

УДК 622.753:622.648.24

Ю.М. РИКУНІЧ, генеральний директор ПАТ «КЦКБА», Київ

ВИЗНАЧЕННЯ ЗАПАСІВ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ПНЕВМАТИЧНИХ ЕЛЕКТРОМАГНІТНИХ КЛАПАНІВ

Запропонована методика визначення запасів працездатності пневматичних електромагнітних клапанів під час проектування, яка базується на прогнозуванні можливих змін технічного стану елементів і вузлів клапана під дією експлуатаційних навантажень під час виробітку ресурсу. Результати досліджень впроваджено в практику проектування малогабаритних пневматичних електромагнітних клапанів у ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування» (КЦКБА).

Ключові слова: електромагнітний клапан, запас працездатності, прогнозування, зміна технічного стану, ресурс, функціональний параметр, міцність, руйнування від втоми, енергетичний критерій.

Вступ

Розвиток сучасної авіаційної і космічної техніки (АКТ) вимагає суттєвого скорочення термінів розробки і впровадження нових виробів АКТ, що відповідають підвищеним вимогам до їх надійності і безвідмовності. Повною мірою ці вимоги відносяться до розробки малогабаритних електромагнітних клапанів (ЕМК) систем обладнання АКТ. Проте традиційні шляхи розробки ЕМК залишаються недостатньо ефективними й вже не відповідають вимогам часу. Потрібно впровадження нових, більш ефективних підходів до їх розробки. Один з таких підходів складається у використанні науково обґрунтованих методів визначення запасів працездатності клапанів на підставі прогнозування можливих експлуатаційних змін технічного стану малогабаритних ЕМК на етапі проектування. Це дозволяє ще на стадії ескізного проектування:

– виявляти ті експлуатаційні впливи на працездатність і надійність клапанів, для визначення яких при традиційному підході потрібно проведення довготривалих і витратних ресурсних випробувань;

– виявити експлуатаційні фактори та їх рівні, що найсуттєвіше впливають на зародження й розвиток деградаційних змін в конструктивних елементах і вузлах клапана;

– визначати елементи конструкції клапана, що лімітують його ресурс;

– своєчасно розробити конкретні заходи щодо вдосконалювання конструкції клапана й забезпечення необхідного рівня його надійності й безвідмовності під час експлуатації.

Таким чином можна зробити висновок, що використання науково обґрунтованих методів визначення запасів працездатності малогабаритних ЕМК систем обладнання АКТ під час проектування дає можливість реалізовувати значну частину заходів щодо вдосконалення конструкції клапана і забезпечення вимог до його надійності і безвідмовності ще на стадії розробки проектної документації. Це дозволяє істотно скоротити час і підвищити ефективність дослідно-конструкторських робіт по розробці сучасних малогабаритних електромагнітних клапанів систем обладнання АКТ. Цим обґрунтовується актуальність проведення даних досліджень.

Мета досліджень

Розробити науково обґрунтовану методику визначення під час проектування запасів працездатності пневматичних електромагнітних клапанів на підставі прогнозування можливих змін технічного стану деталей і вузлів клапанів та їх вихідних функціональних параметрів під час виробітку ресурсу.

Результати досліджень

Досвід проектування малогабаритних ЕМК систем обладнання АКТ показує, що до 70 % їх відмов в експлуатації пов'язані з виходом вихідних функціональних параметрів (ФП) клапанів за межі встановлених обмежень, а понад 30 % – унаслідок руйнування конструктивних елементів ЕМК, у більшості випадків стрижневих елементів рухомої системи (РС) їх електромагнітного приводу [1, 2]. Таким чином, для вибору запасів працездатності ЕМК на етапі проектування необхідно вирішення двох пов'язаних між собою задач: визначення параметричних запасів працездатності ЕМК за їх вихідними функціональними параметрами і визначення запасів утомної міцності конструктивних елементів клапана.

Алгоритм визначення запасів працездатності ЕМК, що проектується, наведено на рис. 1.

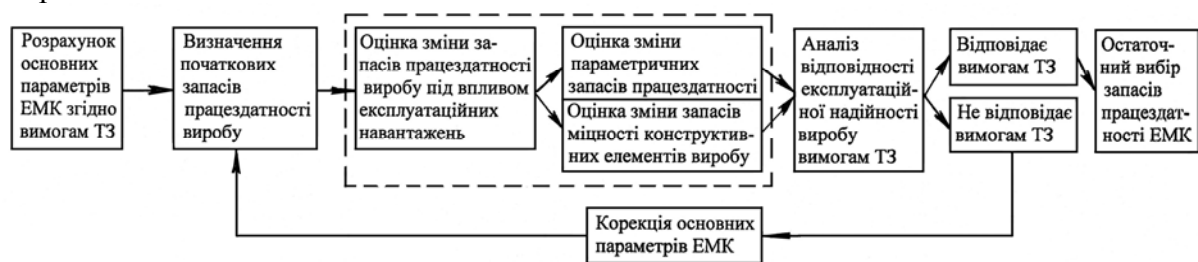


Рис. 1 – Алгоритм визначення запасів працездатності ЕМК на етапі проектування

Алгоритмом передбачається, що на початковій стадії проектування ЕМК на підставі вимог «Технічного завдання» (ТЗ) за типовими методиками проводиться розрахунок основних параметрів і характеристик проектованого виробу та визначаються початкові запаси його працездатності, що мають забезпечити необхідний рівень експлуатаційної надійності і безвідмовності клапана під час виробітку назначеного ресурсу.

