

ПОБУДОВА МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ДІАГНОСТУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО
СТАНУ СИЛОВИХ АГРЕГАТІВ

С.В. Білодієнко, Г.М. Біліченко, А.В. Яцуба

Національна металургійна академія України

Abstract. For efficient maintenance of power mechanical units it is necessary to solve the problem of combining the individual parameters of the reliability of the elements to obtain the reliability of the technical system. An example of a study of working capacity plunger pumps demonstrated a diagnostic algorithm, which was constructed on the basis of the safety index method. **Key words:** technical condition, plunger pump, lifetime.

Проблема об'єднання індивідуальних показників надійності елементів для отримання надійності силової системи. Ресурс як напрацювання до граничного стану може вимірюватися в різних одиницях, оцінюватися з різною ймовірністю в залежності від етапу життєвого циклу об'єкта. У сучасній теорії технічного обслуговування граничний стан визначається моментом переходу системи в відповідну фазу технічного стану, облік кількості яких має тенденцію до збільшення [1]. Така ж тенденція спостерігається і в частині врахування кількості пошкоджуючих процесів, що впливають на систему. Все це показує, що ресурсні показники самі по собі стали носити комплексний характер. Актуальність їх застосування висловилося в появі напрямку під назвою ресурсна механіка машин (PMM-lifetime mechanics of machines) [2].

Слід визнати, що сам термін поки не набув широкого поширення, чого не скажеш про вивчення ресурсних властивостей механічної системи, якому присвячено цей науковий напрям. Термін РММ став застосовуватися в кінці 20 століття як реакція на кризу в загальній теорії надійності, який проявився в годі світової енергетичної кризи і став відчутний на тлі спаду виробництва в СРСР. Скепсис щодо надійності як науки був обумовлений пануванням в ній математико-статистичних методів, які розроблені, в першу чергу, для електронних систем з великим числом паралельно працюючих елементів, схильних до раптових відмов. Для силових механічних систем, що представляють, переважно, послідовну структурну схему елементів, що піддаються поступового впливу деградаційних процесів різного походження зазначені методи погано адаптовані. У такій ситуації доцільно використовувати імовірно -фізичні методи, що враховують природу ушкоджують процесів [1].

На стадії проектування сучасні методи конструювання дозволяють ефективно прогнозувати ресурс, отримавши функцію розподілу довговічності деталей. Об'єднання цих даних в показники надійності всього об'єкта за допомогою відомих рішень (правило множення безвідмовностей, формула ланцюга і т.ін.) веде до надмірного зменшення надійності системи. Експериментальне знаходження показників надійності всієї системи шляхом її випробувань дає можливість скорегувати відомі рішення або ж зовсім обійтися без них. Але подібні випробування коштовні і трудомісткі в порівнянні з оцінкою працездатності окремих елементів.

Невдачі процедур об'єднання окремих імовірнісних показників в надійність системи фахівці пов'язують з ігноруванням факту взаємовпливу елементів, втім, не пояснюючи детально, в чому він полягає. Принцип об'єднання індивідуальних ризиків елементів в ризик всієї системи позбавлений недоліків об'єднання окремих безвідмовностей. Багато в чому це пояснюється тим, що ймовірності відмов ранжуються за допомогою їх значимостей. Одним з факторів для призначення останніх є тяжкість відмови. Другим чинником, що сприяє успішному об'єднанню індивідуальних ризиків є ресурсна трактування ймовірності відмови, при якому вона встановлюється при порівнянні пари наробіток n_{Σ} - довговічність n_0 . Завдяки цьому гармонізується оцінка показників безпеки при відмовах раптового і поступового типів,

обумовлених будь-якими деградаційних процесів. В результаті розвитку ресурсного підходу розроблений метод індексу безпеки β_R , який являє собою логарифм гарантованого запасу довговічності [1]. Величина β_R є однозначним діагностичним параметром, який визначається за допомогою контролю напрацювання.

