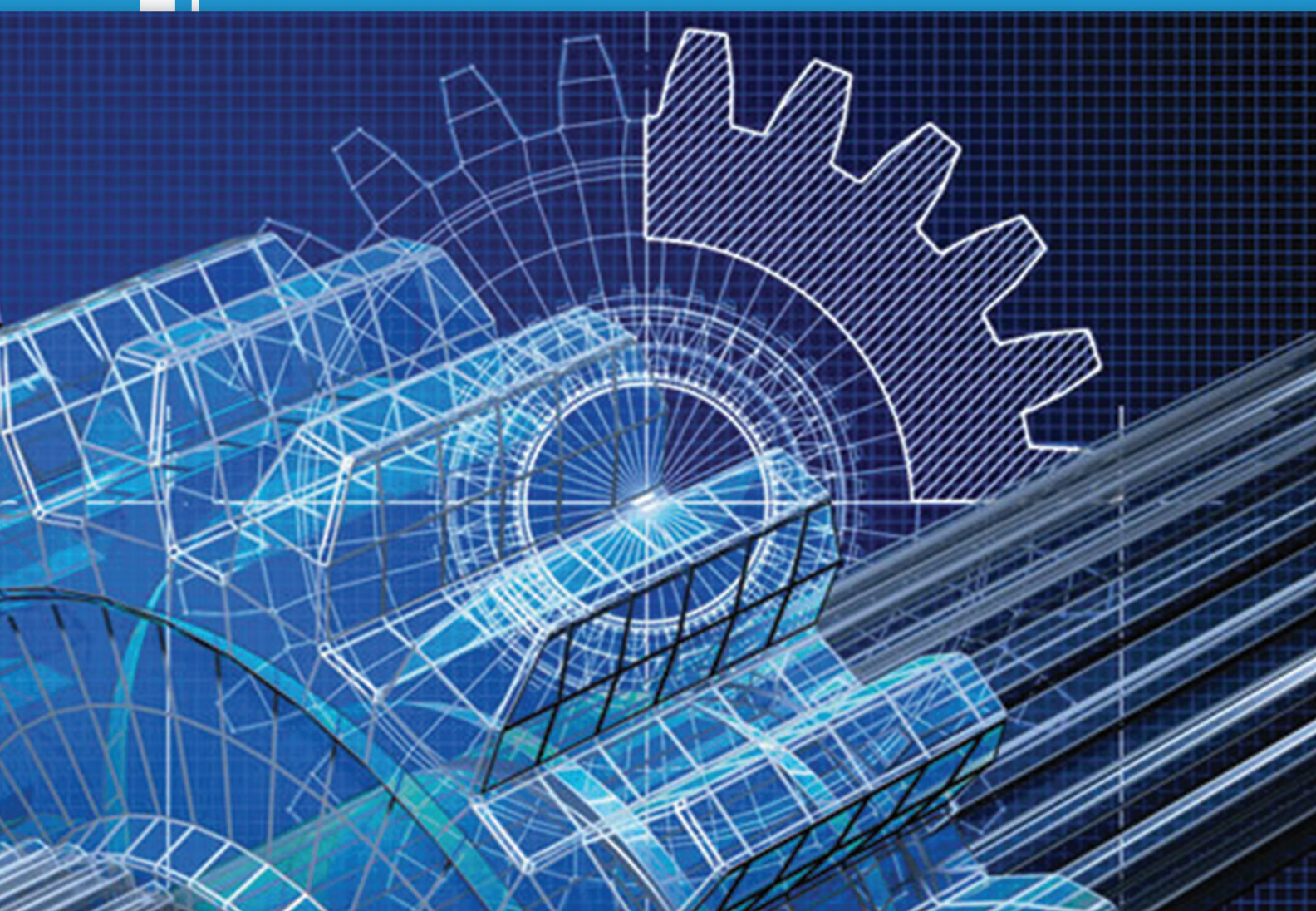


ПРАКТИКУМ

НАДІЙНІСТЬ МАШИН



Гринченко О.С., Кухтов В.Г., Алфьоров О.І., Савченко В.Б.,
Калінін Є.І., Іванов В.І., Юр'єва Г.П.

НАДІЙНІСТЬ МАШИН

ПРАКТИКУМ

За редакцією професорів
Гринченка О.С. та Кухтова В.Г.

Харків 2018

УДК 631.3

Рекомендовано до видання навчально-методичною радою Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка, протокол № 6 від 03.05.2018 р.

Рецензенти:

Аулін В.В., докт. техн. наук, професор (Центральноукраїнський національний технічний університет)

Полянський О.С., докт. техн. наук, професор (Харківський національний автомобільно-дорожній університет)

Надійність машин: Практикум. / О.С. Гринченко, В.Г. Кухтов, О.І. Алфьоров, В.Б. Савченко, Є.І. Калінін, В.І. Іванов, Г.П. Юр'єва; За ред. О.С. Гринченка, В.Г. Кухтова. – Х.: ТОВ «Планета-прінт», 2018. – 140 с.

Навчальний посібник призначений для проведення практичних та лабораторних робіт з дисциплін надійність машин, випробування і контроль надійності та інших, які віднесені до циклу галузеве машинобудування. Розглянуто методи оцінювання надійності виробів за статистичними даними, які отримуються шляхом випробувань та спостережень. Застосовані методи прогнозування надійності деталей, що спрацьовуються та прогнозування втомної довговічності. Галузеві стандарти з надійності техніки також використовуються у практичній підготовці майбутніх інженерів.

ISBN 978-617-7587-53-7

© Гринченко А.С., Кухтов В.Г.,
Алфєров А.И., Савченко В.Б.,
Калінін Є.І., Іванов В.І.,
Юр'єва Г.П. 2018

ПЕРЕДМОВА

Надійність машин – це дисципліна, яка пов’язана, перш за все, з поняттям якості техніки і збереження належного рівня якості у часі. Оцінити якість виробів машинобудування за допомогою відповідних показників, спрогнозувати цю якість і передбачити необхідні заходи, що будуть забезпечувати її підтримання під час використання за призначенням є завданням інженера будь-якої галузі машинобудування. Необхідно знати і вміти застосовувати показники надійності, які дозволяють об’єктивно і вірогідно оцінювати надійність. Перш за все це статистичні методи оцінювання, у розробленні і вдосконаленні яких приймали участь працівники кафедри надійності, міцності та технічного сервісу машин імені В.Я. Аніловича університету. Теорія надійності радикально змінила детерміновану (невипадкову) і тому ідеалізовану картину технічного світу на реальну статистично-імовірнісну.

Багаторічний досвід проведення практичних і лабораторних занять з надійності машин дозволив виділити теми, які найбільш корисні майбутнім інженерам для засвоєння основних методів і ідей теорії та практики надійності. Статистичні методи оцінювання показників надійності, викладені таким чином, що дозволяють поступово переходити від найпростішого аналізу до більш складних питань визначення показників надійності за випадково цензурованими статистичними даними.

Такі дані найбільш поширені в реальній практиці спостережень та випробувань на надійність різноманітних технічних виробів. Рекомендовані у посібнику методи аналізу цензурованих вибірок відображають сучасний стан досліджень і, в деяких випадках, випереджують існуючі і викладені у відомій методичній літературі рекомендації.

Випадкове розсіювання механічних властивостей матеріалів, технологічних режимів обробки деталей та діючих експлуатаційних навантажень призводить до статистичного розсіювання ресурсу технічного виробу, який необхідно вміти прогнозувати. Розрізняють методи прогнозування ресурсу деталей, що спрацьовуються, та прогноз втомної довговічності. Важливо також вміти проводити аналіз надійності систем, які мають резервування. Питання оцінювання та прогнозування надійності поєднуються з вивченням методів та технічних засобів, які застосовуються у проведенні випробувань та контролю надійності виробів машинобудування.

Методичні рекомендації, викладені у посібнику, доповнені відомостями, включеними авторами у галузеві стандарти Мінагрополітики України з надійності сільськогосподарської техніки. Це дозволяє наблизити підготовку майбутніх фахівців до вимог практичної роботи з існуючими нормативними документами, обов’язковими до виконання у галузі. З формою та змістом таких документів студент знайомиться ще на практичних заняттях, що полегшує перехід до практичної діяльності.

І. ОЦІНЮВАННЯ І ПРОГНОЗУВАННЯ НАДІЙНОСТІ

1. ОЦІНЮВАННЯ НАДІЙНОСТІ ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ ПОВНИХ ВИПРОБУВАНЬ

Мета роботи: визначити показники надійності неремонтованих об'єктів з довірчими межами за даними повних ресурсних випробувань.

Загальні відомості

Об'єкт, для якого проведення ремонтів не передбачене в нормативно-технічній і конструкторській документації, називається неремонтованим. Показник надійності – це кількісна характеристика одного або декількох властивостей, що складають надійність об'єкта.

Відмова - подія, що полягає в порушенні працездатного стану об'єкта.

Для об'єктів, що не ремонтуються, використовують такі показники надійності:

- середній ресурс або наробіток до відмови ;
- імовірність безвідмовної роботи $R(t)$;
- гамма-відсотковий ресурс ty .

Для визначення показників надійності необхідно мати статистичний матеріал про наробітки до відмов об'єктів, що випробувались.

Відомо, що закон розподілу ресурсу t (наробітку до відмов об'єктів, що не ремонтуються) добре описується універсальним двопараметричним законом Вейбулла, для якого щільність розподілу визначається виразом

$$f(t) = \frac{b}{a} \left(\frac{t}{a}\right)^{b-1} \exp\left[-\left(\frac{t}{a}\right)^b\right],$$

а функція розподілу має вигляд

$$F(t) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{t}{a}\right)^b\right],$$

де a і b - параметри закону.

Невідомі параметри a і b можуть бути визначені аналітично або графічно (за допомогою імовірнісного паперу).