Враховуючи досвід експлуатації клапанів-аналогів, а також результати ресурсних випробувань дослідних зразків виробу, що проектується, проводиться аналіз зміни запасів працездатності клапанів під впливом можливих експлуатаційних факторів (експлуатаційних навантажень). За результатами такого аналізу визначаються слабкі ланки проектованого виробу, що лімітують його ресурс, а також даються оцінки можливих експлуатаційних змін параметричних запасів працездатності виробу і змін запасів міцності його конструктивних елементів, особливо елементів, що лімітують ресурс виробу.

Оцінюється відповідність експлуатаційній надійності проектованого виробу вимогам ТЗ. Якщо прогнозований рівень експлуатаційної надійності проектованого виробу відповідає вимогам ТЗ стосовно нормованих показників надійності і безвідмовності, то приймається рішення щодо остаточного вибору його запасів працездатності. Якщо вимоги ТЗ стосовно нормованих показників надійності і безвідмовності не задовольняються, то проводиться корекція основних параметрів проектованого виробу, в тому числі параметрів і характеристик електромагнітного

приводу, параметрів конструктивних елементів клапана, що лімітує його ресурс. При необхідності вносяться відповідні зміни конструкційного матеріалу окремих деталей, технології їх виготовлення.

Для розробки методики визначення запасів працездатності пневматичних ЕМК як об'єкт досліджень було вибрано пневматичний клапан з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом розробки ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування» (КЦКБА), конструктивну схему якого наведено на рис. 2.

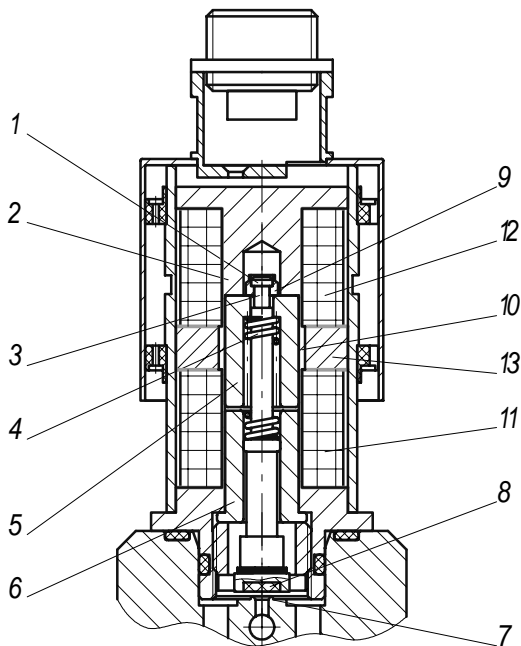


Рис. 2 – Конструктивна схема клапана з двопозиційним електромагнітним приводом:
 1 – головка штока; 2 – корпус електромагніта;
 3 – шток; 4 – буферна пружина;
 5 – повзун (якір); 6 – нижній стоп;
 7 – сідло; 8 – золотник; 9 – стопорна шайба;
 10 – трубка розподільна; 11 – обмотка закриття;
 12 – обмотка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

основних функціональних параметрів було проведено спеціальні ресурсні випробування зразків виробу у їх штатному виконанні до їх повної відмови.

В процесі випробувань періодично, через кожні 20 тис. циклів спрацьовування, що складали один блок-цикл, контролювалися основні функціональні параметри клапанів (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 клапанів і визначався хід золотника $x_{\text{зол}}$. Були зроблені фотографії деталей клапанів після відмови, а також проведені дослідження поверхонь контактів та місць руйнувань механічних елементів клапана.

Результати дефекації деталей і вузлів клапана показали, що в процесі виробітку ресурсу під дією експлуатаційних навантажень має місце наступні зміни технічного стану елементів рухомої частини електромагнітного приводу ЕМК:

– викрашування внаслідок утоми торцевих поверхонь контакту повзуна 5 і стопорної шайби 9 (див. рис. 1), що призводить до зміни їх взаємного положення;

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 перегрівается і не знаходиться тривалий час під напругою;
- не боїться випадкових збоїв в подачі електроживлення, зберігаючи задане положення клапана в знеструмленому стані.

