

О.Е. Васильєва, к.т.н., доцент, Д.О. Чалий (Львівський державний університет безпеки життєдіяльності)

ПРОГНОЗУВАННЯ НАДІЙНОСТІ РЕДУКТОРА ВІДБОРУ ПОТУЖНОСТІ ІНЖЕНЕРНИХ АВТОМОБІЛІВ НА БАЗІ ТЯГАЧА АТ-Т З ВИКОРИСТАННЯМ МЕТОДУ СТАТИСТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

Розглянуто методологію визначення основних показників надійності редукторів, а саме імовірності безвідмовної роботи та комплексного показника, до якого відносять коефіцієнт готовності

Сучасний стан проблеми. Однією з найголовніших проблем сучасних технічних систем і, зокрема, редукторів є проблема надійності. Неперервне ускладнення машин та посилення вимог до їх якості вимагає відповідного забезпечення надійності та довговічності сучасної техніки. Проблемами надійності та довговічності різних конструкцій машин займалися відомі вчені О.С. Проніков, Б.І. Костецький, Д.М. Решетов, І.Г. Косовський, Т.І. Рибак, Б. Ділонг, Ч. Синг та багато інших. Результати їх робіт дозволили впровадити в машинобудівну галузь промисловості різні методи забезпечення та підвищення надійності технічних систем і машинобудівних конструкцій.

Стосовно редукторів і, зокрема, зубчастих передач, питаннями надійності в цьому напрямку займалися К.І. Заблонський [1], А.Ф. Кіріченко [2], В.П. Шишов [3, 4], Г.П. Гриневич [5] та інші. Але розроблені методи стосувалися лише забезпечення або підвищення надійності окремих елементів зубчастих передач шляхом удосконалення та синтезу їх конструктивних елементів і покращення роботи. Тому була поставлена задача розробити таку методологію, яка б дозволила визначати показники надійності не тільки окремих елементів, а і коробки відбору потужності загалом.

Мета роботи. На підставі результатів теоретичних і експериментальних досліджень розробити методологію визначення основних показників надійності редукторів з використанням методу статистичного моделювання для прогнозування надійності.

Постановка задачі та її розв'язання. В довідковій літературі [6] вказується, що гамма-відсоткове напрацювання редукторів на відмову $T_\gamma = 3600$ год, тобто це є напрацювання, протягом якого відмова об'єкта не виникне з імовірністю 0,9 при довготривалій роботі з постійним навантаженням. Інших даних, що стосуються надійності редукторів, в науково-технічній та довідковій літературі не було виявлено. Тому виникає задача розробити методологію визначення основних показників надійності редукторів. За основу для розв'язку цієї задачі був прийнятий метод статистичного моделювання для прогнозування надійності [7] та основні положення планово-попереджувального ремонту (ППР) обладнання [8].

Згідно з ДСТУ 2860-94, основними показниками надійності є імовірність безвідмовної роботи $R(t)$, тобто імовірність того, що протягом заданого напрацювання t відмова об'єкта не виникне, та комплексний показник надійності – коефіцієнт готовності $A(t)$ – імовірність того, що об'єкт виявиться працездатним у довільний момент часу, крім запланованих періодів, протягом яких використання об'єкта за призначенням не передбачене. Цей коефіцієнт визначають за залежністю

$$A(t) = \frac{T_B}{T_B + T_{\text{від}}}, \quad (1)$$

де T_B – середнє напрацювання на відмову; $T_{\text{від}}$ – середня тривалість відновлення.

Згідно із рекомендаціями [7], для визначення імовірності безвідмовної роботи $R(t)$ складного обладнання, до якого належать і редуктори, використовують розподіл Вейбулла

$$R(t) = \exp\left[-\left(\frac{t}{a}\right)^b\right], \quad (2)$$

де t – час безпосередньої роботи об'єкта, протягом якого визначають для нього $R(t)$; a – параметр масштабу, тобто $a = T_B$; b – параметр форми (якщо $b = 1$, то розподіл Вейбулла переходить в експоненціальний з параметром $\lambda(t) = 1/a = \text{const}$ інтенсивності відмов; якщо $b = 2$, то розподіл Вейбулла перетворюється в розподіл Релея з лінійною функцією інтенсивності відмов $\lambda(t)$; якщо $b = 3,3$, то розподіл Вейбулла стає близьким до нормального розподілу).

