного стану під дією експлуатаційних навантажень.

Як об'єкт досліджень був вибраний пневматичний клапан з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом розробки КЦКБА (рис. 1).

Особливістю клапана є використання в якості приводу двопозиційного поляризованого електромагніта, який має наступні переваги в порівнянні з однопозиційним:

- менше споживання електроенергії;
- незначний розігрів обмоток електромагніта з огляду на короткочасність імпульсу (0,1...0,3 с);
- менші розміри обмоток електромагніта завдяки більш припустимій густині струму (30...200 А/мм²);
- підвищену надійність за рахунок того, що ізоляція обмотки не перегрівається і не знаходиться тривалий час під напругою;
- не боїться випадкових збоїв в подачі електроживлення, зберігаючи задане положення клапана в знеструмленому стані.

Аналіз результатів спеціальних ресурсних експериментальних досліджень клапанів з двопозиційним електромагнітним приводом. Для досліджень було вибрано 5 серійних клапанів, які проходили ресурсні випробування на спеціальному стенді до повного вичерпання своїх ресурсних можливостей. В процесі випробувань періодично, через кожні 20 тис. циклів спрацювання, що складало один блок-цикл, контролювалися основні функціональні параметри клапана (напруга $U_{\text{відкр}}$ і час $t_{\text{відкр}}$ відкриття клапана, напруга $U_{\text{закр}}$ і час $t_{\text{закр}}$ його закриття), проводився мікрообмір деталей клапана і визначався хід золотника $x_{\text{зол}}$. Були зроблені фотографії деталей клапанів після відмови, а також проведені дослідження поверхонь контактів та місць руйнувань елементів клапана.

Аналіз отриманих експериментальних даних показав, що при спрацюванні клапана з двопозиційним електромагнітним приводом мають місце наступні характерні процеси.

При відкритті клапана (переміщенні рухомої його частини від сідла) відбувається:

- ударне циклічне контактування повзуна 5 і шайби стопорної 9, що призводить до викришування внаслідок утоми торцевих поверхонь контакту і зміни відносного положення деталей 5 і 9;

- циклічне прикладення розподіленого імпульсного зусилля, нормального до площини контакту шайби стопорної і головки штока, що призводить до зміни форми деталей 9 і 3 внаслідок накопичення однобічних пластичних деформацій, зміни взаємного положення деталей та накопичення мікропошкоджень у матеріалі шийки штока 3;

- ударне циклічне контактування повзуна 5 і верхнього стопа 2, що призводить до деградації макрорельєфу контактуючих поверхонь деталей 5 і 2.

При закритті клапана (переміщенні рухомої його частини до сідла) відбувається:

- ударне циклічне контактування золотника 8 і сідла 7, що призводить до деградації макрорельєфу поверхонь ущільнення на золотнику;

- ударне циклічне контактування повзуна 5 і нижнього стопа 6, що призводить до деградації торцевих поверхонь контакту деталей 5 і 6.

Крім того, в процесі зворотно-поступального руху рухомої частини клапана має місце процес зносу циліндричних поверхонь повзуна 5 і розподільної трубки 10, та внутрішньої поверхні нижнього стопа 6 і штока. Внаслідок цього відбувається поступова деградація мікрорельєфу поверхонь тертя, накопичення продуктів зношування в порожнині приводу і збільшення сил тертя.

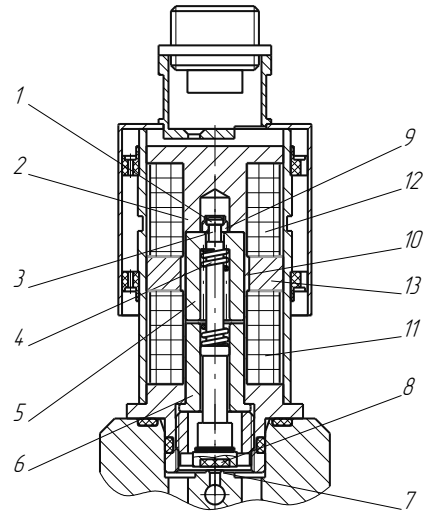


Рис.1. Конструктивна схема клапана з двопозиційним електромагнітним приводом: 1 – головка штока; 2 – корпус електромагніта; 3 – шийка штока; 4 – буферна пружина; 5 – повзун (якір); 6 – нижній стоп; 7 – сідло; 8 – золотник; 9 – стопорна шайба; 10 – трубка розподільна; 11 – обмотка закриття; 12 – обмотка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

На рис. 2 – 5 показано характерні зміни технічного стану деталей клапана в процесі виробітку ресурсу.