Параметри a і b пов'язані з середнім ресурсом (наробітком до відмови) T , середнім квадратичним відхилом σ і коефіцієнтом варіації ν відповідно залежностями:

$$\begin{aligned} T &= a \cdot \Gamma(1 + 1/b); \\ \sigma &= a \cdot \sqrt{\Gamma(1 + 2/b) - \Gamma^2(1 + 1/b)}; \\ \nu &= \frac{\sigma}{T}. \end{aligned}$$

В наведених формулах $\Gamma(x)$ - гамма-функція, яка визначається по таблицях (додаток 1). В таблицях $\Gamma(x)$ надана для значень аргументу $1 \leq x \leq 2$; якщо ж $x > 2$, $\Gamma(x) = (x - 1) \cdot \Gamma(x - 1)$; для $x < 1$ $\Gamma(x) = \frac{\Gamma(x + 1)}{x}$.

Імовірність безвідмовної роботи $R(t)$ в інтервалі від 0 до t

$$R(t) = 1 - F(t),$$

де $F(t)$ - функція розподілу ресурсу, яка визначена законом Вейбулла.

Гамма-відсотковий ресурс t_γ знаходять графічним рішенням трансцендентного рівняння

$$R(t_\gamma) = 0,01\gamma,$$

де γ - задана імовірність (в %).

Довірчі межі для середнього ресурсу (наробітку до відмови) T і імовірності безвідмовної роботи $R(t)$ обчислюють із співвідношень:

$$T_{\min}^{\max} = T \pm t_\beta \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{N}};$$

$$R_{\min}^{\max}(t) = R(t) \pm t_\beta \cdot \sqrt{\frac{R(t) \cdot [1 - R(t)]}{N}},$$

де t_β – квантиль нормального розподілу, яка відповідає імовірності β ; β – довірча імовірність.

Довірчі межі для гамма-відсоткового ресурсу найчастіше визначають графічно після побудови графіка $R(t)$ з довірчими межами.

Приклад.

За даними повних випробувань 50 деталей до відмов побудувати графік імовірності безвідмовної роботи $R(t)$, знайти середній T і 80%-й ресурси з довірчими межами.

Вибрати згідно варіанта вихідні дані з таблиці 1.1

Таблиця 1.1 Вихідні дані до самостійної роботи

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	310	880	10	270	640	790	1360	150	540	500
2	190	320	300	260	540	180	980	580	740	260
3	1150	830	930	370	510	150	660	190	420	1350
4	350	570	490	1080	250	1540	340	550	930	370
5	626	624	622	493	816	619	496	600	1059	997
6	831	310	620	688	436	530	137	940	564	151
7	285	416	349	1014	663	652	639	788	461	708
8	165	480	275	345	552	538	570	673	130	566
9	202	324	634	244	776	379	289	496	632	136
0	350	110	510	180	1190	290	610	380	530	120

Наприклад, для варіанту 12345 з таблиці 1.1 маємо:

1 – 310, 880, 10, 270, 640, 790, 1360, 150, 540, 500;

2 – 190, 320, 300, 260, 540, 180, 980, 580, 740, 260;

3 – 1150, 830, 930, 370, 510, 150, 660, 190, 420, 1350;

4 – 350, 570, 490, 1080, 250, 1540, 340, 550, 930, 370;

5 – 626, 624, 622, 493, 816, 619, 496, 600, 1059, 997.

Визначаємо розмах вибірки R і довжину інтервалу h :

$$R = t_{\max} - t_{\min};$$

$$h = \frac{R}{K}.$$

З приведенного ряду значень знаходимо мінімальне $t_{\min}=10$ год. і максимальне $t_{\max}=1540$ год. Розмах вибірки

$$R = t_{\max} - t_{\min} = 1540 - 10 = 1530 \text{ год.}$$

Приймаємо кількість інтервалів $K=8$. Кількість інтервалів вибирається в залежності від об'єму вибірки N ; $K \cong 5 \lg N$.

$$\text{Довжина інтервалу } h = \frac{R}{K} = \frac{1530}{8} = 192,5 \text{ год., приймаємо } h=200 \text{ год.}$$

Результати подальших розрахунків зводимо в таблицю 1.2.

Таблиця 1.2 Результати розрахунків

№	Межі інтервалів $t'_i \div t''_i$	Кількість відмов в інтервалі n_i	Частіть $W_i = \frac{n_i}{N}$	Емпірична функція розподілу $F_i^* = \sum_{j=1}^i W_j$	Теоретична функція F_i	Різниця $ F_i^* - F_i $	Імовірність безвідмовної роботи $R(t)$	Довірчі межі $R_{\max}^{\min}(t)$
1	0÷200	6	0,12	0,12	0,1	0,02	0,9	0,97÷0,83
2	200÷400	11	0,22	0,34	0,36	0,02	0,66	
3	400÷600	11	0,22	0,56	0,58	0,02	0,42	0,53÷0,31
4	600÷800	9	0,18	0,74	0,78	0,04	0,22	
5	800÷1000	7	0,14	0,88	0,9	0,02	0,1	0,17÷0,03
6	1000÷1200	3	0,06	0,94	0,94	0	0,06	
7	1200÷1400	2	0,04	0,98	0,98	0	0,02	
8	1400÷1600	1	0,02	1	0,995	0,005	0,005	
Σ		50	1					

Отримане значення h округляємо до більшого цілого, а потім обчислюємо ліві t'_i і праві t''_i межі кожного з K інтервалів за формулами:

$$\begin{aligned} t'_1 &= t_{\min}; & t''_1 &= t'_1 + h; \\ t'_2 &= t''_1; & t''_2 &= t'_2 + h; \\ t'_3 &= t''_2; & t''_3 &= t'_3 + h \quad \text{і т.д.} \end{aligned}$$

Підраховуємо кількість відмов n_i , що потрапили в кожний інтервал. Ліву межу першого інтервалу для даних з табл.1.1 зручно прийняти $t'_1=0$:

$$\begin{aligned} t''_1 &= t'_1 + h = 0 + 200 = 200; \\ t'_2 = t''_1 &= 200; & t''_2 &= t'_2 + h = 200 + 200 = 400; \\ t'_3 = t''_2 &= 400; & t''_3 &= t'_3 + h = 400 + 200 = 600 \text{ і т. д.} \end{aligned}$$

Рахуємо кількість відмов в інтервалі. Наприклад, в межі першого інтервалу (0-200) попали зразки з наробітком 10, 150, 190, 180, 150, 190 год. – загальною кількістю 6.

От же у рядку №1 таблиці 1.2 в стовбчику «Кількість відмов в інтервалі n_i » ставимо 6 відмов і т.д.

Визначаємо значення відносної частоти (частоті) W_i попадання наробітків в i -й інтервал

$$W_i = \frac{n_i}{N}.$$

$$W_1 = \frac{n_1}{N} = \frac{6}{50} = 0,12 \quad \text{і т.д.}$$

Визначаємо емпіричну функцію розподілу F_i^*

$$F_i^* = W_1 + W_2 + \dots + W_i$$

Для інтервалів 1, 2, 3

$$\begin{aligned} F_1^* &= 0,12; \\ F_2^* &= 0,12 + 0,22 = 0,34; \\ F_3^* &= 0,12 + 0,22 + 0,22 = 0,56 \quad \text{і т.д.} \end{aligned}$$

Параметри закону розподілу Вейбулла a і b визначаємо графічно за допомогою імовірнісного паперу.

Для цього на спеціальному імовірнісному папері (рис.1.1) будуємо графік теоретичної функції розподілу. По осі абсцис (вісь ОХ) відкладаємо значення правих меж інтервалу t''_i , а по осі ординат (вісь ОУ) - відповідні даному інтервалу значення емпіричної функції розподілу F_i^* . В результаті одержуємо K точок, через які проводимо пряму таким чином, щоб вона проходила по можливості ближче до всіх точок (метод найменших квадратів). Побудована пряма є теоретичною функцією розподілу $F(t)$.

Наприклад, координати першої точки мають значення (200; 0,12), другої – (400; 0,34), третьої – (600; 0,56), але враховуючи, що на спеціальному папері по осі абсцис (вісь ОХ) одиницею виміру є $t \cdot 102$, дістанемо координати першої точки (2; 0,12), другої – (4; 0,34), третьої – (6; 0,56) і т.д.

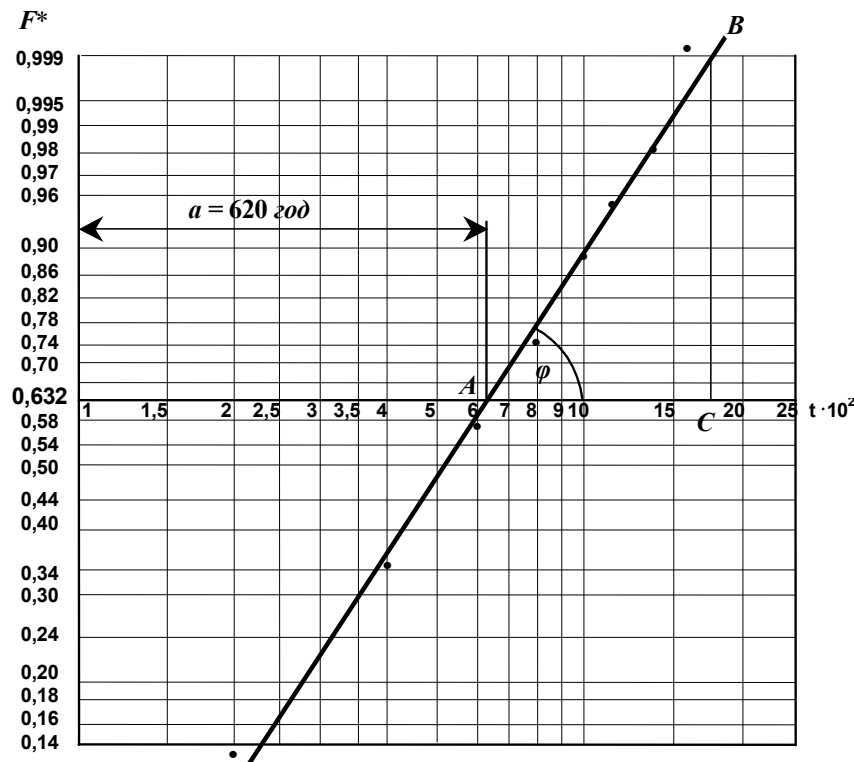


Рис. 1.1 Імовірнісний папір для закону розподілу Вейбулла і графічне визначення параметрів a і b

Зробимо перевірку відповідності теоретичного закону розподілу емпіричному за допомогою критерія А.М. Колмогорова. Для цього в кожному інтервалі підраховуємо модуль різниці між значеннями емпіричної і теоретичної функцій розподілу, вибираємо з них максимальне значення

$$D_{\max} = \max |F_i - F_i^*|$$

і визначаємо величину критерію

$$\lambda = D_{\max} \cdot \sqrt{N}.$$

Якщо $\lambda < 1,0$, то прийнятий теоретичний закон Вейбулла не суперечить емпіричному.