Для визначення часу t безпосередньої роботи об'єкта, протягом якого необхідно визначати $R(t)$, скористаємося рекомендаціями Експериментального науково-дослідного інституту металорізальних верстатів, які стосуються даних ППР обладнання [8]. Згідно із ППР, середня тривалість ремонтного циклу від введення в експлуатацію до першого капітального ремонту становить 30000 год. ППР передбачає огляди, поточні ремонти, середні ремонти та наприкінці ремонтного циклу – капітальний ремонт, що відповідає 18 проміжним періодам. Тоді час одного внутрішньоциклового періоду ППР буде $t = 30000/18 = 1666,7$ год. Упродовж цього часу огляд ремонтною службою працюючого об'єкта не виконується. Тільки після напрацювання об'єктом цього часу $t = 1666,7$ год проводиться його огляд і за необхідності виконується ремонт. Тому ставиться задача для цього періоду визначити імовірність безвідмовної роботи $R(1666,7)$ та коефіцієнт готовності $A(1666,7)$.

Для визначення цих показників надійності редукторів уточнімо параметри розподілу a і b для залежності (2) з використанням методу статистичного моделювання [7]. За основу для уточнення параметрів розподілу приймаємо $a = T_\gamma = T_B = 3600$ год, а параметр форми згідно із рекомендаціями [7] $b = 2$. Метод статистичного моделювання полягає в використанні випадкових чисел, які розподілені в інтервалі $[0, 1]$. Ці числа X_i приймаються як імовірність безвідмовної роботи редуктора $R_i(t)$. Результат статистичної оцінки використання кількості випадкових чисел, тобто кількості проведення числових експериментів N , показав, що в нашому випадку їх кількість може не перевищувати $N=10$. Крім цього, для визначення часу t_i безпосередньої роботи об'єкта до відмови, прологарифмуємо залежність (2), на підставі чого отримуємо

$$t_i = a^b \sqrt{-\ln R_i(t)} = 3600 \sqrt{-\ln R_i(t)}. \quad (3)$$

Для статистичної оцінки імовірності того, що час безвідмовної роботи t_i не перевищить значення T_B , використаємо залежність [7]

$$R(t_i) = 1 - \frac{i}{N+1}. \quad (4)$$

Результати статистичного моделювання заносимо до табл. 1.

Результати статистичного моделювання розподілу Вейбулла

Таблиця 1

№	i	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	$X_i = R_i(t)$	0,10	0,09	0,73	0,25	0,33	0,37	0,54	0,20	0,48	0,06
2	$t_i \cdot 10^3$ за залежністю (3)	5,46	5,59	2,02	4,24	3,79	3,59	2,83	4,57	3,08	6,04
3	Впорядкований ряд $t_i \cdot 10^3$	2,02	2,83	3,08	3,59	3,79	4,24	4,57	5,46	5,59	6,04
4	$R(t_i)$ за залежністю (4)	0,91	0,82	0,73	0,64	0,55	0,46	0,36	0,27	0,18	0,09
5	$\lg t_i$	3,31	3,45	3,49	3,56	3,58	3,63	3,66	3,74	3,75	3,78
6	$\lg(-\lg R(t_i))$	-1,39	-1,06	-0,86	-0,71	-0,59	-0,47	-0,35	-0,25	-0,13	0,02

За результатами статистичного моделювання розподілу Вейбулла (5 і 6 рядки табл. 1), будемо залежність $\lg(-\lg R(t_i))$ від $\lg t_i$ (крива 1, рис. 1) з накладанням на неї лінії тренду (крива 2, рис. 1), яка визначається рівнянням

$$y = 2,9178x - 11,068, \quad (5)$$

за допомогою якого визначаємо дійсне значення параметра форми $b = 2,9178$.

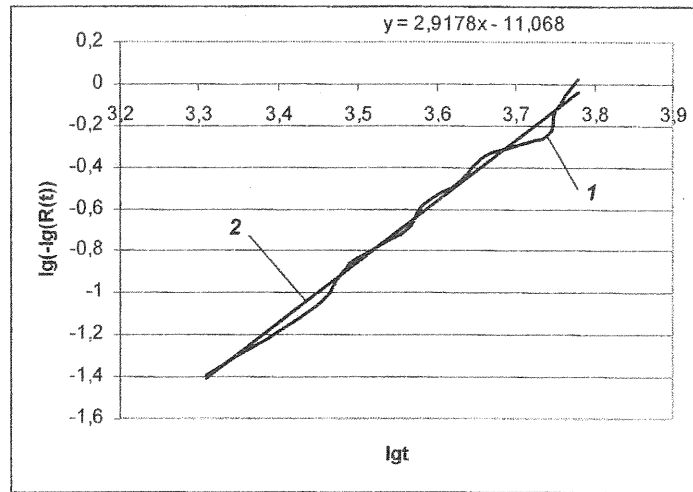


Рис. 1. Графічне відображення статистичного моделювання розподілу Вейбулла

Уточнюємо значення параметра масштабу a з використанням залежності (5)