Надані дослідження мають за мету розробку діагностичного алгоритму на основі ресурсного підходу для силових агрегатів на прикладі аксіально-плунжерних насосів.

Алгоритм пошуку функцій розподілу довговічностей для параметричних моделей.

Як відомо, кінетичні моделі для прогнозування показників технічного стану можна поділити на два різновиди: параметричні та ресурсні [1]. Вони відрізняються тим, що для перших спочатку встановлюється кінетика деградаційного процесу, після чого можна встановити ресурс (довговічність) об'єкта. Для ресурсних моделей спочатку визначається довговічність, а потім вже можна задати певну траєкторію накопичення пошкоджень. Для таких моделей притаманно знаходження функцій розподілу довговічностей (ФРД), алгоритми пошуку яких мають певні загальні ознаки. Для параметричних моделей первісно встановлюються граничні рівні діагностичних параметрів Y_0 та $[Y]$, а форма зміни у часі поточного значення параметрів $y(t)$ віднаходиться, як правило, в процесі експлуатації. Оцінка технічного стану відбувається через порівняння значень $[Y]$ та y_j , а прогнозування ресурсу на практиці, в загальному, може не впроваджуватися. Хоча така можливість є. Вона використовується при встановленні упереджувальних допусків за параметром ΔY і за ресурсом Δt . Завдяки цьому можна визначати поміжінспекційний інтервал δ_j , який залежить від обраної імовірності безвідмовної роботи (ІБР), та від варіативності процесу $y(t)$, що оцінюється через середньоквадратичне відхилення (СКВ) поточного параметру S_y .

На практиці більш інформативно контролювати швидкість (інтенсивність) деградаційного процесу V_y та її коефіцієнт варіації v_V , який дорівнює коефіцієнту варіації діагностичного параметру v_y . Для обраної ІБР P (із квантилем $u_P > 0$), при відомих величинах граничних Y_0 і початкових y_0 параметрів, визначених значеннях середньої швидкості \bar{V} разом з її СКВ S_V ресурс складає:

$$T_P = \frac{Y_0 - y_0}{\bar{V} + u_P \cdot S_V}. \quad (1)$$

Якщо прийняти позначення $\alpha = \frac{Y_0 - y_0}{S_V}$, $\beta = \frac{1}{v_V}$, то можна отримати ФРД у неявній формі [3]:

$$T_P = \frac{\alpha}{u_P + \beta}. \quad (2)$$

Прямолінійність графіка свідчить про можливість апроксимації ФРД нормальним законом. Такий факт спостерігається при параметрах $\beta > (4-5)$, що відповідає коефіцієнтам варіації швидкості деградаційного процесу $v_V < (0.2-0.25)$. Такі значення притаманні стаціонарним процесам. Явна форма ФРД для цієї ситуації буде така:

$$T_P = \bar{T} \pm S_T \cdot u_P. \quad (3)$$

Враховуючи (2), маємо медіанну довговічність

$$\bar{T} = \alpha \cdot v_{V(y)}, \quad (4)$$

а СКВ довговічності з достатньою точністю можна призначати як середнє на ділянці ФРД $1 > u_P > 2$:

$$S_T = \frac{\alpha}{\beta(\beta + 2)}. \quad (5)$$

Для багаторежимних процесів ($v_V > 0.25$, $\beta < 4$) в зонах гарантованої безпеки ($u_P \geq 2$) ФРД можна апроксимувати логнормальними законами, які мають однакове СКВ, що втілюється на діаграмах однаковими нахилами. Така можливість витікає з того, що довговічність, отриману за (4), можна представити у вигляді добутку $T' \cdot 10^m$, де T' -число від 1 до 10, а m -ціле число:

$$\alpha \cdot v_V = \frac{\alpha}{\beta} = T' \cdot 10^m. \quad (6)$$

Тоді медіанне значення ФРД буде:

$$\overline{\lg T} = \kappa \lg T' + m, \quad (7)$$

де κ - коефіцієнт багаторежимності, що враховує зв'язок між нормальним та логнормальним розподіленням.