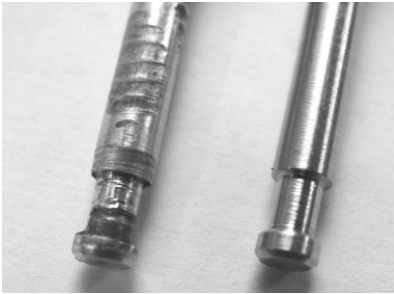


Рис. 2. Технічний стан поверхонь штока до та після напрацювання ресурсу



Рис. 3. Зміна технічного стану контактної поверхні повзуна зі стопорною шайбою



Рис. 4. Зміна форми голівки штока клапана в результаті багаторазового циклічного спрацювання



Рис. 5. Руйнування шийки штока від втоми (матеріал – сталь 08X18H10)

Суттєво змінюється взаємне положення повзуна 5, стопорної шайби 9 і штока 3 внаслідок виробки кільцевої канавки на торцевій поверхні повзуна на величину c'' та пластичної деформації деталей 3 і 9 на величину c' (рис. 6), що призводить до зменшення ходу золотника на величину $\Delta x_{\text{зол}} = c' + c''$, а також збільшується довжина камери під буферну пружину 4, що призводить до зменшення робочого зусилля пружини.

Ресурсні дослідження підтвердили, що критичним елементом ЕМК цього типу є стрижневий елемент рухомої частини електромагнітного привода (шток). До повної відмови клапана призводить руйнування шийки штока 3 внаслідок втоми матеріалу і розвитку мікротріщин (рис. 5).

Виявлені зміни технічного стану деталей і вузлів ЕМК в процесі відпрацювання ресурсу призводять до відповідних змін вихідних параметрів клапанів.

Встановлено, що для клапанів даного типу в процесі виробітку ресурсу має місце певне зменшення напруги $U_{\text{відкр}}$ і часу $t_{\text{відкр}}$ відкриття клапану, певне збільшення напруги $U_{\text{закр}}$ і часу $t_{\text{закр}}$ закриття і суттєве зменшення ходу $x_{\text{зол}}$ золотника клапана (рис. 7) за рахунок

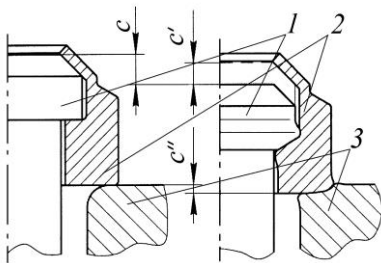


Рис. 6. Зміна форми головки штока і стопорної шайби в процесі напрацювання ресурсу клапана

зміни положення повзуна відносно шайби і штока унаслідок виробітку кільцевої канавки на торцевій поверхні повзуна та пластичної деформації деталей клапана (в першу чергу шийки штока).

Виявлено кореляційну залежність між руйнуванням шийки штока і зменшенням ходу золотника клапана: зменшення ходу штока $x_{\text{зол}}$ до критичного значення (0,1 мм) у більшості випадків супроводжується руйнуванням шийки штока.