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

Для оцінки експлуатаційних змін технічного стану клапанів цього типу та їх

- зміна форми стопорної шайби 9 і головки штока 3 внаслідок накопичення однобічних пластичних деформацій, зміна їх взаємного положення та накопичення втомних мікропошкоджень у матеріалі шийки штока 3;
- деградація рельєфу контактної поверхні повзуна 5 і верхнього стопа 2;
- створення канавки на поверхні гумового ущільнення золотника 8 внаслідок ударного циклічного контактування золотника 8 і сідла 7;
- деградація торцевих поверхонь контакту повзуна 5 і нижнього стопа 6;
- зношування хімікелевого покриття поверхонь повзуна 5 і розподільної трубки 10.

Суттєво змінюється положення повзуна 5 відносно шайби 9 і штока 3 внаслідок виробки кільцевої канавки на торцевій поверхні повзуна (c'') та пластичної деформації деталей 3 і 9 на величину c' (рис. 3), 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 встановлювального і робочого зусилля пружини.

Накопичення утомних мікродоформаций у матеріалі штока призводить після певної кількості спрацьовувань клапана до руйнування шийки штока і повної відмови ЕМК. Гістограму емпіричного розподілу числа відмов клапана унаслідок руйнування шийки штока від числа блок-циклів напрацювання наведено на рис. 4.

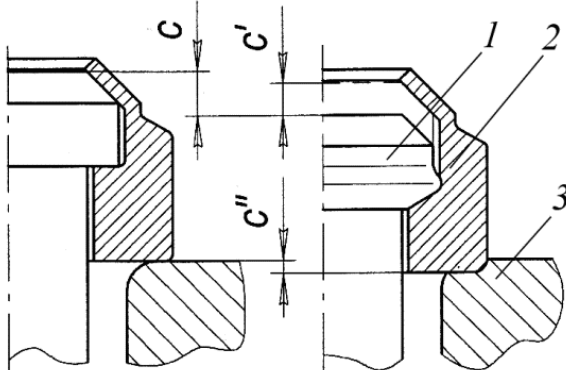


Рис. 3 – Зміна взаємного положення стопорної шайби, голівки штока і повзуна унаслідок їх деформацій під впливом експлуатаційних навантажень:

1 – голівка штока; 2 – стопорна шайба; 3 – повзун

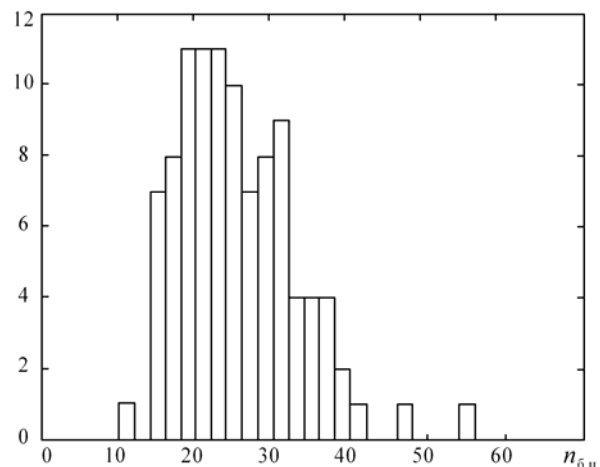


Рис. 4 – Гістограма емпіричного розподілу числа відмов клапана унаслідок руйнування шийки штока від числа блок-циклів напрацювання

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

Встановлено, що для ЕМК з двопозиційним електромагнітним приводом в процесі виробітку ресурсу має місце певне зменшення напруги $U_{\text{відкр}}$ і час $t_{\text{відкр}}$ відкриття клапану, певне збільшення напруги $U_{\text{закр}}$ і час $t_{\text{закр}}$ закриття і суттєве зменшення ходу $x_{\text{зол}}$ золотника клапана (рис. 5) за рахунок 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). При

зменшенні величини $x_{\text{зол}}$ до критичної (0,1 мм) має місце відмова клапана внаслідок його не відкриття.