$$\lg a^{2,9178} = 11,068 - 0,362 = 10,706$$

або

$$2,9178 \cdot \lg a = 10,706.$$

Звідси

$$a = 10^{3,67} = 4677 \text{ год.}$$

Отже на підставі методу статистичного моделювання отримано значення параметрів $a = T_B = 4677$ год для редукторів сьомого ступеня точності згідно з ГОСТ 1643–81 і $b = 2,9178$, які за розподілом підпорядковуються закону Вейбулла. Для редукторів восьмого ступеня точності значення T_B зменшується введенням коефіцієнта на точність $k_T = 0,9$; для дев'ятого ступеня точності – $k_T = 0,8$. Тобто при визначенні параметра масштабу для залежності (2) необхідно користуватися залежністю $a = T_B \cdot k_T$ [9].

На підставі отриманих значень параметрів a і b переходимо до визначення основних показників надійності. Головними конструктивними елементами редукторів є елементи, які передають обертовий рух і в процесі роботи навантажені обертовим моментом. В цих елементах під дією навантажень виникають напруження, деформації, тертя кочення та ковзання. Під дією цих чинників може виникнути втомне або силове руйнування, а також зношування робочих поверхонь, що за певний період роботи може привести до відмови того чи іншого елемента і конструкції загалом. До таких конструктивних елементів відносять: вали, підшипники, зубчасті передачі.

Розглядаючи конструкцію редукторів можна зауважити, що за кожний з 18 проміжних періодів часу безперервної роботи ($t = 1666,7$ год.) максимальне число циклів навантаження має перший вхідний (швидкохідний) вал з підшипниками та перша зубчаста передача, які безпосередньо отримують обертовий рух від вала електродвигуна, тобто число циклів навантаження прямо пропорційно часу $t_1 = 1666,7$ год. Другий вал з підшипниками та друга зубчаста передача будуть мати меншу кількість циклів навантаження з урахуванням передаточного числа i_{12} між першим і другим валом за рахунок наявності між ними зубчастої передачі, тобто число циклів навантаження буде пропорційно часу $t_2 = (1666,7 / i_{12})$ год. Для третього вала – $t_3 = (t_2 / i_{23})$ год тощо.

З урахуванням цієї закономірності визначимо імовірність безвідмовної роботи для кожного вала з підшипниками та окремо для зубчастих передач редуктора сьомого ступеня точності згідно ГОСТ 1643–81, для якого коефіцієнт точності $k_T = 1,0$.

Для першого вхідного швидкохідного вала з підшипниками та зубчастої передачі згідно залежності (2) маємо

$$R(t_1) = R(t_1)_{1B} = R(t_1)_{1П1} = R(t_1)_{1П2} = R(t_1)_{13П} = \exp\left[-\left(\frac{1666,7}{4677 \cdot 1,0}\right)^{2,9178}\right] = 0,952,$$

де $R(t_1)_{1B}$, $R(t_1)_{1П1}$, $R(t_1)_{1П2}$, $R(t_1)_{13П}$ – відповідно імовірності безвідмовної роботи першого вала, першого підшипника першого вала, другого підшипника першого вала, першої зубчастої передачі.

Для другого вала з підшипниками та зубчастої передачі за аналогією

$$R(t_2)_{2B} = R(t_2)_{2П1} = R(t_2)_{2П2} = R(t_2)_{23П} = \exp\left[-\left(\frac{t_2}{4677 \cdot 1,0}\right)^{2,9178}\right].$$

Для $i-1$ вала з підшипниками та зубчастої передачі

$$R(t_{i-1})_{i-1B} = R(t_{i-1})_{i-1П1} = R(t_{i-1})_{i-1П2} = R(t_{i-1})_{i-13П} = \exp\left[-\left(\frac{t_{i-1}}{4677 \cdot 1,0}\right)^{2,9178}\right]$$

Для i -го (останнього вихідного тихохідного) вала з підшипниками

$$R(t_i)_{iB} = R(t_i)_{iП1} = R(t_i)_{iП2} = \exp\left[-\left(\frac{t_i}{4677 \cdot 1,0}\right)^{2,9178}\right].$$