Наприклад, значення F_i дістанемо з побудованого графіка, де координати точок по осі абсцис (вісь ОХ) залишаються незмінними, а координати по осі ординат (вісь ОУ) і є шукані числові значення F_i .

Згідно графіка координати першої точки (2; 0,1), другої - (4; 0,34), третьої - (6; 0,56). Отже дістанемо, що $F_1 = 0,1$, $F_2 = 0,34$, $F_3 = 0,56$ і т. д.

Знаходимо
$$D_{\max} = \max |F_i - F_i^*| = 0,04$$

і визначаємо величину критерія

$$\lambda = D_{\max} \cdot \sqrt{N} = 0,04 \cdot \sqrt{50} = 0,28 < 1.$$

Отже прийнятий теоретичний закон Вейбулла не суперечить емпіричному.

Знаходимо параметри a і b закону розподілу Вейбулла (рис. 1.1).

a – безпосередньо з графіка (рис.1.1); b – із залежності

$$b = 1,3 \cdot \operatorname{tg} \varphi,$$

де φ - кут нахилу прямої до осі абсцис (ОХ).

Так, виходячи з побудованого графіка, $a = 620$ год.

Щоб знайти параметр b , розглянемо прямокутний трикутник ABC (рис.1.1). За допомогою лінійки вимірюємо довжини катетів $BC = 42$ мм, і $AC = 30$ мм, після чого

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{BC}{AC} = \frac{42}{30} = 1,4;$$

отже параметр $b = 1,3 \cdot \operatorname{tg} \varphi = 1,3 \cdot 1,4 = 1,82$.

Знаходимо середній ресурс за формулою

$$T = a \cdot \Gamma\left(1 + \frac{1}{b}\right),$$

де $\Gamma(x)$ - гамма-функція, яка визначається по таблиці (додаток 1).

Отже $T = 620 \cdot \Gamma\left(1 + \frac{1}{1,82}\right) = 620 \cdot \Gamma(1,55) = 620 \cdot 0,88887 = 551$ год.

Знаходимо середнє квадратичне відхилення σ за формулою

$$\sigma = a \cdot \sqrt{\Gamma\left(1 + \frac{2}{b}\right) - \Gamma^2\left(1 + \frac{1}{b}\right)}.$$

Підставимо числові значення параметрів і дістанемо

$$\begin{aligned} \sigma &= 620 \sqrt{\Gamma\left(1 + \frac{2}{1,82}\right) - \Gamma^2\left(1 + \frac{1}{1,82}\right)} = 620 \sqrt{\Gamma(2,1) - \Gamma^2(1,55)} = \\ &= 620 \sqrt{(2,1 - 1) \cdot \Gamma(2,1 - 1) - 0,88887^2} = 620 \sqrt{1,1 \cdot 0,95135 - 0,79} = \\ &= 620 \sqrt{1,046 - 0,79} = 314 \text{ год.} \end{aligned}$$

Знаходимо коефіцієнт варіації v за формулою

$$v = \frac{\sigma}{T} = \frac{314}{551} = 0,57.$$

Знаходимо імовірність безвідмовної роботи $R(t)$ в інтервалі наробітку від 0 до t за формулою $R(t) = 1 - F(t)$ і результати заносимо в таблицю 1.2.

Знаходимо довірчі межі для середнього наробітку до відмови T і імовірності безвідмовної роботи $R(t)$:

$$\begin{aligned} T_{\min}^{\max} &= T \pm t_{\beta} \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{N}}; \\ R_{\min}^{\max}(t) &= R(t) \pm t_{\beta} \cdot \sqrt{\frac{R(t) \cdot [1 - R(t)]}{N}}, \end{aligned}$$

де t_{β} – квантиль нормального розподілу, що відповідає імовірності β ; N - об'єм вибірки.

Якщо $R_{\max} > 1$, то слід приймати $R_{\max} = 1$, а якщо $R_{\min} < 1$, то приймається $R_{\min} = 0$.

Таким чином, середній ресурс з довірчими межами при $\beta = 0,9$; $t_{\beta} = 1,645$ становить

$$T_{\min}^{\max} = 551 \pm \frac{1,645 \cdot 314}{\sqrt{50}} = 551 \pm 73 \text{ год.};$$

$$T_{\max} = 624 \text{ год.}; \quad T_{\min} = 478 \text{ год.},$$

а імовірність безвідмовної роботи

$$R_{\min}^{\max}(t) = 0,9 \pm 1,645 \cdot \sqrt{\frac{0,9 \cdot [1 - 0,9]}{50}} = 0,9 \pm 0,07,$$

із значеннями $R_{\max} = 0,97$, $R_{\min} = 0,83$ і т.д.

За отриманими даними будують графік імовірності безвідмовної роботи $R(t)$, на якому наведені довірчі межі R_{\min}^{\max} (рис.1.2). Графічним засобом визначають 80%-й ресурс (при $\gamma = 80\%$ $t_{\gamma=80\%} = 290$ год.) і його довірчі межі $t_{80\max}$ і $t_{80\min}$.

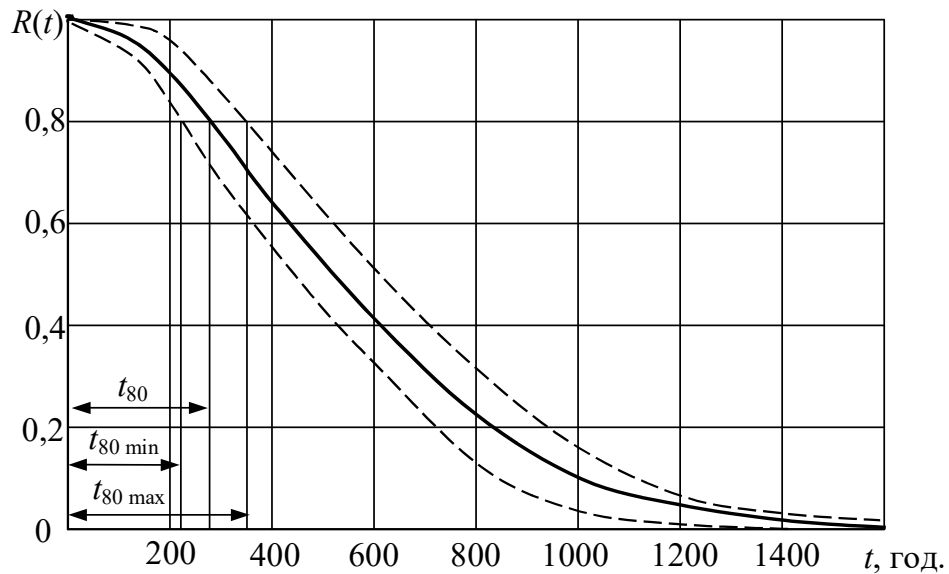


Рис. 1.2 Графік імовірності безвідмовної роботи $R(t)$ з довірчими межами

2. ОЦІНЮВАННЯ НАДІЙНОСТІ ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ ЦЕНЗУРОВАНИХ ВИПРОБУВАНЬ

Мета роботи: визначити показники надійності по випадково цензурованій вибірці даних (про наробіток), що отримана при скорочених ресурсних випробуваннях.

Загальні відомості

Ресурсні випробування на надійність не завжди проводять як повні, тобто до того моменту, коли відмовить останній об'єкт. У багатьох випадках, особливо в експлуатаційних умовах, випробування припиняють ще до настання відмов частини об'єктів. Якщо кількість відмов при таких скорочених випробуваннях становить не менше 50% від загальної кількості випробовуваних зразків, то, як показує практика, за такими даними можна з достатньою достовірністю оцінювати показники надійності, які могли б бути визначені при проведенні повних випробувань.

Одержана за наслідками скорочених випробувань вибірка даних містить наробітки до відмов і наробітки до припинення (призупинення) випробувань. На відміну від повних вибірок, що містять тільки наробітки до відмов, такі вибірки називають цензурованими. Якщо припинення випробувань відбувається в різні моменти часу із випадкових причин, то вибірка даних є випадково цензурованою.

Якщо згрупувати випадково цензуровану вибірку по інтервалах, отримаємо, що в будь-який i -ий інтервал потрапить деяка кількість n_{oi} наробітків до відмов, а також n_{ni} наробітків до припинення випробувань. Якщо загальна кількість об'єктів, що випробовувалися, дорівнює N , то нижньою межею для оцінювання емпіричної функції розподілу наробітку до відмов в i -ому інтервалі є відношення

$$F_{oi} = \frac{\sum_{j=1}^i n_{oj}}{N},$$

оскільки при цьому передбачається, що об'єкти, випробування яких були припинені, надалі відмовляти не можуть. В цьому випадку оцінка надійності об'єкту буде завищеною.

Верхньою межею при оцінюванні функції розподілу може бути відношення

$$F_{ci} = \frac{\sum_{j=1}^i n_{oj} + \sum_{j=1}^i n_{nj}}{N},$$

використання якого припускає, що в моменти припинення випробувань відбуваються відмови. При такому оцінюванні надійність випробовуваного об'єкту занижується. Цей вираз одночасно є оцінкою емпіричної функції розподілу фактичної тривалості скорочених випробувань.

Дійсне значення емпіричної функції розподілу наробітку до відмови F_i^* знаходитиметься в інтервалі

$$F_{oi} < F_i^* < F_{ci}.$$

Ширина цього інтервалу збільшується при збільшенні числа об'єктів, випробування яких не доведені до відмов.

Для точкового оцінювання за цензурованими даними функції розподілу F_i^* у середині інтервалу її можливих значень при незалежних випадкових наробітках до відмов і цензурування застосовується наступний метод.