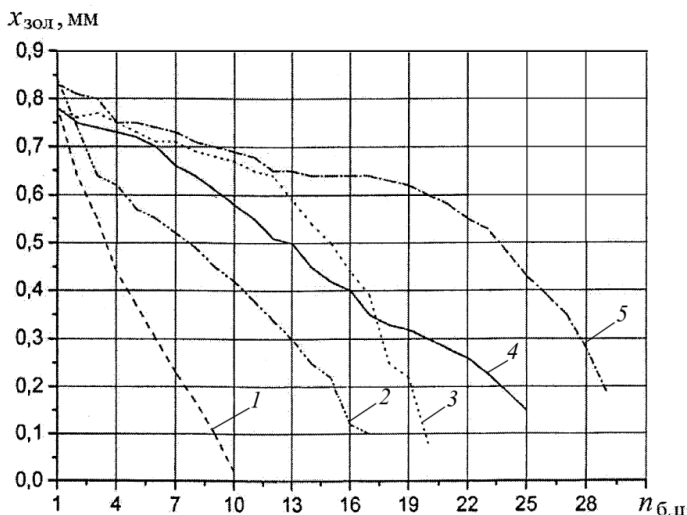


Рис. 7. Залежність зміни ходу золотника від кількості блок-циклів напрацювання (1 блок-цикл дорівнює 20000 циклів) для п'яти клапанів: 1, 2, 3, 4, 5 – номери клапанів

Імовірнісні моделі оцінки і прогнозування ресурсних можливостей клапану. Для моделювання експлуатаційних змін технічного стану електромагнітних клапанів у процесі відпрацювання ресурсу використовувалася заснована на центральній граничній теоремі ймовірнісні моделі підсумовування пошкоджень, основні положення яких розроблені в роботах Л. П. Лозицького, А. М. Ветрова, О.Г.Кучера [8; 9] і розвинуті для оцінки ресурсних можливостей електромагнітних клапанів в роботі [10].

В роботі [3] відмічається, що з фізичної точки зору процеси пошкоджуваності в елементах і вузлах електромагнітних клапанів пов'язані з накопиченням невідновних пластичних деформацій, розвитком процесів утомленості, зносу, наклепу та іншими необоротними змінами технічного стану клапанів. На розвиток цих процесів пошкоджуваності, в свою чергу, впливають зовнішні випадкові фактори – зміни умов роботи та параметрів навантаження деталей клапанів в процесі експлуатації. Під час дії кожного одиничного випадкового чи регулярного навантаження відбувається елементарний акт накопичення в матеріалі деталей клапана невідновних деформацій (прирошення пошкоджуваності), величина і характер якого є випадковою функцією механічних характеристик матеріалу, величин напружень, числа циклів та інших факторів. Процес накопичення пошкоджень у цьому випадку розглядається як результат статистичного підсумовування великого числа рівномірно малих мікрострибків елементарних незалежних пошкоджуваностей.

Позначимо через B_i величину пошкоджуваності в i -му елементарному циклі. Тоді за n циклів величина накопиченої пошкоджуваності B_n^Σ виразиться сумою

$$B_n^\Sigma = \sum_{i=1}^n B_i. \quad (1)$$

У виразі (1) величини n , B_i і B_n^Σ випадкові. За деякий період часу, коли n досить велике, у силу центральної граничної теореми і зроблених припущень про характер навантажень, накопичена пошкоджуваність B_n^Σ збігається до нормального розподілу. Такий процес накопичення пошкоджуваностей можна розглядати як випадковий процес з незалежними прирощеннями, побудований по типу марковської послідовності.

В якості процесу накопичення пошкоджуваності в елементах і вузлах електромагнітних клапанів можна розглядати і непрямі параметри, які достатньо добре відтворюють характер зміни основних фізичних процесів пошкоджуваності матеріалу деталей, наприклад, зміну ходу золотника клапана з двопозиційним електромагнітним приводом у процесі експлуатації. У цьому випадку характеристики випадкового процесу пошкоджуваності також можуть бути визначені, досліджені і прогнозовані статистичними методами.

Слід відзначити, що в якості критеріїв втомленого руйнування деталей технічних виробів в інженерних розрахунках широко використовуються деформаційні та енергетичні критерії [7]. Їх відмінність полягає в тому, що в першому випадку пошкоджуваність від втоми обумовлена процесами, пов'язаними з циклічним деформуванням, а в другому – з необоротним розсіюванням енергії.