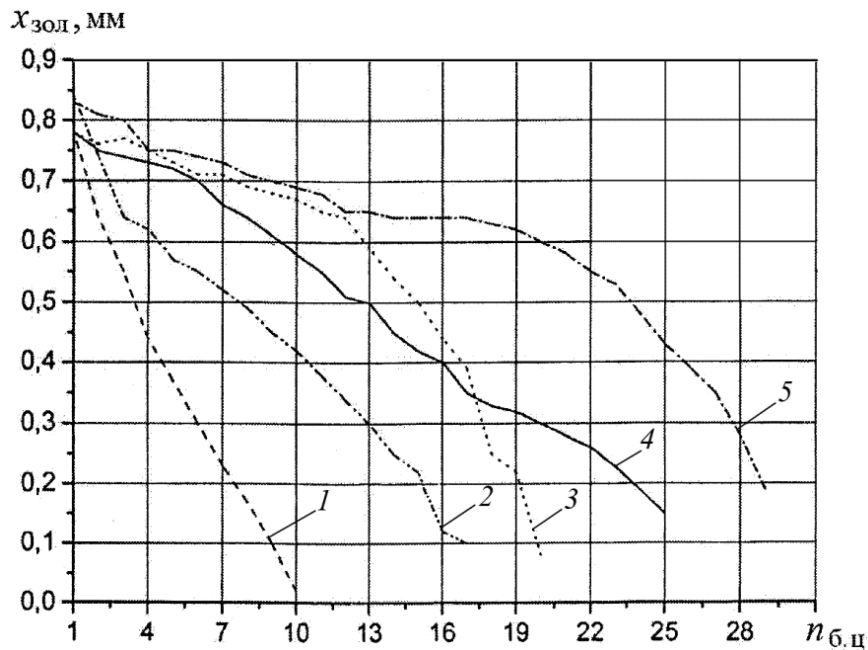


Рис. 5 – Залежності зміни ходу золотника п'яти зразків ЕМК від кількості блок-циклів напрацювання (1 блок-цикл = 20000 циклів): 1, 2, 3, 4, 5 – номери дослідних зразків клапана

Отримані експериментальні залежності були покладені в основу інженерної методики прогнозування експлуатаційних змін функціональних параметрів ЕМК даного типу в процесі виробітку ресурсу [3]. Подальшим розвитком цієї методики стала розробка методики визначення і наукового обґрунтування параметричних запасів працездатності малогабаритних ЕМК та запасів утомної міцності їх елементів, розроблена і впроваджена в практику проектування в ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування» (КЦКБА).

Визначення параметричних запасів працездатності ЕМК. Припустимо, що процес функціонування ЕМК описується функціональними параметрами $y_1, y_2, \dots, y_i, \dots, y_x$ і для кожного з них в ТЗ визначені допустимі межі $[y_1]^{ТЗ}, [y_2]^{ТЗ}, \dots, [y_i]^{ТЗ}, \dots, [y_x]^{ТЗ}$.

Під запасом працездатності клапана за y_i -м ФП будемо розуміти різницю $\Delta y_i^{зн}(t)$ між нормованим за ТЗ значенням i -го параметру $[y_i]^{ТЗ}$ і його реалізацією $\hat{y}_i(t)$ у момент наробітку t , тобто $\Delta y_i^{зн}(t) = [y_i]^{ТЗ} - \hat{y}_i(t)$ у разі обмеження параметра зверху або $\Delta y_i^{зн}(t) = \hat{y}_i(t) - [y_i]^{ТЗ}$ у разі обмеження параметра знизу.

Під коефіцієнтом запасу працездатності клапана за y_i -м ФП $\eta_{y_i}(t)$ розуміють співвідношення між нормованим за ТЗ значенням y_i -го ФП $[y_i]^{ТЗ}$ і його реалізацією $\hat{y}_i(t)$ у момент наробітку t , тобто $\eta_{y_i}(t) = [y_i]^{ТЗ} / \hat{y}_i(t)$ у разі обмеження параметра зверху або $\eta_{y_i}(t) = \hat{y}_i(t) / [y_i]^{ТЗ}$ у разі обмеження параметра знизу.

Необхідно визначити на етапі проектування ЕМК такі значення запасів працездатності за його вихідними ФП $\Delta y_{i0}^{зн}(t_0)$ та відповідних коефіцієнтів запасу

працездатності $\eta_{y_{i0}}(t_0)$, що забезпечили би протягом усього періоду експлуатації клапана перебування ФП у межах допустимої області із заданою ймовірністю $[P_{y_i}]^{\Gamma_3}$.

Визначення параметричних запасів працездатності ЕМК за змінами їх основних функціональних параметрів будується на ймовірнісних оцінках можливості виходу ФП клапана за доступні межі в будь-який довільний момент експлуатації. При цьому необхідно вирішення цієї задачі для двох випадків обмеження y_i -го ФП клапана: зверху й знизу.

Приймаємо наступні припущення:

– зміна ФП $y_i(t)$ клапана протягом періоду його експлуатації являє собою випадковий процес із нормальним розподілом;

– зміна детермінованої основи (математичного очікування) y_i -го ФП $m_{y_i}(t)$ може бути представлена монотонно-зростаючої (чи монотонно-спадною) степеневою функцією від наробітку t виду $m_{y_{iN}}(t) = m_{y_{i0}}(t_0) + ct^\alpha$ або в залежності від кількості блок-циклів спрацьовування $n_{\text{б.ц}}$ виду $m_{y_{iN}}(n_{\text{б.ц}}) = m_{y_{i0}} + kn_{\text{б.ц}}^\beta$, де c і k – коефіцієнти, що визначають швидкість зміни математичного очікування $m_y(t)$ y_i -го ФП відповідно від наробітку t або блок-циклів спрацьовування клапана $n_{\text{б.ц}}$; α , β – відповідні коефіцієнти степеневої функції; окремим випадком степеневої функції за $\alpha = 1$ (чи $\beta = 1$) розглядається лінійний закон зміни математичного очікування параметра $m_{y_i}(t)$ y_i -го ФП;

– закон розподілу y_i -го ФП в кожному t_i -му перерізі процесу експлуатації не змінюється протягом заданого наробітку.