Оцінимо емпіричну імовірність безвідмовної роботи R_1 об'єкту в першому інтервалі групування як відношення кількості зразків, що не відмовили в цьому інтервалі до повної кількості об'єктів, що випробовувалися. При визначенні кількості об'єктів N_1 , що випробовувалися, врахуємо, що в першому інтервалі випробування n_{n1} зразків були припинені при різних наробітках, кожна з яких менша, ніж права межа першого інтервалу. Припускаючи що наробітки припинених зразків розподілені симетрично щодо середини інтервалу, можна вважати, що умовна кількість об'єктів, що випробовувалися в першому інтервалі, дорівнює

$$N_1 = N - \frac{1}{2} n_{n1}.$$

Кількість об'єктів, що не відмовили в першому інтервалі, дорівнює $N_1 - n_{o1}$, а імовірність безвідмовної роботи до кінця першого інтервалу дорівнює

$$R_1 = \frac{N_1 - n_{o1}}{N_1} = 1 - \frac{n_{o1}}{N_1}.$$

За цим же принципом оцінимо умовну імовірність безвідмовної роботи \tilde{R}_2 в другому інтервалі для об'єктів, що не відмовили в першому інтервалі. Умовна кількість об'єктів, що випробовувалися в другому інтервалі, дорівнює

$$N_2 = N - n_{o1} - n_{n1} - \frac{1}{2} n_{n2},$$

а об'єктів, що не відмовили, складає $N_2 - n_{o2}$. Їх відношення дає оцінку для умовної імовірності

$$\tilde{R}_2 = \frac{N_2 - n_{o2}}{N_2} = 1 - \frac{n_{o2}}{N_2}.$$

Безумовну імовірність безвідмовної роботи об'єкту R_2 в першому і другому інтервалах (тобто від початку випробувань і до правої межі другого інтервалу) можна оцінити як добуток імовірностей R_1 і \tilde{R}_2

$$R_2 = R_1 \cdot \tilde{R}_2 = \left(1 - \frac{n_{o1}}{N_1}\right) \left(1 - \frac{n_{o2}}{N_2}\right).$$

Аналогічно в третьому інтервалі умовна імовірність безвідмовної роботи \tilde{R}_3 для об'єктів, що не відмовили у перших двох інтервалах, визначається з виразу

$$\tilde{R}_3 = 1 - \frac{n_{o3}}{N_3},$$

де $N_3 = N - n_{o1} - n_{o2} - n_{n1} - n_{n2} - \frac{1}{2} n_{n3}$.

Безумовна імовірність безвідмовної роботи R_3 об'єкту від початку випробувань до правої межі третього інтервалу дорівнює добутку

$$R_3 = R_2 \cdot \tilde{R}_3 = \left(1 - \frac{n_{o1}}{N_1}\right) \left(1 - \frac{n_{o2}}{N_2}\right) \left(1 - \frac{n_{o3}}{N_3}\right)$$

тощо.

Отже, для будь-якого i -го інтервалу групування випадково цензурованої вибірки емпірична імовірність безвідмовної роботи R_i (рахуючи $R_0 \equiv 1$), може бути визначена як добуток імовірностей

$$R_i = R_{i-1} \cdot \tilde{R}_i = \prod_{j=1}^i \left(1 - \frac{n_{oj}}{N_j}\right),$$

де
$$N_j = N - \sum_{\kappa=1}^{j-1} (n_{o\kappa} + n_{п\kappa}) - \frac{1}{2} n_{пj}.$$

Відповідні значення відновленої емпіричної функції розподілу наробітку до відмов F_i^* визначаються з відомого співвідношення

$$F_i^* = 1 - R_i.$$

Далі, як і у разі повної вибірки, значення відновленої емпіричної функції розподілу можуть бути нанесені на імовірнісний папір, після чого графічно визначені параметри теоретичного закону розподілу і показники надійності об'єкту.

Порядок виконання роботи.

При виконанні цієї роботи використовуються вихідні дані про наробітки до відмов з роботи «Оцінювання надійності за результатами повних випробувань» і вихідні дані з таблиці 2.1. Вибірка даних, узятая відповідно шифру завдання з табл.1.1, заздалегідь піддається випадковому цензуруванню. Цензурування даних виконується за допомогою даних таблиці 2.1 наступним чином. Кожному рядку даних про наробітки до відмови з табл. 1.1 ставиться у відповідність будь-який з рядків наробітків до призупинення випробувань з табл. 2.1. Потім наробітки, що об'єдналися, попарно порівнюють між собою, і до цензурованої вибірки відбирається менший наробіток з двох порівнюваних між собою.

Приклад.

Вибираємо за своїм варіантом п'ять рядків з таблиці 2.1.

Варіант 12345:

- 1 - 202, 750, 168, 1980, 256, 1322, 622, 1706, 1272, 1476;
- 2 - 1466, 410, 538, 1806, 1600, 1150, 22, 1956, 664, 1292;
- 3 - 676, 112, 1064, 584, 1416, 348, 110, 40, 702, 1060;
- 4 - 1040, 1790, 1290, 754, 314, 146, 1144, 104, 650, 1060;
- 5 - 718, 860, 1860, 144, 1230, 1370, 482, 1138, 1410, 956.

Вихідні дані до роботи

Таблиця 2.1 Наробітки до призупинення випробувань

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	202	750	168	1980	256	1322	622	1706	1272	1476
2	1466	410	538	1806	1600	1150	22	1956	664	1292
3	676	112	1064	584	1416	348	110	40	702	1060
4	1040	1790	1290	754	314	146	1144	104	650	1060
5	718	860	1860	144	1230	1370	482	1138	1410	956
6	1970	236	1669	1774	1992	1310	1602	1492	1398	198
7	35	1010	599	1080	934	235	870	200	1254	641
8	1343	628	681	7	978	1483	703	355	73	103
9	1811	1616	578	1015	1035	937	1454	805	504	451
10	1721	1546	1616	1680	994	190	1603	1442	1829	1702

Потім беремо наробітки до відмов з роботи «Оцінювання надійності за результатами повних випробувань» і проводимо цензурування наступним чином.

З таблиці 1.1 - 1-ий рядок:

310, 880, 10, 270, 640, 790, 1360, 150, 540, 500;

З таблиці 2.1 – 1-ий рядок:

202, 750, 168, 1980, 256, 1322, 622, 1706, 1272, 1476.

Проводимо цензурування і дістаємо:

202*, 750*, 10, 270, 256*, 790, 622*, 150, 540, 500,

* - наробітки до призупинення випробувань.

Таким чином формуємо випадково цензуровану вибірку результатів скорочених випробувань:

202*, 750*, 10, 270, 256*, 790, 622*, 150, 540, 500,
 190, 320, 300, 260, 540, 180, 22*, 580, 664*, 260,
 676*, 112*, 930, 370, 510, 150, 110*, 40*, 420, 1060*,
 350, 570, 490, 754*, 250, 146*, 340, 104*, 650*, 370,
 626, 624, 622, 144*, 816, 619, 482*, 600, 1059, 956*.

Групуємо цензуровану вибірку по інтервалах з тими ж межами, які були вибрані для повної вибірки. При цьому підрахунок кількості попадань наробітків до відмов n_{oi} і наробітків до припинень n_{pi} в кожний інтервал робимо окремо, і результати заносимо в таблицю 2.2.

В кожному інтервалі визначаємо значення нижньої межі F_{oi} для функції розподілу F_i^* за формулою

$$F_{oi} = \frac{\sum_{j=1}^i n_{oj}}{N}.$$

Наприклад

$$F_{o1} = \frac{5}{50} = 0,1; \quad F_{o2} = \frac{5+10}{50} = 0,3; \quad \text{і т.д.}$$

Результати підрахунків заносимо в таблицю 2.2

Результати наносимо на імовірнісний папір (рис.2.1). Будуємо графік функції F_0 і визначаємо значення її параметрів:

$$a_0=1000 \text{ год.}; \quad b_0=1,3 \cdot 1,0=1,3.$$

Таблиця 2.2 Результати розрахунків до прикладу

№ інт.	$t_i' \div t_i''$	n_{oi}	n_{pi}	F_{oi}	F_{ci}	N_i	\tilde{R}_i	R_i	F_i^*
1	0÷200	5	7	0,1	0,24	46,5	0,892	0,892	0,108
2	200÷400	10	2	0,3	0,48	37	0,73	0,651	0,349
3	400÷600	8	1	0,46	0,66	25,5	0,686	0,446	0,554
4	600÷800	6	6	0,58	0,9	14	0,571	0,255	0,745
5	800÷1000	2	1	0,62	0,96	4,5	0,55	0,14	0,86
6	1000÷1200	1	1	0,64	1	1,5	0,333	0,047	0,953
7	1200÷1400	-	-	-	-	-	-	-	-

В кожному інтервалі визначаємо значення функції розподілу тривалості випробувань F_{ci} за формулою

$$F_{ci} = \frac{\sum_{j=1}^i n_{oj} + \sum_{j=1}^i n_{pij}}{N}.$$

Наприклад

$$F_{c1} = \frac{5+7}{50} = 0,24, \quad F_{c2} = \frac{5+10+7+2}{50} = 0,48, \quad \text{і т.д.}$$

Результати обчислень заносимо в таблицю 2.2. Наносимо на імовірнісний папір (рис.2.1) і будуємо графік функції F_c . Графічно визначаємо параметри: $a_c=500$ год.; $b_c=1,3 \cdot 1,15=1,5$.

Визначаємо середню тривалість скорочених випробувань за формулою:

$$T_c = a_c \cdot \Gamma\left(1 + \frac{1}{b_c}\right).$$

$$T_c = a_c \cdot \Gamma\left(1 + \frac{1}{b_c}\right) = 500 \cdot \Gamma\left(1 + \frac{1}{1,5}\right) = 500 \cdot 0,90167 = 451 \text{ год.}$$

Величину середньої тривалості скорочених випробувань T_c порівнюємо з величиною середньої тривалості повних випробувань, яка співпадає з середнім ресурсом T об'єкта, знайденим попередній роботі, і визначаємо коефіцієнт скорочення випробувань за формулою:

$$K_c = \frac{T_c}{T}.$$

$$K_c = \frac{T_c}{T} = \frac{451}{551} = 0,818.$$

В кожному інтервалі (до шостого включно) визначаємо умовну кількість об'єктів, що випробовувалися, і результати обчислень заносимо в таблицю 2.2.

$$N_1 = N - \frac{1}{2}n_{n1}; \quad N_2 = N - n_{o1} - n_{n1} - \frac{1}{2}n_{n2}.$$

$$N_1 = 50 - \frac{1}{2}7 = 46,5; \quad N_2 = 50 - 5 - 7 - \frac{1}{2}2 = 37;$$

$$N_3 = 50 - 5 - 10 - 7 - 2 - \frac{1}{2}1 = 25,5; \text{ і т.д.}$$

Визначаємо імовірність безвідмовної роботи.