Використання деформаційних критеріїв втомленого руйнування дозволяє більш ґрунтовно підійти до гіпотези підсумовування пошкоджуваностей від втоми. Найбільш сприйнятливою є лінійна гіпотеза підсумовування пошкоджуваностей, відповідно до якої сума пошкоджуваностей B_i , які в цьому випадку є відносними довговічностями, дорівнює одиниці.

$$\sum_{i=1}^n B_i = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i(\sigma_i, \alpha_\tau)} = 1, \quad (2)$$

де n_i – число циклів наробітку за напруженням σ_i ; N_i – довговічність для цього ж рівня напруження у випадку стаціонарного навантаження; α_τ – параметр, що характеризує статистичне розсіювання властивостей міцності матеріалу деталі.

У кожному окремому циклі навантаження випадкова величина пошкоджуваності може приймати різні значення, обумовлені різною інтенсивністю силових впливів та розсіюванням статистичних властивостей матеріалу. Однак під час кожного спрацювання клапана в процесі навантаження є відома частка регулярності. Чим вища якість матеріалу деталей та конструкції клапану, тим менший розкид характеристик та діючих навантажень в кожному циклі, а з цим і менше розсіювання пошкоджуваностей. Це дозволяє припустити, що ці випадкові величини пошкоджуваності підкоряються одному і тому самому закону розподілу. Для статистично незалежних пошкоджуваностей за цикл описаний процес є однорідним випадковим процесом з незалежними прирощеннями.

Імовірнісні характеристики закону розподілу пошкоджуваностей можна визначити за допомогою усереднення імовірнісних характеристик за k циклів навантаження. Відзначимо два типи випадкових процеси (послідовностей), що будуть використовуватися надалі. Це, по-перше, вихідний процес виникнення елементарних пошкоджуваностей в елементах клапана

$$B'(t_1), B'(t_2), \dots, B'(t_n)$$

і породжений ним процес накопиченої пошкоджуваності

$$B^\Sigma(t_1) = B'(t_1), \quad B^\Sigma(t_2) = B'(t_1) + B'(t_2), \quad \dots, \quad B^\Sigma(t_n) = \sum_{i=1}^n B'(t_i).$$

Перший з цих процесів також називається приращенням процесу накопиченої пошкоджуваності, тому що

$$B^\Sigma(t_i) - B^\Sigma(t_{i-1}) = B'(t_i), \quad i = \overline{1, n}.$$

Таким чином, для процесу накопиченої пошкоджуваності за n циклів навантаження можна записати

$$B^\Sigma(t_n) = \sum_{i=1}^n B^\Sigma(t_i) - B^\Sigma(t_{i-1}) = \sum_{i=1}^n B'(t_i); \quad B^\Sigma(t_0) = 0, \quad (3)$$

де $B'(t)$ і $B^\Sigma(t)$ – випадкові процеси пошкоджуваності та накопиченої пошкоджуваності.

У випадку, коли замість процесів розглядають випадкові послідовності, співвідношення (3) приймає вигляд

$$B_n^\Sigma = \sum_{i=1}^n B'_i, \quad (4)$$

де B'_i і B_n^Σ – випадкові величини пошкоджуваності за цикл і накопиченої пошкоджуваності.

Використовуючи гіпотезу лінійного підсумовування пошкоджень у неперервному часі, отримуємо наступну залежність між цими процесами:

$$B^\Sigma(t) = \int_0^t B'(t) dt. \quad (5)$$

З фізичної точки зору процес $B'(t)$ являє собою миттєву швидкість зміни пошкоджуваності. Для процесів (3) і послідовностей (4) цей процес є середньою лінійною швидкістю зміни пошкоджуваності за цикл. Надалі штрих у позначенні величини B'_i буде опускатися; для пошкоджуваності за цикл прийнято позначення B_i чи B_j , а для накопиченої пошкоджуваності – B_n^Σ .