Для обґрунтування першого припущення було проаналізовано результати приймально-здавальних та ресурсних випробувань електромагнітних клапанів різних типів (з різними електромагнітними приводами) розробки КЦКБА. Дослідження масивів отриманих значень ФП ЕМК із застосуванням критеріїв згоди Персона і Колмогорова дало можливість установити, що розподіл значень більшості ФП підкоряється нормальному закону, так як коефіцієнти їх варіації не перевищують значення $v = 0,3$ [1, 2].

У разі обмеження y_i -го ФП клапана зверху (або знизу) оцінка імовірності безвідмовної роботи ЕМК за змінами їх ФП може бути одержана з «рівняння зв'язку»:

$$P_{y_i}(t, n) = F(u_{y_i});$$

$$u_{y_i} = ([y_i]_{\text{в}}^{\Gamma_3} - m_{y_{in}}) / \hat{S}_{y_{in}} = \frac{[y_i]_{\text{в}}^{\Gamma_3} - m_{y_{in}}}{m_{y_{in}} v_{y_{in}}}, \text{ якщо } y_i \leq [y_i]_{\text{в}}^{\Gamma_3}$$

або

$$u_{y_i} = (\bar{y}_{i_n} - [y_i]_{\text{н}}^{\Gamma_3}) / \hat{S}_{y_{in}} = \frac{\bar{y}_{i_n} - [y_i]_{\text{н}}^{\Gamma_3}}{\bar{y}_{y_{in}} v_{y_{in}}}, \text{ якщо } y_i \leq [y_i]_{\text{н}}^{\Gamma_3},$$

де $F(\cdot)$ – знак функції нормованого нормального розподілу; u_{y_i} – квантиль розподілу y_i -го параметра; $m_{y_{in}}$, $\hat{S}_{y_{in}}$ та $v_{y_{in}}$ – вибіркові оцінки математичного очікування, середнього квадратичного відхилення і коефіцієнта варіації y_i -го ФП клапана після $n_{\text{б.ц}}$ блок-циклів відпрацювання.

Одержано наступні аналітичні вирази для визначення коефіцієнтів запасів параметричної працездатності клапана за його y_i -го ФП для початкового технічного стану виробу:

– у разі обмеження y_i -го ФП зверху

$$\eta_{y_{i0}} = 1 + [u_{y_i}]^{\Gamma_3} (v_{y_{i0}} + \Delta v_{y_{in}}) + \frac{[y_i]^{\Gamma_3} (m_{y_{in}} - m_{y_{i0}})}{m_{y_{i0}} m_{y_{in}}}; \quad (1)$$

– у разі обмеження y_i -го ФП знизу

$$\eta_{y_{i0}} = \frac{1}{1 - [u_{y_i}]^{\Gamma_3} \cdot v_{y_{in}}} + \frac{k_{y_i} n_{б.ц}^{\beta}}{[y_i]^{\Gamma_3}}. \quad (1a)$$

Таким чином, для визначення параметричного коефіцієнта запасу $\eta_{y_{i0}}$ за y_i -м ФП клапана на етапі проектування необхідні наступні статистичні дані:

– відомості про вихідне значення математичного очікування $m_{y_{i0}}$ й коефіцієнта варіації $v_{y_{i0}}$;

– дані щодо прогнозованих значень $m_{y_{in}}$ та $v_{y_{in}}$ у перерізі процесу, що відповідає наробітку $n_{б.ц}$;

– відомості про характер зміни ФП із наробітком $m_{y_{in}} = f(n_{б.ц})$.

Ці необхідні статистичні дані визначаються на підставі узагальнення досвіду експлуатації клапанів-аналогів, а також за результатами ресурсних випробувань дослідних зразків клапана, що проектується.

Визначені за розробленим підходом параметричні запаси працездатності ЕМК дозволяють обґрунтувати на етапі проектування необхідні вихідні значення y_{i0} параметрів проектного клапана перед початком регулярної експлуатації з урахуванням вимог ТЗ щодо експлуатаційної надійності виробу.

Визначення запасів утомної міцності механічних елементів ЕМК, що лімітують їх ресурс. Експериментальні ресурсні випробування ЕМК показали, що критичним елементом ЕМК з двопозиційним електромагнітним приводом є стрижневий елемент – шток рухомої частини електромагнітного приводу клапана, який працює в умовах значних імпульсних циклічних навантажень.

В роботі [4] показано, що для таких випадків навантаження доцільно використовувати енергетичні критерії оцінки працездатного стану стрижневих елементів ЕМК. Встановлено, що процес накопичення ушкоджень від утомленості в елементах ЕМК з двопозиційним електромагнітним приводом, які зазнають значних динамічних циклічних навантажень, безпосередньо пов'язаний з величиною питомої кінетичної енергії переміщення рухомої системи приводу E_k^{PC} .