Кількість об'єктів, що не відмовили в першому інтервалі, дорівнює $N_1 - n_{o1}$, а імовірність безвідмовної роботи на кінці першого інтервалу

$$R_1 = \frac{N_1 - n_{o1}}{N_1} = 1 - \frac{n_{o1}}{N_1}.$$

$$R_1 = \frac{46,5 - 5}{46,5} = 1 - \frac{5}{46,5} = 0,892.$$

Умовна кількість об'єктів, що не відмовили у другому інтервалі, складає $N_2 - n_{o2}$. а умовна імовірність безвідмовної роботи

$$\tilde{R}_2 = \frac{N_2 - n_{o2}}{N_2} = 1 - \frac{n_{o2}}{N_2}.$$

$$\tilde{R}_2 = \frac{37 - 10}{37} = 1 - \frac{10}{37} = 0,73.$$

Безумовну імовірність безвідмовної роботи об'єкту R_2 в першому і другому інтервалах (тобто від початку випробувань і на правій межі другого інтервалу) можна оцінити як добуток імовірностей R_1 і \tilde{R}_2

$$R_2 = R_1 \cdot \tilde{R}_2 = \left(1 - \frac{n_{o1}}{N_1}\right) \left(1 - \frac{n_{o2}}{N_2}\right).$$

$$R_2 = 0,892 \cdot 0,73 = \left(1 - \frac{5}{46,5}\right) \left(1 - \frac{10}{37}\right) = 0,651.$$

Аналогічно в третьому інтервалі умовна імовірність безвідмовної роботи \tilde{R}_3 для об'єктів, що не відмовили у перших двох інтервалах, визначається з виразу

$$\tilde{R}_3 = 1 - \frac{n_{o3}}{N_3}. \quad \tilde{R}_3 = 1 - \frac{8}{25,5} = 0,686.$$

Безумовна імовірність безвідмовної роботи об'єкту R_3 від початку випробувань до правої межі третього інтервалу дорівнює добутку

$$R_3 = R_2 \cdot \tilde{R}_3 = \left(1 - \frac{n_{o1}}{N_1}\right) \left(1 - \frac{n_{o2}}{N_2}\right) \left(1 - \frac{n_{o3}}{N_3}\right).$$

$$R_3 = 0,651 \cdot 0,686 = \left(1 - \frac{5}{46,5}\right) \left(1 - \frac{10}{37}\right) \left(1 - \frac{8}{25,5}\right) = 0,446.$$

Результати обчислень імовірності безвідмовної роботи R_i для всіх інтервалів до шостого (в якому зафіксовані останні відмови) приведені в табл. 2.2.

Визначаємо значення відновленої емпіричної функції розподілу F_i^* в кожному інтервалі.

Відповідні значення відновленої емпіричної функції розподілу нароби-тку до відмов визначаються з відомого співвідношення:

$$\begin{aligned} F_i^* &= 1 - R_i. \\ F_1^* &= 1 - 0,892 = 0,108; \\ F_2^* &= 1 - 0,651 = 0,349; \\ F_3^* &= 1 - 0,447 = 0,554. \end{aligned}$$

Результати обчислень заносимо в таблицю 2.2.

Будуємо графік відновленої функції розподілу F^* (рис.2.1) і визначаємо її параметри:

$$a_B = 660 \text{ год.}; \quad b_B = 1,3 \cdot 1,29 = 1,68.$$

Визначаємо середній ресурс за формулою:

$$T_e = a_e \cdot \Gamma\left(1 + \frac{1}{b_e}\right). \quad T_e = 660 \cdot \Gamma\left(1 + \frac{1}{1,68}\right) = 589 \text{ год.}$$

Визначаємо 80%-ий ресурс за формулою:

$$t_\gamma^e = a_e \left(\ln \frac{100}{\gamma}\right)^{1/b_e}. \quad t_{80}^e = 660 \cdot \left(\ln \frac{100}{80}\right)^{1/1,68} = 270 \text{ год.}$$

Визначаємо погрішності оцінювання показників надійності по цензурованій виборці даних:

- по середньому ресурсу за формулою:

$$\Delta_T = \frac{|T - T_e|}{T} \cdot 100\%,$$

де T – середній ресурс з лабораторної роботи «Оцінювання надійності за результатами повних випробувань»

$$\Delta_T = \frac{|551 - 589|}{551} \cdot 100\% = 6,9\%;$$

- по 80%-му ресурсу за формулою:

$$\Delta_\gamma = \frac{|t_\gamma - t_\gamma^e|}{t_\gamma} \cdot 100\%.$$

де t_γ 80%-й ресурс з лабораторної роботи «Оцінювання надійності за результатами повних випробувань».

$$\Delta_{80} = \left| \frac{290 - 270}{290} \right| \cdot 100\% = 6,89\%.$$

З отриманих результатів випливає, що при скороченні тривалості випробувань вдалося оцінити показники довговічності деталей з достатньо високою точністю.

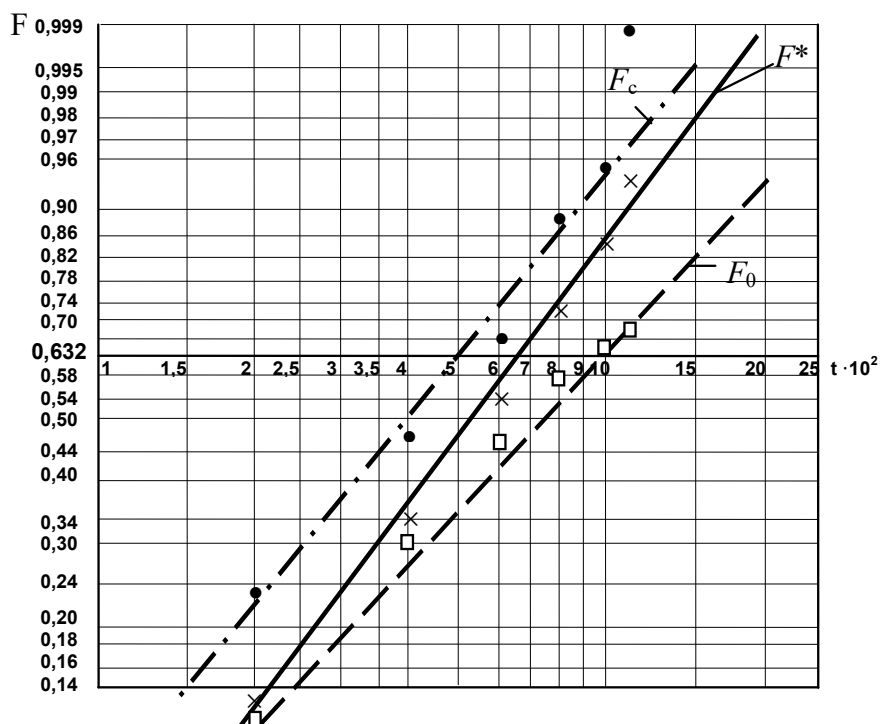


Рис.2.1. Графіки для визначення параметрів функцій розподілу F_0 , F_c і F^*

3. СТАТИСТИЧНЕ ПРОГНОЗУВАННЯ НАДІЙНОСТІ ДЕТАЛЕЙ, ЩО ЗНОШУЮТЬСЯ

Мета роботи: оцінити гамма-відсотковий ресурс пальців гусеничного ланцюга трактора.

Загальні відомості

Довговічність - це властивість об'єкту зберігати працездатність до настання граничного стану при встановленій системі технічного обслуговування (ТО) і ремонту. При цьому під граничним станом розуміють такий стан об'єкту, при якому його подальше застосування за призначенням є неприпустимим або недоцільним, або відновлення його справного або працездатного стану неможливе або недоцільне. Довговічність оцінюється ресурсом, тобто наробітком до граничного стану.

Для деталей, що зношуються, вважається, що граничний стан визначається граничним розміром деталі. Звичайно вдається зміряти знос U через відомі проміжки часу і побудувати реалізації зносу у вигляді функції

$$U = b \cdot t^\alpha,$$

де b і α - параметри; b залежить від зносостійкості, умов навантаження та змащення (визначає швидкість зношування); α в основному залежить від виду спряження (для одного типу деталей є сталою величиною).

Параметр b може змінюватися в широких межах, а параметр α для виробу одного найменування майже не змінюється і задається наперед. Прийнята функція використовується для розрахунку і прогнозування довговічності досліджуваного об'єкту.

Припустимо, є в наявності n вимірювань зносу $U_i(t)$ об'єктів одного найменування (пальці гусеничного ланцюга) через відомий проміжок часу t_0 .

Для кожного об'єкту має місце залежність

$$U_i(t_0) = b_i \cdot t_0^\alpha.$$

Тоді величина b_i для i -го об'єкту знаходиться по наявному вимірюванню $U_i(t)$:

$$b_i = \frac{U_i(t_0)}{t_0^\alpha}.$$

Можна припустити, що середнє значення зносу \bar{U} і середнє квадратичне відхилення σ_u у вибірці з n об'єктів змінюються в часі за таким же законом (рис.3.1):

$$\begin{aligned} \bar{U}(t) &= b_1^* \cdot t^\alpha \\ \sigma_u(t) &= b_2^* \cdot t^\alpha \end{aligned} \quad (3.1)$$

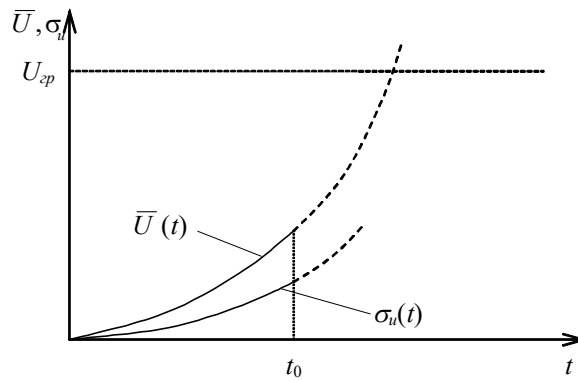


Рис.3.1. Зміна середнього значення зносу $\bar{U}(t)$ і середнього квадратичного відхилення $\sigma_u(t)$ залежно від наробітку t .