Для $1 < \beta < 1.5$ можна призначати $\kappa = 0.7$; для $2.5 \geq \beta \geq 1.5$ - $\kappa = 0.85$; при $4 > \beta > 2.5$ - $\kappa = 1$.

В такому разі розподілення величини $\lg T'$ може мати незмінне СКВ $S_{\lg T'} = 0.1$, яке буде однаковим для багаторежимних процесів:

$$\lg T_p = \overline{\lg T} - 0.1u_p = m + (\kappa \lg T' - 0.1u_p). \quad (8)$$

Дослідження роботоспроможності аксіально-плунжерних насосів. Завдяки своїй ефективності силові агрегати даного типу використовуються в багатьох галузях техніки. Намагання зробити процес експлуатації економним примушують звертатися до стратегії обслуговування за фактичним технічним станом з контролем параметрів. Відомі експлуатаційні моделі насоса НП-43М, де у якості діагностичних параметрів використано об'ємний коефіцієнт корисної дії (к.к.д.), максимальний тиск та сумарний осьовий люфт [4].

З метою побудови діагностичних моделей були проведені ресурсні випробування насосу НП 160, які супроводжувались дефектуванням складових деталей. Така трудомістка процедура перериває випробування через кожні 50-100 годин, коли відбувається розбирання об'єкта, огляд вузлів та вимірювання розмірів деталей. Таким робом можна з'ясувати, які елементи насоса найбільш суттєво впливають на деградацію його властивостей.

При випробуваннях заданими є наступні параметри:

- частота обертання вхідного валу (2000 та 4000 об/хв),
- температура робочої рідини (+30°C та +80°C),
- вхідний тиск (зазвичай, від 0,15 до 0,65 МПа),
- тиск системи управління (зазвичай, від 1 до 5,5 МПа).

У якості параметру відгуку (реакції системи) в експериментах виступали вихідний тиск нагнітання p та подача насоса Q . Один з цих параметрів міг підтримуватись незмінним, стаючи ще одним із заданих параметрів. У термінах технічної діагностики функції відгуку $Q(t)$, $p(t)$ набувають змісту діагностичних параметрів $y(t)$, а задані показники набувають зміст параметрів режиму $\{X_1, X_2, \dots, X_i\}$.

В результаті таких випробувань виявлено, що найбільш інтенсивно спрацьовуються отвори колодязів блока циліндрів. При цьому круглий отвір набуває овалоподібної форми. Інтенсивність зношування циліндричних поверхонь плунжерів є меншою на порядок. Понад 50% лінійного зносу в елементах відбувається за перші 50-100 годин на стадії

припрацьовування. На стадії сталого зношування швидкість процесу в межах кожного елемента змінюється незначно – коефіцієнт варіації v_V не перевищує 20% навіть при програмних випробуваннях зі зміною параметрів процесу. Це свідчить про можливість використання ФРД нормальної форми при прогнозуванні ресурсу за контролем параметрів.

Безпосередньо у якості діагностичних параметрів зручно використовувати **втрати** подачі ΔQ та тиску Δp за час експлуатації t . Попри наявність стадії припрацьовування в елементах насоса, прискореного тренду наданих діагностичних параметрів на початку експлуатації не спостерігається. Навіть їх зміну можна моделювати наступними рівняннями:

$$\Delta p(t) = 0 \text{ при } t < t_{0p}, \Delta p(t) = V_{\Delta p}(t - t_{0p}), \quad (9,а)$$

$$\Delta Q(t) = 0 \text{ при } t < t_{0Q}, \Delta Q(t) = V_{\Delta Q}(t - t_{0Q}). \quad (9,б)$$