Враховуючи, що на кожному валу паралельно з'єднані три елементи (вал і два підшипника) з однаковим значенням імовірності безвідмовної роботи та послідовно одна зубчаста передача, визначимо імовірність безвідмовної роботи редуктора

$$R(t)_r = [1 - (1 - R(t_1))^3] \cdot R(t_1)_{13П} \cdot [1 - (1 - R(t_2))^3] \cdot * R(t_2)_{23П} \cdot \dots \cdot [1 - (1 - R(t_{i-1}))^3] \cdot R(t_{i-1})_{i-13П} \cdot [1 - (1 - R(t_i))^3] \quad (6)$$

Для визначення комплексного показника надійності $A(t)$ скористаємося рекомендаціями нормативно-технічної літератури на ремонтно-відновлювані роботи [10]. Згідно з вказаними рекомендаціями визначимо середню тривалість відновлення $T_{від}$

$$T_{від} = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k t_i, \quad (7)$$

де k – кількість усунених відмов, на які було витрачено час t_1, t_2, \dots, t_k .

В процесі виконання відновлюваних робіт можливі різні варіанти технології відновлення:

- зняття торцевих кришок підшипників, від'єднання кришки редуктора від корпусу та заміна одного підшипника – 3,6 год.;
- зняття торцевих кришок підшипників, від'єднання кришки редуктора від корпусу та заміна двох підшипників – 4,2 год.;
- зняття торцевих кришок підшипників, від'єднання кришки редуктора від корпусу та заміна одного зубчастого колеса або вал-шестерні, або одного вала – 4,8 год.;
- зняття торцевих кришок підшипників, від'єднання кришки редуктора від корпусу та заміна двох зубчастих коліс або вал-шестерні та одного вала – 7,8 год.;
- зняття кришки оглядового вікна, злиття мастила та заповнення корпусу редуктора новим мастилом – 1,8 год.;
- зняття торцевих кришок підшипників, від'єднання кришки редуктора від корпусу та заміна шпонки з'єднання вала з зубчастим колесом – 4,8 год.

Безумовно, існує ще багато інших варіантів відновлення редукторів, але наведені варіанти найбільш частіше зустрічаються на практиці. На підставі наведених визначаємо $T_{\text{від}}$, як середнє значення часу напрацювання на відмову

$$T_{\text{від}} = \frac{3,6 + 4,2 + 4,8 + 7,8 + 1,8 + 4,8}{6} = 4,5 \text{ год.}$$

На підставі отриманих даних визначаємо значення комплексного показника надійності $A(t)$ для редукторів потужністю 2...50 кВт

$$A(t) = \frac{T_B k_T}{T_B k_T + T_{\text{від}}} = \frac{4677 \cdot k_T}{4677 \cdot k_T + 4,5} \quad (7)$$

Розглянемо, як приклад, визначення показників надійності для редуктора за такими вихідними даними: $i_{12} = 2$; $i_{23} = 4$; номінальна потужність $\text{min/max} = 8/28$ кВт; ступінь точності – 7 (ГОСТ 1643-81); $k_T = 1$.

1. Визначаємо час напрацювання кожного з трьох валів редуктора до його наступного технічного огляду ремонтною службою: $t_1 = 1666,7$ год.; $t_2 = t_1 / i_{12} = 1666,7/2 = 833,35$ год.; $t_3 = t_2 / i_{23} = 833,35/4 = 208,34$ год.

2. Розраховуємо імовірності безвідмовної роботи

$$R(t_1) = R(t_1)_{13\pi} = \exp \left[- \left(\frac{1666,7}{4677 \cdot 1,0} \right)^{2,9178} \right] = 0,952;$$

$$R(t_2) = R(t_2)_{23\pi} = \exp \left[- \left(\frac{833,35}{4677 \cdot 1,0} \right)^{2,9178} \right] = 0,994;$$

$$R(t_3) = \exp \left[- \left(\frac{208,34}{4677 \cdot 1,0} \right)^{2,9178} \right] = 0,999;$$

3. Визначаємо імовірність безвідмовної роботи редуктора за залежністю (6)

$$R(t)_p = [1 - (1 - R(t_1))^3] \cdot R(t_1)_{13\pi} \cdot [1 - (1 - R(t_2))^3] \cdot R(t_2)_{23\pi} \cdot [1 - (1 - R(t_3))^3] = \\ = [1 - (1 - 0,952)^3] \cdot 0,952 \cdot [1 - (1 - 0,994)^3] \cdot 0,994 \cdot [1 - (1 - 0,999)^3] = 0,905$$

4. Визначаємо коефіцієнт готовності за залежністю (7)

$$A(t) = \frac{4677 \cdot k_T}{4677 \cdot k_T + 4,5} = \frac{4677 \cdot 1,0}{4677 \cdot 1,0 + 4,5} = 0,999.$$

Висновки

1. Розроблено методологію визначення основних показників надійності редукторів з використанням методу статистичного моделювання для прогнозування надійності. Визначається саме імовірність безвідмовної роботи редуктора та комплексний показник – коефіцієнт готовності, які дозволяють аналізувати надійність розробленої конструкції редуктора.