Параметри b_1^* і b_2^* визначаються з (3.1) по $\bar{U}(t_0)$ і $\sigma_u(t_0)$ у момент вимірювання (через певний час роботи об'єкту t_0):

$$\bar{U}(t_0) = \frac{\sum_{i=1}^n U_i(t_0)}{n}, \quad \sigma_u(t_0) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n [U_i(t_0) - \bar{U}(t_0)]^2}{n-1}}. \quad (3.2)$$

$$b_1^* = \frac{\bar{U}(t_0)}{t_0^\alpha}; \quad b_2^* = \frac{\sigma_u(t_0)}{t_0^\alpha}. \quad (3.3)$$

Середні значення і середнє квадратичне відхилення зносу змінюються в часі, а відмова настає при досягненні кожним об'єктом граничного значення зносу. Для випадку, якщо знос розподілений за нормальним законом, імовірність безвідмовної роботи визначається за формулою

$$R(t) = F_o \left(\frac{U_{ep} - b_1^* \cdot t^\alpha}{b_2^* \cdot t^\alpha} \right),$$

де U_{ep} – гранично допустимий знос об'єкту; F_o – табульована функція нормованого нормального розподілу (додаток 2).

Для заданих значень t будується графік імовірності безвідмовної роботи і визначається гамма-відсотковий ресурс.

Порядок виконання роботи

Вихідні дані для розрахунків одержують вимірюванням мінімального поперечного розміру пальців гусеничного ланцюга трактора, що пропрацював певний час t_0 . Вимірювання проводять в шести перерізах (рис. 3.2) трьох пальців, які мають явно виражені сліди зносу.

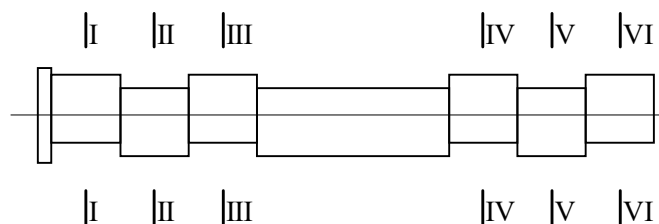


Рис. 3.2. Схема розташування поперечних перерізів для вимірювання зносу пальця гусеничного ланцюга

Результати вимірювань заносять в табл. 3.1.

Значення t_0 і α задаються викладачем. Граничне значення зносу для пальців гусеничного ланцюга U_{zp} і початковий діаметр пальця d слід прийняти відповідно $U_{zp} = 7$ мм; $d=22$ мм.

Робота закінчується побудовою графіка імовірності безвідмовної роботи $R(t)$ пальців ланцюга (рис. 3.3) і визначенням 80-відсоткового ресурсу t_{80} .

Приклад.

Результати вимірювань мінімального поперечного розміру пальців в різних перерізах після наробітку $t_0 = 1000$ год. наведено в табл.3.1.

Таблиця 3.1 Результати вимірювань розмірів поперечних перерізів пальців $d_i(t_0)$, мм

Номер пальця	Номер перерізу і чисельне значення $d_i(t_0)$					
	I-I	II-II	III-III	IV-IV	V - V	VI-VI
1	20,5	19,8	19,6	19,8	19,3	20,5
2	20,3	18,8	18,7	18,7	18,6	20,0
3	20,2	18,9	18,9	18,6	18,5	20,0

Обчислення зручно вести в табл. 3.2 і 3.3. Значення t_0 і α задаються викладачем. Прийняти граничне значення зносу для пальців гусеничного ланцюга $U_{zp} = 7$ мм, початковий діаметр пальця $d=22$ мм, параметр $\alpha=1,4$, вибірка $n=18$.

Проведемо розрахунок середнього значення $\bar{U}(t_0)$ і середнього квадратичного відхилення зносу $\sigma_u(t_0)$.

Результати розрахунків заносимо в табл.3.2.

Наприклад. Величина зносу в перерізах I-I і II-II першого пальця

$$U_1(t_0) = d - d_1(t_0) = 22 - 20,5 = 1,5 \text{ мм};$$

$$U_2(t_0) = d - d_2(t_0) = 22 - 19,8 = 2,2 \text{ мм і т.д.}$$

Таблиця 3.2 Результати розрахунків

i	$U_i(t_0) = d - d_i(t_0)$	$[U_i(t_0) - \bar{U}(t_0)]^2$	i	$U_i(t_0) = d - d_i(t_0)$	$[U_i(t_0) - \bar{U}(t_0)]^2$
1	1,5	1,14	10	3,3	0,53
2	2,2	0,14	11	3,4	0,69
3	2,4	0,03	12	2,0	0,32
4	2,2	0,14	13	1,8	0,59
5	2,7	0,02	14	3,1	0,28
6	1,5	1,14	15	3,1	0,28
7	1,7	0,76	16	3,4	0,69
8	3,2	0,40	17	3,5	0,86
9	3,3	0,53	18	2,0	0,32
			Σ	46,3 мм	8,86 мм²

Середнє значення зносу

$$\bar{U}(t_0) = \frac{\sum_{i=1}^n U_i(t_0)}{n} = \frac{46,3}{18} = 2,57 \text{ мм.}$$

Середнє квадратичне відхилення

$$\sigma_u(t_0) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n [U_i(t_0) - \bar{U}(t_0)]^2}{n-1}} = \sqrt{\frac{8,86}{17}} = 0,72 \text{ мм.}$$

Параметри b_1^* і b_2^* дорівнюють відповідно:

$$b_1^* = \frac{2,57}{1000^{1,4}} = 1,62 \cdot 10^{-4}; \quad b_2^* = \frac{0,72}{1000^{1,4}} = 0,45 \cdot 10^{-4}.$$

Знаходимо показники імовірності безвідмовної роботи для випадку, коли знос розподілений по нормальному закону.

Імовірність безвідмовної роботи визначається за формулою

$$R(t) = F_o\left(\frac{U_{zp} - b_1^* \cdot t^\alpha}{b_2^* \cdot t^\alpha}\right) = F_o\left(\frac{7 - 1,62 \cdot 10^{-4} \cdot 300^{1,4}}{0,45 \cdot 10^{-4} \cdot 300^{1,4}}\right) = F_o\left(\frac{6,52}{0,133}\right) = F_o(48,89),$$

де U_{zp} – гранично допустимий знос пальця; $F_o(x)$ – табульована функція нормального розподілу.

Табульована функція визначається з додатку 1.

Якщо аргумент функції $F_o(x)$ більше за 2,4, то імовірність безвідмовної роботи $R(t)$ пальців ланцюга приймається як 1.

Результати заносимо до таблиці 3.3

Таблиця 3.3 Результати обчислення імовірності безвідмовної роботи $R(t)$ пальців ланцюга

t_i	300	600	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700
$\frac{U_{zp} - b_1^* t^\alpha}{b_2^* \cdot t^\alpha}$	48,89	16,33	7,73	3,44	1,94	0,7	-0,12	-0,71	-1,15
$R(t)$	1,0	1,0	1,0	1,0	0,97	0,75	0,46	0,24	0,13

Для заданих значень t будемо графік імовірності безвідмовної роботи пальців ланцюга гусениці (рис. 3.3) і визначаємо на ньому 80%-й ресурс $t_{80}=1750$ год.

Для спрощення розрахунків при побудові графіка $R(t)$ можна спочатку визначити медіанний (50%-ий) ресурс за формулою

$$t_{50} = \left(\frac{U_{zp}}{b_1^*}\right)^{1/\alpha}.$$

Цей ресурс, за визначенням, відповідає значенню імовірності $R(t)=0,5$. Решта значень імовірності $R(t)$, які є необхідними для побудови графіка, визначається потім при значеннях ресурсу

$$t_i = t_{50} \pm i \cdot \Delta t,$$

де Δt - наперед вибраний інтервал наробітку ($\Delta t=300 \div 600$ год.); $i = 1, 2, 3 \dots$

Наприклад

$$t_{50} = \left(\frac{U_{zp}}{b_1^*} \right)^{1/\alpha} = \left(\frac{7}{1,62 \cdot 10^{-4}} \right)^{1/1,4} = (43209,88)^{1/1,4} = 2047 \text{ год.}$$

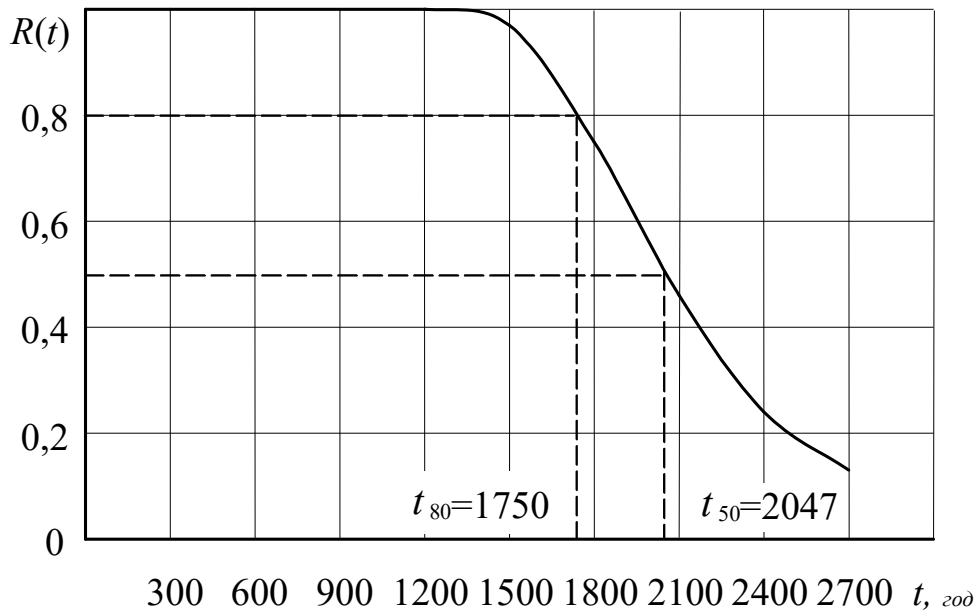


Рис. 3.3. Графік імовірності безвідмовної роботи пальців гусеничного ланцюга

4. ІНДИВІДУАЛЬНИЙ ПРОГНОЗ ДОВГОВІЧНОСТІ ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ ВИМІРЮВАННЯ ЗНОСУ

Мета роботи: виконати індивідуальний прогноз довговічності пальців гусеничного ланцюга трактора, розрахувавши загальний і залишковий ресурси кожного пальця, а також знайти значення зносу, що допускається при ТО або КР; провести статистичну оцінку довговічності, визначивши середній і гамма-відсотковий ресурси пальців.