Імовірнісні моделі підсумовування незалежних випадкових пошкоджуваностей. У розглянутій вище моделі (4) накопичена пошкоджуваність є сумою великого числа незалежних випадкових величин, що характеризують елементарні пошкодження, які у своїй сукупності підпорядковані єдиному закону розподілу $F(B)$, що не обов'язково повинен мати нормальний характер. До таких послідовностей відносяться процеси пошкоджуваності з сильним перемішуванням. При цьому накопичена сума, відповідно до центральної граничної теореми, задовільно апроксимується нормальним розподілом. Для оцінки числових характеристик пошкоджуваності за n циклів, якщо відомі значення елементарних пошкоджу-

ваностей за кожен цикл навантаження, можна скористатися формулами для оцінки математичного очікування та вибіркової дисперсії

$$m = M[B]; \quad S^2 = D[B] = M[(B - m)^2].$$

Математичне очікування m_n і дисперсію S_n^2 накопиченої пошкоджуваності B_n^Σ можна визначити за формулами

$$m_n = \sum_{i=1}^n m_i = nm; \quad S_n^2 = \sum_{i=1}^n S_i^2 = nS^2, \quad (6)$$

де m , S^2 – середнє математичне очікування і дисперсія пошкоджуваності за цикл.

Щільність і функція розподілу сумарної пошкоджуваності визначаються як

$$f_{B_n^\Sigma}(B_n^\Sigma) = \frac{1}{\sqrt{2\pi n}S^2} \exp\left(-\frac{(B_n^\Sigma - nm)^2}{2nS^2}\right); \quad (7)$$

$$F_{B_n^\Sigma} = \Phi\left(\frac{B_n^\Sigma - nm}{\sqrt{n}S}\right). \quad (8)$$

Крім імовірнісних характеристик пошкоджуваності можна визначити і імовірнісні характеристики надійності деталі (конструктивного елемента) клапана, зокрема, імовірнісні характеристики числа циклів до граничного стану (руйнування) деталі. Для необоротних процесів умову руйнування можна записати у вигляді $B_n^\Sigma > B_0^\Sigma$, де B_0^Σ – граничний рівень пошкоджуваності деталі. Тоді, за заданому граничному ступені пошкоджуваності B_0^Σ , імовірність числа циклів до руйнування деталі клапана буде дорівнювати ймовірності перевищення накопиченою пошкоджуваністю B_n^Σ гранично припустимого рівня B_0^Σ :

$$F_n(n) = P_{\text{руйн}} = P(N < n) = P(B_n^\Sigma > B_0^\Sigma) = \int_{B_0^\Sigma}^{\infty} f_{B_n^\Sigma}(B_n^\Sigma) dB_n^\Sigma = 1 - \Phi\left(\frac{B_0^\Sigma - nm}{\sqrt{n}S}\right). \quad (9)$$

Аналогічно визначається й імовірність неруйнування деталі клапана:

$$P_{\text{неруйн}} = P(N > n) = P(B_n^\Sigma < B_0^\Sigma) = \int_{-\infty}^{B_0^\Sigma} f_{B_n^\Sigma}(B_n^\Sigma) dB_n^\Sigma = 1 - P_{\text{руйн}}. \quad (10)$$

Щільність розподілу чисел циклів до руйнування знаходиться диференціюванням виразу (9)

$$f_n(n) = \frac{dF_n(n)}{dn} = \frac{1}{\sqrt{2\pi n}S^2} \frac{B_0^\Sigma + nm}{2n} \exp\left(-\frac{(B_0^\Sigma - nm)^2}{2nS^2}\right). \quad (11)$$

Використовуючи відомі співвідношення [6], можна визначити ряд числових характеристик цього розподілу. Зокрема, вирази для математичного очікування, дисперсії і коефіцієнта варіації чисел циклів до досягнення критичного стану (руйнування) деталі клапана матимуть такий вигляд

$$m_{кр} = \int_0^{\infty} n f_n(n) dn = \frac{B_0^{\Sigma}}{m} + \frac{S^2}{2m^2}; \quad S_{кр}^2 = \frac{B_0^{\Sigma} S^2}{m^3} + \frac{5}{4} \frac{S^4}{m^4};$$

$$V_{кр} = \frac{S_{кр}}{m_{кр}} = \frac{S}{\sqrt{m}} \frac{\sqrt{B_0^{\Sigma} + \frac{5}{4} \frac{S^2}{m}}}{B_0^{\Sigma} + \frac{S^2}{2m}}. \quad (12)$$