Встановлено, що час експлуатації $t_{0\Delta p(\Delta Q)}$, на якому не відчувається втрат Δp та ΔQ , може змінюватись досить широко – від 0 до 800 годин (мабуть і більше). Поміжінтервальний коефіцієнт варіації швидкості втрат тиску та подачі $v_{V\Delta p(\Delta Q)}$, отриманий по замірюванням швидкості зростання втрат $V_{\Delta p(\Delta Q)}$ на 9-х 100-годинних інтервалах випробувань має досить незначну величину (до 2%). При багаторежимних комплексних випробуваннях встановлене середнє значення швидкості зростання втрат тиску $V_{\Delta p} = 4.6 \cdot 10^{-4} \text{ МПа/год.}$, а поміжрежимний коефіцієнт варіації швидкості втрат тиску $v_{V\Delta p}$ знаходиться в межах 25%. В результаті цих же випробувань встановлене середнє значення швидкості втрат подачі $V_{\Delta Q} = 0,0043 \text{ (л/хв.)/год.}$ при нормальній температурі робочої рідини; $V_{\Delta Q} = 0,0065 \text{ (л/хв.)/год.}$ при підвищеній до 80°C температурі робочої рідини. Поміжрежимний коефіцієнт варіації швидкості втрат подачі $v_{V\Delta Q} = 0,14$.

Діагностичні моделі та індекси безпеки аксіально-плунжерних насосів (на прикладі насоса НП 160Д). Для діагностування технічного стану насосів, поряд з вищерозглянутими параметричними моделями, необхідно враховувати ресурсні моделі. Розробником при проектуванні визначена довговічність тільки двох елементів – підшипників кочення валу. Розрахунок імовірнісних строків служби (табл.) показує, що один з підшипників не забезпечує гарантований термін експлуатації насоса у 1000 годин.

Таблиця. Показники надійності підшипників

підшипник	строки служби T_p , годин		первісний індекс безпеки $\beta_{p0} = \lg T_p$	
	$P=0.999$	$P=0.98$	$P=0.999$	$P=0.98$
B2104Б1	204	355	2.31	2.55
B302203Б	1318	2290	3.12	3.36

Авіаційні підшипники є більш якісними, аніж загального призначення, умови їхньої експлуатації є більш сприятливими. Тому термін їх експлуатації буде більшим, чим знайдений за стандартизованим алгоритмом [5]. Якщо вважати, що за даними рекомендаціями динамічна вантажопідйомність збільшується на 25%, то строк T_{90} підвищується майже у два рази ($1.25^3 = 1.95$). За рахунок фільтрації робочої рідини (30-50 мкм), за цими ж рекомендаціями, ресурс збільшується на 35%. До того ж зменшується СКВ S_{lgN} . Таким чином, за обережним прогнозом для авіаційних підшипників ресурс буде $T_{90a} = 2,64 T_{90}$, що дає зростання первісного індексу безпеки $\beta_{p0a} = \beta_{p0} + 0.42$.

Визначення індексу безпеки для параметричних моделей. Скориставшись розробленим алгоритмом пошуку ФРД, враховуючи (2)-(7), індекс безпеки в даному випадку після t_j годин наробітку буде:

$$\beta_{Pj} = \lg \frac{T_p}{t_j} = \lg \frac{\alpha}{\beta} + \lg \left(1 - \frac{u_p}{\beta + 2} \right) - \lg t_j. \quad (10)$$

Оскільки середня довговічність $T_0 = \alpha/\beta$ (в окремому випадку $T_0 = \bar{T}$ і діє (4)), позначив первісний (максимальний) індекс безпеки як

$$\beta_{P0} = \lg T_0 + \lg \left(1 - \frac{u_p}{\beta + 2} \right), \quad (11)$$