Загальні відомості

Для деталей, що зношуються, оцінка довговічності проводиться при ТО або КР за наслідками вимірювань їх зносу. Індивідуальний прогноз припускає обчислення, наприклад, по реалізації зносу конкретної деталі (рис.4.1, пунктирна крива) загального її ресурсу, тобто наробітку T від початку експлуатації до настання граничного стану, визначуваного граничним значенням зносу U_{zp} і залишкового ресурсу $t_{зал}$ – наробітку до граничного стану після ТО або КР (рис. 4.1). Порівняння залишкового ресурсу $t_{зал}$ із тим, що допускається $t_{зал.дон}$, величина якого призначається, наприклад, до наступного ТО (рис. 4.1, суцільна лінія) дозволяє зробити висновок про доцільність подальшої експлуатації деталі. Схожий аналіз проводять також за допомогою порівняння величини вимірюного зносу $U_{ТО}$ деталі зі значенням $U_{дон}$, що допускається (рис.4.1). Якщо $U_{ТО} > U_{дон}$, деталь вибраковується; при $U_{ТО} < U_{дон}$ – залишається в експлуатації. Значення зносу $U_{дон}$, що допускається, призначають, виходячи з вимоги, щоб величина зносу при наступному ТО, яке проводять через період $t_{зал.дон}$ (рис.4.1), дорівнювала б в точності граничному зносу U_{zp} .

Прийнявши, що знос U деталі описується степеневою функцією вигляду

$$U = b \cdot t^\alpha, \quad (4.1)$$

де α і b – коефіцієнти, знаходять ресурс i -ої деталі за формулою

$$T_i = T_{ТО} \left(\frac{U_{zp}}{U_{ТО}} \right)^{\frac{1}{\alpha}}, \quad (4.2)$$

де $T_{ТО}$ і $U_{ТО}$ – відповідно наробіток, при якому проведено ТО і величина зносу i -ої деталі; U_{zp} - гранична величина зносу. Залишковий ресурс $t_{зал}$ визначається як різниця між загальним ресурсом T і наробітком $T_{ТО}$ (рис.4.1)

$$t_{зал} = T - T_{ТО} = T_{ТО} \left\{ \left[\left(\frac{U_{zp}}{U_{ТО}} \right)^{\frac{1}{\alpha}} \right] - 1 \right\}. \quad (4.3)$$

Значення зносу, що допускається, визначають з (4.3), поклавши $U_{ТО} = U_{дон}$; $t_{зал} = t_{зал.дон}$

$$U_{дон} = \frac{U_{zp}}{(T_{ТО} + t_{зал.дон})^\alpha} \cdot T_{ТО}^\alpha. \quad (4.4)$$

Для порівняння з результатами, отриманими в попередній роботі, проводиться статистична оцінка довговічності, яка полягає у побудові графіка імовірності безвідмовної роботи $R(t)$, визначенні середнього \bar{T} і гамма-відсоткового t_γ ресурсів.

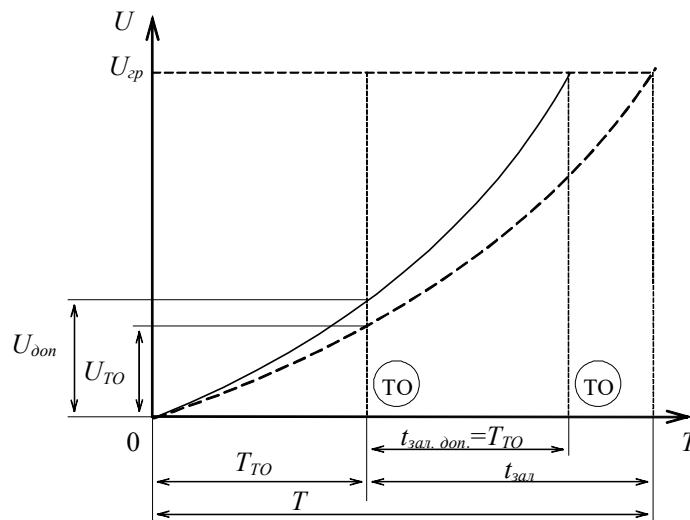


Рис.2.1. Схема до визначення залишкового ресурсу $t_{зал}$ і значення допустимого зносу $U_{доп}$

Вважаючи, що ресурс деталі, що зношується, описується нормальним законом розподілу, імовірність безвідмовної роботи визначають по залежності

$$R(t) = F_o \left(\frac{\bar{T} - t}{\sigma_T} \right), \quad (4.5)$$

де $F_o(x)$ – табульована функція нормального розподілу (додаток 2); σ_T – середнє квадратичне відхилення ресурсу.

Середній ресурс \bar{T} і середнє квадратичне відхилення ресурсу σ_T знаходять за наступними залежностями:

$$\bar{T} = \frac{\sum_{i=1}^N T_i}{N}; \quad (4.6)$$

$$\sigma_T = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (T_i - \bar{T})^2}{N - 1}}, \quad (4.7)$$

де T_i - ресурс i -ої деталі; N – загальна кількість деталей.

Порядок проведення роботи

Як об'єкт оцінки і прогнозування довговічності використані пальці гусеничного ланцюга трактора. Початковими даними для обробки є значення $T_{ТО}$, $U_{зр}$, α і $t_{зал.доп}$, що задаються викладачем, а також зноси трьох пальців, виміряні в шести перерізах на кожному пальці. Приймавши, що кожний переріз відповідає одному пальцю, одержують $N=18$ величин зносу.

Скориставшись залежностями (4.2) і (4.3), слід визначити величини загального і залишкового ресурсів відповідно для кожного з 18 пальців, а також розрахувати значення зносу, що допускається.

При проведенні аналізу доцільності подальшої експлуатації пальців слід вважати, що ознакою їх вибраковування як єдиного цілого, є випадок, коли необхідний залишковий ресурс $t_{зал.дон}$ не виробляють один, два, три і т.д. до шести (по вказівці викладача) перерізів кожного пальця. Результати розрахунків звести в табл.4.1.

При проведенні статистичної оцінки довговічності слід, скориставшись формулами (4.5) – (4.7), визначити середній ресурс \bar{T} , середнє квадратичне відхилення ресурсу σT і побудувати графік імовірності безвідмовної роботи $R(t)$, після чого графічно знайти величини гамма - відсоткових ресурсів, що відповідають імовірностям $\gamma=90\%$ і $\gamma=80\%$.

Наприкінці роботи привести змістовні висновки.

Приклад.

Вихідні дані:

$$T_{TO} = 1000 \text{ год.}; \quad U_{cp} = 7 \text{ мм}; \quad \alpha = 1,4; \quad t_{зал.дон} = 700 \text{ год.}$$

Знаходимо загальний ресурс за формулою (2.2)

$$T_i = T_{TO} \left(\frac{U_{cp}}{U_{TO}^i} \right)^{\frac{1}{\alpha}},$$

$$T_1 = 1000 \left(\frac{7}{1,5} \right)^{\frac{1}{1,4}} = 3005 \text{ год.};$$

$$T_2 = 1000 \left(\frac{7}{2,2} \right)^{\frac{1}{1,4}} = 2286 \text{ год. та ін.}$$

Результати розрахунків зведені в табл.4.1, звідки за формулою (4.6)

$$\bar{T} = \frac{\sum_{i=1}^N T_i}{N},$$

визначаємо середній ресурс

$$\bar{T} = \frac{38715}{18} = 2150 \text{ год.}$$

Знаходимо залишковий ресурс $t_{зал}$, який визначається як різниця між загальним ресурсом T_i і наробітком ТТО

$$t_{зал} = T - T_{TO}$$

$$t_{зал} = 3005 - 1000 = 2005 \text{ год. та ін.}$$

Як бачимо, загальний ресурс не є однаковим для всіх гусеничних пальців і знаходиться в межах $1641 \div 3005$ год., залишковий ресурс також є різним, і для самого зношеного пальця складає $t_{зал} = 641$ год. (табл. 4.1).

Визначаємо значення зносу, що допускається, поклавши $U_{TO} = U_{дон}$; $t_{зал} = t_{зал.дон}$

$$U_{\text{дон}} = \frac{U_{\text{сп}}}{(T_{\text{ГО}} + t_{\text{зал.дон}})^\alpha} \cdot T_{\text{ГО}}^\alpha = \frac{7}{(1000 + 700)^{1,4}} \cdot 1000^{1,4} = 3,33 \text{ мм.}$$

Порівняння зносу в двох самих зношених перерізах кожного пальця (розглядаючи пальці з шістьма перерізами) із тим, що допускається, показує, що перший палець придатний для подальшої експлуатації, а другий і третій – ні, оскільки знос перевищує допустиму величину $U_{\text{дон}} = 3,33 \text{ мм}$.

Робимо висновок про придатність пальців до подальшого використання.
Знаходимо середнє квадратичне відхилення ресурсу

$$\sigma_T = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (T_i - \bar{T})^2}{N-1}} = \sqrt{\frac{382 \cdot 10^4}{17}} = 474 \text{ год.}$$

Знаходимо імовірність безвідмовної роботи $R(t)$.

Вважаючи, що ресурс деталі, що зношується, описується нормальним законом розподілу, імовірність безвідмовної роботи визначаємо по залежності

$$R(t) = F_o\left(\frac{\bar{T} - T_i}{\sigma_T}\right),$$

де $F_o(x)$ – табульована функція (додаток 2); σ_T – середнє квадратичне відхилення ресурсу.