При спрацьовуванні клапана певна частина кінетичної енергії рухомої системи електромагнітного приводу ЕМК переходить у потенційну енергію деформації конструкційного матеріалу штока, а решта кінетичної енергії розсіюється унаслідок тертя або у спеціально встановленому демпфувальному елементі. Зі збільшенням кількості спрацьовувань ЕМК кількість таких переходів частини кінетичної енергії рухомої системи клапана у потенційну енергію деформації матеріалу штока зростає, що при певному наробітку призводить до руйнування шийки штока від утоми. Таким чином, з енергетичної точки зору умовою не руйнування шийки штока під час виробітку ресурсу клапана буде нерівність

$$E_k^{PC} (1 - K_{роз}) n_{б.ц} < E_{ккр}^{\Sigma}, \quad (2)$$

де E_k^{PC} – питома кінематична енергія рухомої системи електромагнітного приводу клапана, яка у першому наближенні може бути визначена як $E_k^{PC} = \frac{mV_{сер}^2}{2} / f_{шт\min}$; m – маса рухомої системи приводу; $V_{сер}$ – середня швидкість переміщення штока; $f_{шт\min}$ – мінімальна площа поперечного перетину штока (площа поперечного перетину шийки штока); $K_{роз}$ – коефіцієнт розсіювання кінетичної енергії, що залежить від кінетичної схеми рухомої системи електромагнітного приводу і наявності в ньому елемента демпфування; $n_{б.ц}$ – кількість блок-циклів спрацьовування клапана; $E_{ккр}^{\Sigma}$ – критичне значення накопиченої в конструкційному матеріалі штока енергії деформації, що призводить до руйнування шийки штока.

Середня швидкість переміщення штока $V_{сер}$ у першому, достатньому для інженерних розрахунків наближенні може бути визначена як $V_{сер} = h/\tau$, де h – переміщення штока клапана при його спрацьовуванні; τ – час спрацьовування клапана.

З виразу (2) можна визначити критичне значення питомої кінетичної енергії рухомої системи електромагнітного приводу клапана $E_{ккр}^{PC}$, перевищення якого для даного конструкційного матеріалу штока призводить до його руйнування:

$$E_{ккр}^{PC} = \frac{E_{ккр}^{\Sigma}}{(1 - K_{роз}) n_{б.ц}}.$$

Значення $E_{ккр}^{PC} = f(n_{б.ц})$ буде залежить від кількості спрацьовувань клапана і являє собою параболу. Збільшення коефіцієнту розсіювання $K_{роз}$ за рахунок введення у рухому систему електромагнітного приводу клапана спеціального елемента демпфірування робить цю параболу більш пологою і збільшує кількість можливих спрацьовувань клапана до руйнування його стрижневого елемента (штока).

Критичний рівень кінетичної енергії рухомої система даної конструкції ЕМК і відповідний йому критичний рівень накопиченої в стрижневому елементі клапана потенційної енергії руйнування визначався експериментально. На рис. 6 наведено експериментально отримані залежності кількості циклів напрацювання ЕМК до руйнування їх штоків, виготовлених зі сталі 08X18N10T, від рівня питомої кінетичної енергії рухомої частини електромагнітного приводу клапана (аналогічні залежності отримано і для інших конструкційних матеріалів, що використовуються для виготовлення стрижневих елементів ЕМК). Використовуючи отримані залежності для кожного рівня питомої кінетичної енергії рухомої частини електромагнітного приводу клапана $E_{к_i}^{PC}$ можна визначити граничну кількість спрацьовувань n_{p_i} клапана, перевищення якої може призвести до руйнування штока клапана від втоми. При цьому слід зауважити, що на кожному рівні $E_{к_i}^{PC}$ значення n_{p_i} мають природне розсіювання, яке визначається середнім квадратичним відхиленням S_{n_p} .

Для запобігання руйнуванню стрижневих елементів клапанів під час виробітку ресурсу необхідно, щоб робоча точка, яка визначається співвідношенням питомої кінетичної енергії рухомої частини клапана E_k^{PC} і визначеною за ТЗ або за технічними умовами (ТУ) необхідною кількістю циклів спрацьовувань в процесі експлуатації

$[n_{ц}]^{Г3}$, знаходилася нижче залежностей, наведених на рис. 6. Збільшення ресурсу стрижневих елементів клапана може бути досягнуто як за рахунок зменшення кінетичної енергії рухомої частини електромагнітного приводу клапана, так і за рахунок удосконалення його конструкції, введення демпфувального елемента у рухому частину електромагнітного приводу клапана.