отримуємо відому лінійну формулу:

$$\beta_{Pj} = \beta_{P0} - \lg t_j. \quad (12)$$

Така залежність справедлива для стаціонарних та багаторежимних процесів, але в останньому випадку, зважаючи на (8), маємо:

$$\beta_{P0} = m + \lg T' - 0.1u_p. \quad (13)$$

За наведеним алгоритмом побудовані залежності первісного індексу безпеки $\beta_{98;0}$ (логарифм гарантованого ресурсу T_{98}) для деградаційних процесів втрати тиску та подачі (рис). Розглянуто експлуатаційні значення їхніх швидкостей та розпоршень (коефіцієнти варіацій $v_{V_{\Delta p}(\Delta Q)}$) в аспекті досягнення насосом гарантованого ресурсу 1000 годин ($\beta_{98;0}=3$). З графіків витікає, що більш слабкою ланкою є процес втрати тиску- гарантованого ресурсу можна досягнути при швидкостях $V_{\Delta p} < 0.0006 \text{ MPa/год.}$, переважно, для стаціонарних режимів роботи. При швидкостях втрати подачі $V_{\Delta Q} < 0.006 \text{ (л/хв.)}/\text{год}$ гарантований ресурс досягається як для стаціонарних, так і для багаторежимних процесів.

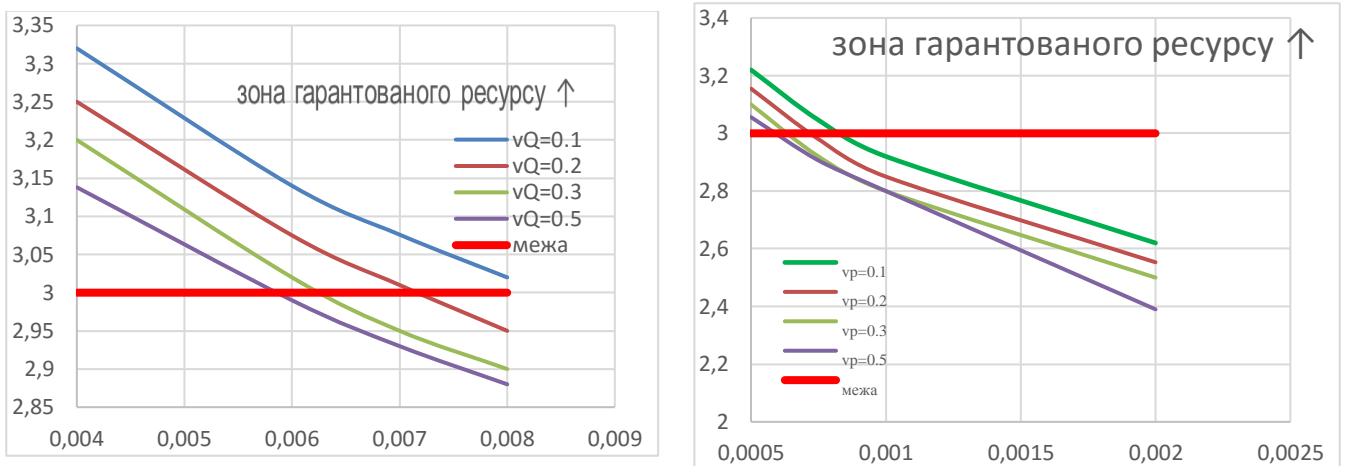


Рис. Графіки залежності величин $\beta_{98\Delta Q0}$

(зліва) і $\beta_{98\Delta p0}$ (праворуч) від швидкостей втрат подачі (зліва) і тиску (праворуч) для коефіцієнтів варіації швидкості втрат подачі та тиску (позначені v_p, v_Q).