Перші дві числові характеристики розподілу числа циклів деталі клапана до руйнування можна використовувати при ідентифікації процесу пошкоджуваності, якщо відома статистика відмов елементів клапана. Для цього проводиться оцінка $m_{кр}$ і $S_{кр}^2$ і, відповідно до методу моментів, визначаються характеристики процесу (послідовності) пошкоджуваності за формулами

$$m = \frac{P_0(4m_{кр} + \sqrt{m_{кр}^2 + 3S_{кр}^2})}{5m_{кр}^2 - S_{кр}^2};$$

$$S^2 = P_0^2 \frac{8m_{кр} + 2\sqrt{m_{кр}^2 + 3S_{кр}^2}}{5m_{кр}^2 - S_{кр}^2} \left(\frac{m_{кр}(4m_{кр} + \sqrt{m_{кр}^2 + 3S_{кр}^2})}{5m_{кр}^2 - S_{кр}^2} - 1 \right). \quad (13)$$

При відомих функції і щільності розподілу чисел циклів до руйнування (9), (11) можна також визначити інтенсивність відмов за формулою

$$\lambda_n(n) = \frac{f_n(n)}{1 - F_n(n)} = \frac{\frac{1}{\sqrt{2\pi n S^2}} \frac{B_0^{\Sigma} + nm}{2n} \exp\left(-\frac{(B_0^{\Sigma} - nm)^2}{2n S^2}\right)}{\Phi\left(\frac{B_0^{\Sigma} - nm}{\sqrt{n} S}\right)}. \quad (14)$$

Розглянемо методику визначення ресурсних характеристик деталей клапана на основі аналізу реальних процесів, які можна відстежувати в процесі експлуатації, на прикладі аналізу зміни ходу золотника клапана h від кількості циклів спрацьовування. В основу методики покладено систему рівнянь (1) – (14).

На першому етапі, на основі відомих методів статистичного аналізу, визначаються основні характеристики процесу «пошкоджуваності» (у нашому випадку – зменшення ходу золотника): математичне очікування, дисперсія та коефіцієнт кореляції між «пошкоджуваностями» блок-циклів, визначається також вид закону розподілу «пошкоджуваності» за цикл, кореляційна функція процесу пошкоджуваності та його граничне значення.

На другому етапі на основі цієї інформації проводиться моделювання процесів «пошкоджуваності» і накопленої пошкоджуваності до перетину останнім процесом граничних значень та визначення характеристик надійності – числа циклів до руйнування, на основі яких будуються гістограми та розраховуються числові та імовірнісні характеристики ресурсу клапана.

На рис. 8 і 9 наведено змодельовані характеристики процесу пошкоджуваності штока клапана (ходу золотника) в залежності від блок-циклів навантаження та гістограми емпіричного розподілу надійності штока клапана

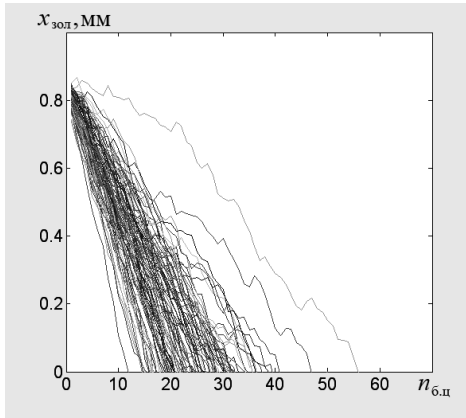


Рис. 8. Характеристики процесу пошкоджуваності штока клапана

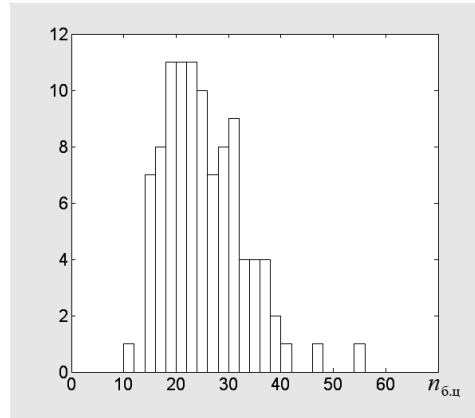


Рис. 9. Гістограма емпіричного розподілу надійності штока клапана

Застосування теорії імовірнісних моделей підсумовування пошкоджень [7] дозволяє визначити щільність розподілу (рис. 10) та функцію розподілу чисел циклів спрацьовування клапана до руйнування шийки штока (рис. 11).