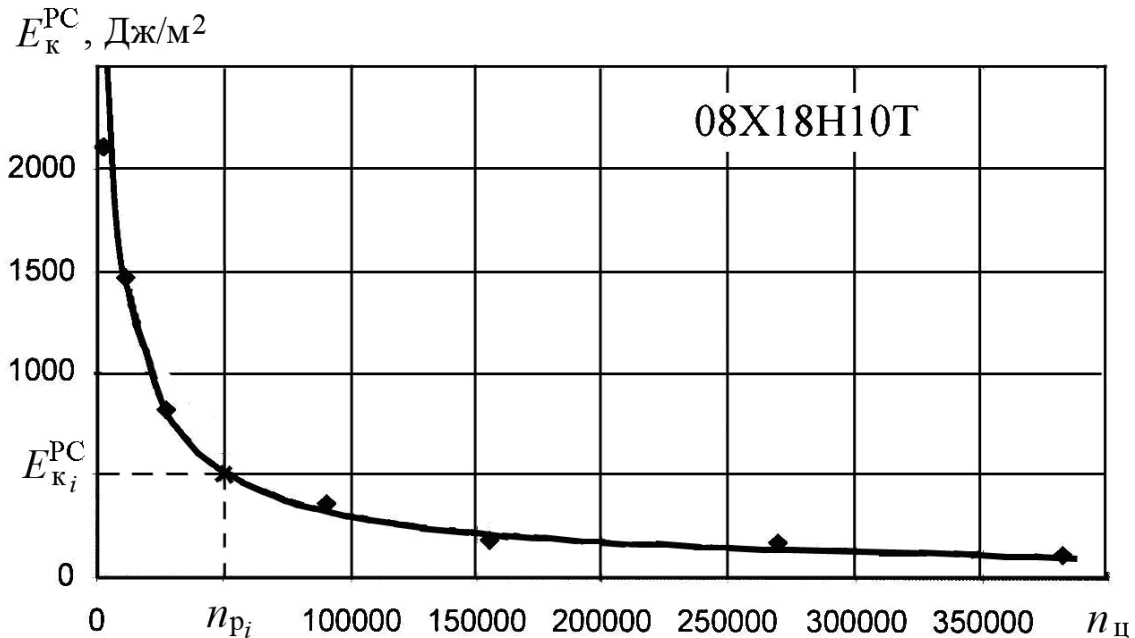


Рис. 6 – Залежності напрацювання до руйнування штока ЕМК від рівня питомої енергії переміщення рухомої частини електромагнітного приводу клапана

Визначимо запас працездатності стрижневого елемента ЕМК (штока) за критерієм питомої кінетичної енергії рухомої системи електромагнітного приводу клапана η_E як співвідношення

$$\eta_E = \frac{(E_k^{PC})_{n_p}}{(E_k^{PC})_0},$$

де $(E_k^{PC})_{n_p}$ – експериментально визначена для даного конструктивного виконання клапана критична величина питомої кінетичної енергії електромагнітного приводу ЕМК, для якого при напрацюванні n_p має місце руйнування його стрижневого елемента; $(E_k^{PC})_0$ – питома кінетична енергія рухомої системи електромагнітного клапана при нульовому наробітку (нового клапана).

Припускаючи, що величини $(E_k^{PC})_0$ і $(E_k^{PC})_{n_p}$ мають розподіли, близькі до нормального, а їх середньоквадратичні відхилення мало відрізняються між собою, можна вважати, що і їх коефіцієнти варіації теж будуть мало відрізнятися між собою, тобто $v_{(E_k^{PC})_0} \approx v_{(E_k^{PC})_{n_p}} \approx v_{E_{k0}} = \text{const}$. З урахуванням цього припущення отримано наступну аналітичну залежність для визначення на етапі проектування запасів міцності від утоми стрижневих елементів ЕМК з двопозиційним електромагнітним приводом

$$\eta_E \approx 1,414[u]^{Г3} \cdot v_{E_{k0}} + 1, \quad (3)$$

де $[u]$ – квантиль нормального розподілу; $v_{E_{k0}}$ – коефіцієнт варіації параметра $(E_k^{PC})_0$ в початковому перетині процесу.

Якщо величини $(E_k^{PC})_0$ і $(E_k^{PC})_{np}$ мають розподіли, що відрізняються від нормального (наприклад, логарифмічно-нормальний закон, якому часто відповідають статистичні розподіли довговічності конструктивних матеріалів при руйнуваннях від втоми [5]), то коефіцієнт запасу η_E може бути визначено за формулою

$$\eta_E \approx k_\chi \left(1,414[u]^{T^3} \cdot v_{E_{k0}} + 1 \right), \quad (3a)$$

де k_χ – поправковий коефіцієнт, що враховує відміну закону розподілу величин $(E_k^{PC})_0$ і $(E_k^{PC})_{np}$ від нормального.

Значення коефіцієнта k_χ визначаються на підставі ресурсних випробувань клапанів-аналогів і уточнюються за результатами експериментальних досліджень дослідних зразків клапана, що проектується.