Об'єднання окремих індексів безпеки β_{Pij} для деградаційних процесів, позначених i , здійснюється через коефіцієнти значимості U_i по залежності:

$$\beta_{P\Sigma j} = \lg \left(\sum U_i \cdot 10^{-\beta_{Pij}} \right)^{-1}. \quad (14)$$

Скориставшись формулою (14), знайдено значення $\beta_{98\Sigma 0} = 2.65$, звідки для надійності $P = 0.98$ перша перевірка досліджуваного насоса здійснюється після $\delta_1 = 448$ годин наробітку. Це майже вдвічі менше, ніж витікає з мінімального окремого індексу $\beta_{98TB1;0} = 2.97$ для

першого підшипника- $\delta_{ТВ1,1} = 930$ годин. В цьому полягає «ефект поєднання» - невизначеність лідируючого деградаційного процесу і окремого елемента призводить до частішого обслуговування всієї системи. Цей недолік притаманний всім відомим «об'єднувачим» алгоритмам і правилам. Але метод індексу безпеки в меншій мірі схильний до занижування спільних показників надійності, оскільки є додатковий «регулятор» у вигляді коефіцієнта значимості U_i . Так, у даній ситуації при $U_i = \text{const} = 1$ поміжінспекційний інтервал складає $\delta_1 = 315$ годин, тобто $\delta_1 = (\sum^{i=z} T_{Pi}) / (U_i \cdot z^2)$. При контролі підшипників віброактивними методами використання формули (14) за значеннями табл.4.2, 4.3 показує, що $\delta_1 = 448$ годин. Тобто, за рахунок маневрування величинами U_i збільшення кількості діагностичних параметрів не призвело до зменшення поміжінспекційного інтервалу.

Висновки. Структурно силові агрегати являють собою систему послідовно взаємодіючих нерезервованих елементів, вихід з ладу кожного з яких веде до відмови усього агрегату (мова йде про елементи, що виконують основні, а не допоміжні, функції). За цією ознакою силові агрегати можна віднести до простих технічних систем, для яких діє принцип «слабкої ланки». Але внаслідок технічного обслуговування, впливу комплексу пошкоджувальних процесів вкрай важко спрогнозувати, яка ланка виявиться ненадійною на певній стадії експлуатації. Тому необхідно аналізувати поточну надійність кожного елемента, після чого об'єднувати такі показники для оцінки технічного стану всієї системи (силового агрегату). Використання відомих «об'єднувальних» алгоритмів дає занижену оцінку надійності відносно фактично спостережимої. Об'єднання індивідуальних індексів безпеки як показників технічного стану в загальний індекс β_{PS} дає адекватну оцінку ризику експлуатації системи.

Тенденція зростання кількості деталей, ресурс яких прогнозується при проектуванні, тенденція збільшення кількості діагностичних ознак, що враховуються при експлуатації, в цілому, позитивно позначаються, як на якості виробів, так і на їхній фактичній надійності. Але, з іншого боку, завдяки «ефекту поєднання» прогнозована надійність системи виявляється заниженою. Звідси витікає скорочення міжвідновлювальних періодів системи відносно аналогічних періодів окремих її елементів. Рішення про дату і обсяг відновлювальних заходів приймається на рівні об'єкта, який, зазвичай, являє технічну систему. Виникає наступна суперечність: намагання зробити економною експлуатацію обладнання призводить до надмірного його опікування з боку ремонтного персоналу. Це явище позначається поняттям *overmaintenance*. Подолання наведеної суперечності пов'язано, як з відповідальним обґрунтуванням значимості відмов, так і з поглибленням ідентифікації діагностичних моделей [1].

Література

1. Белодеденко С.В., Ибрагимов М.С. Вопросы периодичности контролей технического состояния механических систем в металлургии. — Днепр: ЛизуновПресс, 2017. —80 с.
2. Альгин В. Б. Расчет реальной надежности машин. Подходы ресурсной механики // Механика машин, механизмов и материалов. - 2011.-№1(14).-С.10-20.
3. Байхельт Ф., Франкен П. Надежность и техническое обслуживание// М.: Радио и связь, 1988.-392 с.
4. Смирнов Н.Н., Ицкович А.А. Обслуживание и ремонт авиационной техники по состоянию.-М.:Транспорт, 1987.- 272с.
5. Методика расчетной оценки долговечности подшипников качения авиационных двигателей и их агрегатов, требования к конструктивным параметрам опор.-М: ЦИАМ, 1996. - 30 с.