2. Прийнятий проміжний період часу безперервної роботи редуктора $t_1 = 1666,7$ год без технічного обслуговування є завищеним, що не забезпечує достатньої надійності роботи редуктора. $R(t)_p = 0,905$ вказує на те, що, наприклад, з 10 працюючих двоступеневих редукторів за час t_1 один обов'язково відмовить. Тому за результатами розрахунків найбільш оптимальним проміжком часу безперервної роботи редуктора без виконання технічного обслуговування є час $t_1 = 720$ год, який забезпечує імовірність безвідмовної роботи редуктора в межах 0,98...0,99.

3. Виконана робота та її результати можуть в подальшому удосконалюватися з метою розроблення та впровадження в практику експлуатації редукторів системи ППР, яка б забезпечувала їх високу надійність роботи.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ:

1. Заблонский К.И. *Зубчатые передачи*. – К.: Техніка, 1977. – 208 с.

2. Кириченко А.Ф., Бережной В.А. Перспективы улучшения работы эвольвентных передач // *Вісник Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”*. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2004. – Вип. 31. – С. 82-88.
3. Шишов В.П., Ткач П.Н., Ревякина О.А., Муховатый А.А. Синтез цилиндрических зубчатых передач с высокой нагрузочной способностью // *Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля*. – №10(56). – Луганськ: ВНУ ім. В. Даля. – 2002. – С. 247-254.
4. Шишов В.П., Ткач П.Н. Дифференциальные уравнения для синтеза зубчатых передач с двояковыпукло-вогнутыми зубьями // *Подъемно-транспортная техника*. – №4. – 2003. – С. 25-32.
5. Гриневич Г.П., Каменская Е.А., Алферов А.К. Надежность строительных машин. – М.: Стройиздат, 1983. – 296 с.
6. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т. 3. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 557 с.
7. Решетов Д.Н., Иванов А.С., Фадеев В.З. Надежность машин. – М.: Высшая школа, 1988. – 238 с.
8. Пуш В.Э., Беляев В.Г., Гаврюшин А.А. и др. Металлорежущие станки. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.
9. Гулида Э.Н. Управление надежностью цилиндрических зубчатых колес. – Львов: Вища школа, 1983. – 136 с.
10. Временные типовые нормы (нормативы) времени на замену и текущий ремонт техники. – М.: ГОСНИТИ, 1972. – 96 с.

УДК 621.833.1/001-2

Д.В. Руденко, О.Е. Васильєва, к.т.н., доцент (Львівський державний університет безпеки життєдіяльності)

КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ АВТОНОМНОЇ ДИСТАНЦІЙНО КЕРОВАНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ГАСІННЯ ПОЖЕЖ

В статті розроблено кінематичну схему та конструкцію маніпулятора автономної дистанційно керованої установки на основі кінематичного аналізу, з урахуванням його геометричних та кінематичних характеристик.

Сучасний стан. Робота особового складу пожежно-рятувальних підрозділів під час гасіння пожеж завжди пов'язана з великим ризиком. Часто особовий склад отримує опіки, травми і виникає небезпека загибелі при обваленні будівельних конструкцій. У багатьох випадках для збереження їх життя потрібно здійснювати дистанційне керування гасінням пожежі. Такими інтелектуальними засобами боротьби з вогненною стихією стали останнім часом дистанційно керовані мобільні протипожежні роботи.

Галузь використання мобільного робота для гасіння пожеж практично не обмежена. Такі роботи можна застосовувати на об'єктах різного призначення як усередині будівель і споруд, так і зовні [1].

Покращення якостей і ефективності експлуатації роботизованої пожежної техніки значною мірою дозволить знизити збитки від пожеж. Засіб, який зменшує ризик ураження людей, мобільні робототехнічні установки, є цінним доповненням в будь-якій ситуації до особового складу під час гасіння пожеж. Мобільні роботи для гасіння пожеж добре