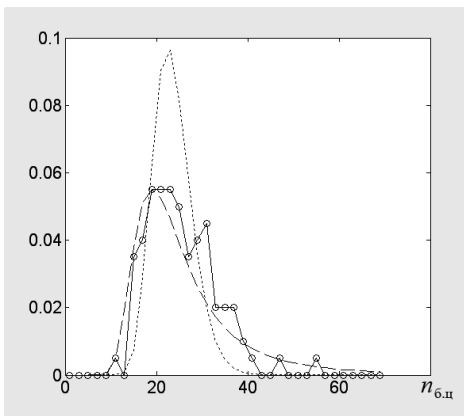


Рис. 10. Щільність розподілу чисел циклів до руйнування

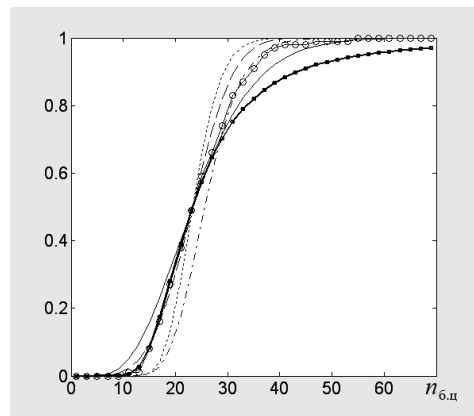


Рис. 11. Функції розподілу чисел циклів до руйнування

Аналіз результатів ресурсних випробувань клапана показали, що імпульсні навантаження, передані від повзуна (якоря) приводу розподіляються по обмежено малих поверхнях контактуючих деталей. Це призводить до місцевих динамічних напружень високого рівня. Останні, в сполученні з недостатньою стійкістю конструкційних матеріалів до їхнього впливу, служать причиною високої швидкості негативних змін технічного стану клапана.

Тому підвищення безвідмовності привода типу цього типу може бути забезпечена рахунок:

- удосконалення геометрії деталей і вузлів з метою збільшення площі контакту (або поперечного перерізу), зниження впливу концентраторів напруження;
- використання в кінематичному ланцюжку, що передає виконавче зусилля пристроїв демпфірування, які дозволяють розсіювати частину енергії ударного імпульсу;
- вибору конструкційних матеріалів, більш стійких до впливу циклічних ударних навантажень.

Результати досліджень впровадженні в ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування». Впровадження результатів проведених досліджень проводилось шляхом:

- удосконалення процесу розробки нових зразків електромагнітних клапанів для систем обладнання авіаційної і космічної техніки;
- впровадження в практику проектування методики прогнозування ресурсу малогабаритних електромагнітних клапанів на основі використання теорії накопичення пошкодженостей в критичному елементі клапана, що лімітує його ресурс;
- розробки низки конкретних науково обґрунтованих рекомендацій щодо удосконалення конструкції клапана.

Висновки:

1. На підставі проведених ресурсних випробувань визначено основні деградаційні процеси, що мають місце в елементах малогабаритного пневматичного клапана з двопозиційним електромагнітним приводом. Виявлено кореляційні залежності між розвитком деградаційних процесів і елементах клапана і зміною їх основних функціональних параметрів.
2. Встановлено критичний елементи клапана (шийка штока), що лімітує його ресурс.
3. Розроблено методику прогнозування ресурсу малогабаритних електромагнітних клапанів на основі використання теорії накопичення пошкодженостей в критичному елементі клапана, що лімітує його ресурс.
4. Результати досліджень впровадженні в ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування».