Для визначення рівня питомої кінетичної енергії переміщення рухомої системи ЕМК, що проектується, який забезпечує потрібну імовірність неруйнування стрижневого елемента ЕМК під час виробітку ресурсу, рекомендуються наступні аналітичні залежності:

$$(E_k^{PC})_0 = \frac{(E_k^{PC})_{np}}{1,414[u]^{T^3} \cdot v_{E_{k0}} + 1} \quad \text{або} \quad (E_k^{PC})_0 = \frac{(E_k^{PC})_{np}}{k_\chi (1,414[u]^{T^3} \cdot v_{E_{k0}} + 1)}.$$

Представлені вище теоретичні основи визначення запасів працездатності пневматичних електромагнітних клапанів були покладені в основу розробленого стандарту підприємства СТУ КЦКБА–273:2012 «Методика розрахунку запасів працездатності електромагнітних клапанів при проектуванні».

Висновки

1 Запропоновано алгоритм визначення запасів працездатності ЕМК на етапі проектування, який враховує особливості зміни технічного стану клапанів в процесі виробітку ресурсу.

2 Отримані аналітичні вирази (1) і (1a) для визначення запасів працездатності за їх функціональними параметрами, реалізація яких забезпечує з необхідною ймовірністю не вихід функціональних параметрів клапана за межі встановлених обмежень в процесі виробітку ресурсу.

3 Отримана аналітичні залежності (3) і (3a) для визначення коефіцієнту запасу втомної міцності стрижневих елементів ЕМК з двопозиційним електромагнітним приводом, які ґрунтуються на залежності кількості спрацьовувань клапана до руйнування його стрижневого елемента (штока) від питомої кінематичної енергії рухомої системи електромагнітного приводу.

4 Для різних конструкційних матеріалів експериментальним шляхом визначено залежності кількості циклів напрацювання ЕМК з двопозиційним електромагнітним приводом до руйнування його стрижневого елемента від рівня питомої енергії переміщення рухомої системи приводу.

5 Результати досліджень впроваджені у виробництва у вигляді розробки стандарту підприємства СТУ КЦКБА–273:2012 «Методика розрахунку запасів працездатності електромагнітних клапанів при проектуванні».

Список литературы: 1. Хильчевский, В.В. Надежность трубопроводной пневмогидроарматуры [Текст] / В.В. Хильчевский, А.Е. Ситников, В.А. Ананьевский. – М.: Машиностроение, 1989. – 208 с. 2. Ситников, А.Е. Отказы электромагнитных клапанов [Текст] / А.Е. Ситников // Вестник Национального технического университета Украины «Киевский политехнический институт». Машиностроение. – Вып. 42., Т. 2. – К.: НТУУ «КПИ», 2002. – С. 46-49. 3. Ситников, А.Е. Прогнозирование изменения функциональных параметров клапанов с электромагнитным приводом при выработке ресурса [Текст] / А.Е. Ситников, Я.Б. Федоричко, А.Г. Кучер, Г.И. Зайончковский, А.Ю. Сухоруков // Промислова гідраліка і пневматика. – 2004. – №3 (5). – С. 10-22. 4. Рикуніч, Ю.М. Оцінка утомленості елементів конструкції клапанів з електромагнітним приводом у разі циклічного імпульсного навантаження [Текст] / Ю.М. Рикуніч, О.Є. Ситніков, О.Г. Кучер, Г.Й. Зайончковський // Промислова гідраліка і пневматика. – 2009. – № 2 (24). – С. 61-65. 5. Комаров, А.А. Надежность гидравлических устройств самолетов [Текст] / А.А. Комаров. – М.: Машиностроение, 1976. – 224 с.

Надійшла до редколегії 20.09.13

УДК 622.753:622.648.24

Визначення запасів працездатності пневматичних електромагнітних клапанів [Текст] / Ю.М. Рикуніч // Вісник Н

ТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 1(1044). – С. 110-120. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

Предложена методика определения запасов работоспособности пневматических электромагнитных клапанов при проектировании, которая базируется на прогнозировании возможных изменений технического состояния элементов и узлов клапана под действием эксплуатационных нагрузок во время отработки ресурса. Результаты исследований внедрены в практику проектирования малогабаритных пневматических электромагнитных клапанов в ПАО «Киевское центральное конструкторское бюро арматуростроения».

Ключевые слова: электромагнитный клапан, запас работоспособности, прогнозирование, изменение технического состояния, функциональный параметр, прочность, разрушение от усталости, энергетический критерий.

This article highlights the methodic for determining the work efficiency reserves during the designing of pneumatic electromagnetic valves. This methodic is based on predictions of possible changes of technical condition of the valve elements under workload. Practical recommendations for increasing of work efficiency for this type of valves were created and introduced at JSCB «Kiev Central Design Bureau of Valves». Local standard «Methods of efficiency calculations for electromagnetic valves during design process» was created.

Keywords: Solenoid Valve, two-position electromagnetic drive, degradation processes, friction, wear, fatigue, resource reliability.