Список літератури

1. Кармугин Б.В. Современные конструкции малогабаритной пневмоарматуры / Б.В. Кармугин, В.Л. Кисель, А.Г. Лазебник. – К.: Техніка, 1980. – 295 с.
2. Хильчевский В.В. Надежность трубопроводной пневмогидроарматуры / В.В. Хильчевский, А.Е. Ситников, В.А. Ананьевский. – М.: Машиностроение, 1989. – 208 с.
3. Рыкунич Ю. Н. Изменение технического состояния контактирующих деталей электромагнитных клапанов при эксплуатации / Ю. Н. Рыкунич, А. Е. Ситников, Г. Й. Зайончковский, В. Ф. Лабунец // Вибрации в технике и технологиях. – 2003. – №3 (59). – С. 46 – 52.
4. Ситніков О.Є. Оцінювання і прогнозування ресурсу пневматичних клапанів з електромагнітним приводом / О.Є. Ситніков О.Є., О.Г. Кучер О.Г., Г.Й. Зайончковський, Я.Б. Федоричко Я.Б. // Промислова гідраліка і пневматики. – 2003. – №2. – С. 7–23.
5. Ситников А.Е. Прогнозирование изменения функциональных параметров клапанов с электромагнитным приводом при выработке ресурса / А.Е. Ситников, Я.Б. Федоричко, А.Г. Кучер, Г.Й. Зайончковський Г.Й., А.Ю Сухоруков. // Промислова гідраліка і пневматики. – 2004. – №3 (5). – С. 10–22.
6. Рикуніч Ю.М. Визначення параметричних запасів працездатності електромагнітних клапанів / Ю.М. Рикуніч, О.Є. Ситніков, Г.Й. Зайончковський // Промислова гідраліка і пневматика. – 2011. – №4 (34). – С. 50–54.
7. Рыкунич Ю.Н. Исследование по энергетическим критериям запасов работоспособности поляризованных двухпозиционных электромагнитных клапанов двигательных установок / Ю.Н. Рыкунич, А.Е. Ситников, Л.Г. Александров, Е.И. Барилук, Г.Й. Зайончковский // Вестник ФГУП «НПО им. С.А. Лавочкина». Космонавтика и ракетостроение. – 2013. – №4 (20). – С. 61–67.

8. Лозицкий Л.П. Стохастическая модель накопления повреждений в элементах конструкций авиадвигателей / Л.П. Лозицкий, А.Н. Ветров, А.Г. Кучер // Надежность и долговечность машин и сооружений: Межведомств. респуб. сб. научн. тр. – К.: Наукова думка. –1982. – Вып. 2. – С.7–10.

9. Кучер А.Г. Модель вероятностного суммирования повреждений при различных законах распределения повреждаемостей за полетный цикл // Надежность и долговечность деталей и узлов авиационной техники: Сб. науч. тр. – К.: КИИГА. – 1986. – С.41–44.

10. Рикуніч Ю.М. Деформація та руйнування стрижневої системи пневматичного електромагнітного клапана при циклічному ударному навантаженні / Ю.М. Рикуніч, О.Є. Ситніков, В.В. Астанін, Є.І. Бариліук, Г.Й. Зайончковський // Проблеми прочности. – 2014. – № 3 (429). – С. 65–76.

Стаття надійшла до редакції 19.10.2015

G. I. ZAIONCHKOVSKIY, E. I. BARILYUK, Y. B. FEDORICHKO

PREDICTING THE LIFESPAN OF COMPACT-SIZED VALVES WITH TWO-POSITIONED POLARIZED ELECTROMAGNETIC DRIVE

Using the evidence obtained from the conducted endurance test the authors had determined main degradation processes that take place inside the elements of compact-sized pneumatic valves with two-positioned electromagnetic drive. The correlation dependence was revealed, and it shows the connection between the progress of degradation processes and the change of valve main functional parameters. The authors had shown the critical valve elements that limit its lifespan. The forecasting methodic for the lifespan of compact-sized electromagnetic valves was created. The methodic is based on the theory of damage accumulation in the critical valve element. The results of the conducted research are implemented in the work process of PC «Kiev Central Design Bureau of Valves».

Key words: compact-sized pneumatic valve, lifespan, electromagnetic drive, wearing, damage accumulation, prediction

Зайончковський Геннадій Йосипович – д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри гідрогазових систем Національного авіаційного університету, evgenia_zay@mail.ru

Бариліук Євген Ігорович – аспірант Національного авіаційного університету, eu-gen.barilyuk@gmail.com.

Федоричко Ярослав Богданович – начальник відділу ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування», nadiynist@ckkba.kiev.ua