Наприклад

$$R(t)_1 = F_o\left(\frac{\bar{T} - T_1}{\sigma_T}\right) = F_o\left(\frac{2150 - 3005}{474}\right) = F_o(-1,8) = 1 - F_o(1,8) = 1 - 0,9641 = 0,036;$$

$$R(t)_2 = F_o\left(\frac{2150 - 2286}{474}\right) = F_o(-0,28) = 1 - F_o(0,28) = 1 - 0,6103 = 0,39;$$

$$R(t)_3 = F_o\left(\frac{2150 - 2148}{474}\right) = F_o(0,004) = 0,52.$$

Будуємо графік імовірності безвідмовної роботи пальців ланцюга (рис. 4.2). З графіка імовірності безвідмовної роботи видно, що 90% і 80% ресурси пальців складають відповідно $t_{90\%} = 1600 \text{ год.}$ і $t_{80\%} = 1760 \text{ год.}$ Порівняння 80%-х ресурсів, отриманих в цій роботі ($t_{80\%} = 1760 \text{ год.}$) і в роботі «Статистичне прогнозування надійності деталей, що зношуються» ($t_{80\%} = 1750 \text{ год.}$), показує, що вони відрізняються несуттєво.

Відмінність між значеннями ресурсів можна пояснити тим, що в попередній роботі був прийнятий нормальний закон розподілу зносу, а в теперішній – ресурсів. Тому таку невідповідність порівнюваних ресурсів можна вважати допустимою.

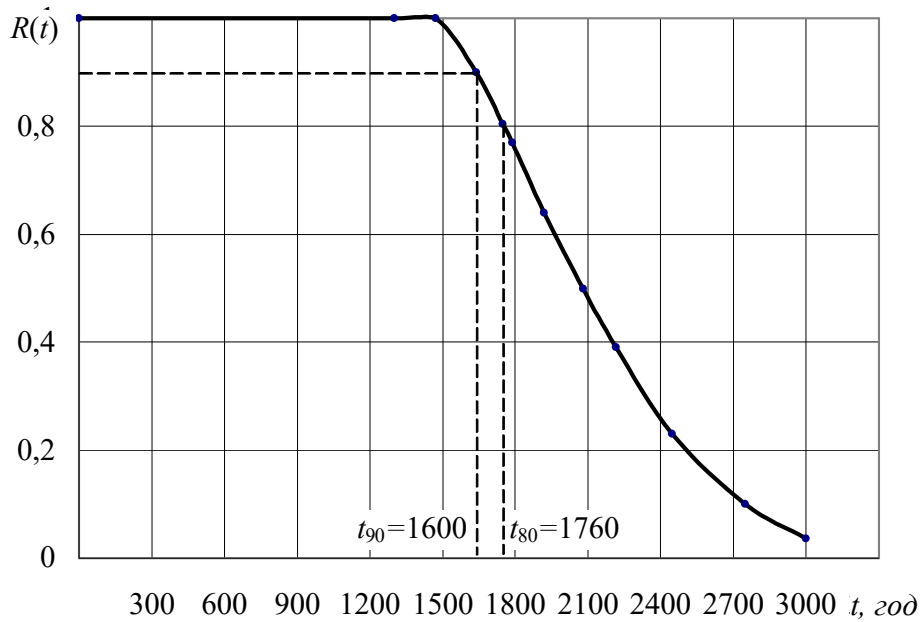


Рис. 4.2. Імовірність безвідмовної роботи $R(t)$ і гамма-відсоткові ресурси t_γ пальців

Таблиця 4.1 Результати розрахунків до прикладу

№ пальця	№ перерізу	№ ви-міру	Знос, U_i , мм	Ресурс загальний T_i , год.	Ресурс залишковий	Висновок про при-датність пальця	$(T_i - \bar{T})^2 \cdot 10^4$	$\frac{\bar{T} - T_i}{\sigma_T}$	Імовірність безвідмов-ної роботи $R(t)$
1	I-I	1	1,5	3005	2005	Придатний до подальшого використання	73,1	-1,8	0,036
	II-II	2	2,2	2286	1286		1,8	-0,287	0,39
	III-III	3	2,4	2148	1148		0	0,004	0,5
	IV-IV	4	2,2	2286	1286		1,8	-0,287	0,39
	V-V	5	2,7	1975	975		3,1	0,369	0,64
	VI-VI	6	1,5	3005	2005		73,1	-1,8	0,036
2	I-I	7	1,7	2748	1748	Не придат-ний	35,8	-1,262	0,102
	II-II	8	3,2	1749	749		16,1	0,846	0,8023
	III-III	9	3,3	1711	711		19,3	0,926	0,8238
	IV-IV	10	3,3	1711	711		19,3	0,926	0,8238
	V-V	11	3,4	1675	675		22,6	1,065	0,8577
	VI-VI	12	2,0	2447	1447		8,8	-0,627	0,2327
3	I-I	13	1,8	2628	1628	Не придат-ний	23,8	-1,01	0,1562
	II-II	14	3,1	1789	789		13,0	0,762	0,7764
	III-III	15	3,1	1789	789		13,0	0,762	0,7764
	IV-IV	16	3,4	1675	675		22,6	1,002	0,8413
	V-V	17	3,5	1641	641		25,9	1,29	0,9015
	VI-VI	18	2,0	2447	1447		8,8	-0,627	0,2327
Σ				38715			$382 \cdot 10^4$		

5. ПРОГНОЗУВАННЯ ВТОМНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ ДЕТАЛЕЙ

Мета роботи: розрахувати надійність деталей по їх втомній міцності і оцінити підвищення довговічності технологічним зміцненням.

Найоб'єктивнішим методом, що дозволяє математично описати режими зміни навантаження в часі і провести оцінку і розрахунок надійності конструкції, є метод, заснований на застосуванні теорії випадкових процесів. Використовування цього методу ґрунтується на тензометричних вимірюваннях експлуатаційної навантаженості елемента, деталі і лабораторних випробуваннях натурних зразків на втомну міцність.

Як приклад застосування вказаного методу в даній лабораторній роботі проводиться оцінка ефективності дробоструминного наклепу осей опорних катків гусеничного трактора (рис.5.1).

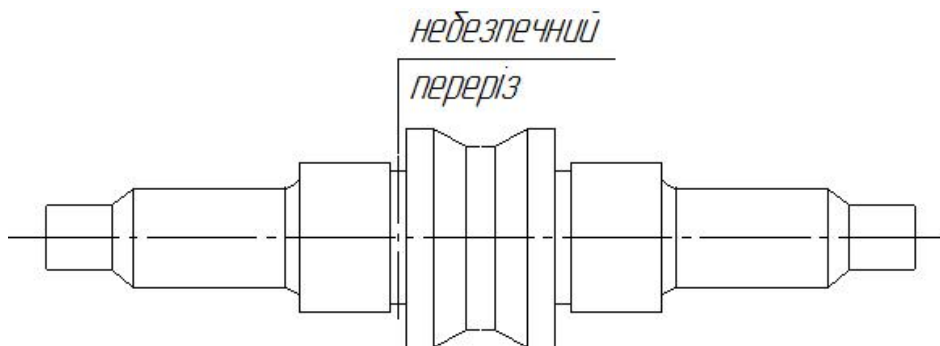


Рис.5.1. Вісь опорного катка трактора

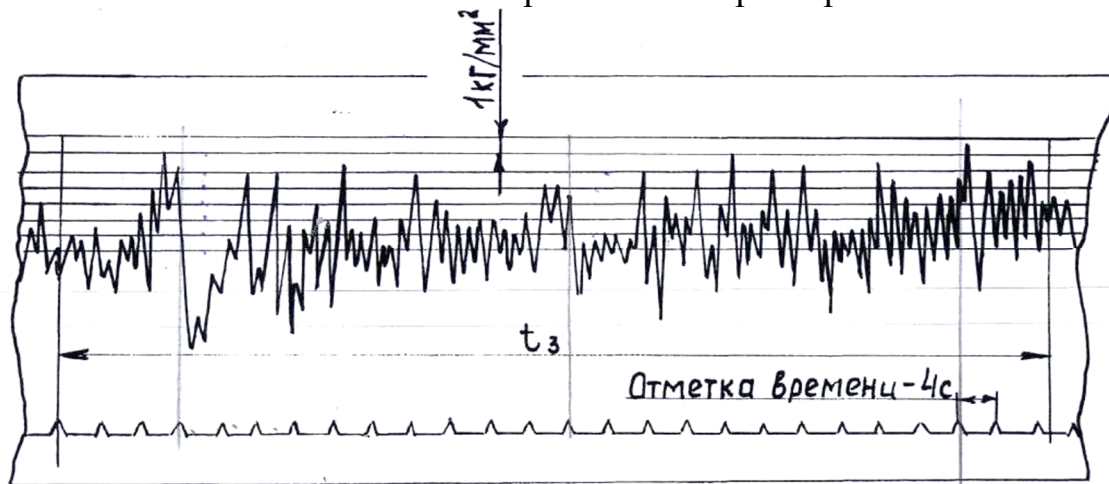


Рис.5.2. Осцилограма діючих нормальних напружень в небезпечному перерізі осі опорного катка трактора

При експлуатації трактора на глибокій оранці в результаті проведених тензометричних вимірювань отримана (рис.5.2) реалізація процесу зміни в часі нормальних напружень, які діють в небезпечному перерізі осі (осцилограма).

Окрім основного процесу, на осцилограмі є відмітки часу, що відповідають 4с, а також лінії горизонтальної розмітки, відстані між якими відповідають зміні напружень на величину $\sigma_a = 10 \text{ Н/мм}^2$ (10МПа). Нижня лінія горизонтальної розмітки є початком відрахунку напружень.

На рис.5.3 в напівлогарифмічних координатах приведені криві втомленості при згині для зміцнених і не зміцнених осей, отримані в результаті проведення лабораторних втомних випробувань на стенді при симетричному знакозмінному циклі навантаження натурних деталей. Ординати точок переходу до горизонталі кривих втомленості відповідають границям витривалості, які можна прийняти як середні величини $\bar{\sigma}_{-1}$. З літературних джерел відомо, що для більшості конструкційних сталей розсіювання границь витривалості досить точно апроксимується нормальним законом розподілу з коефіцієнтом варіації $v_{-1} = 0,1$.

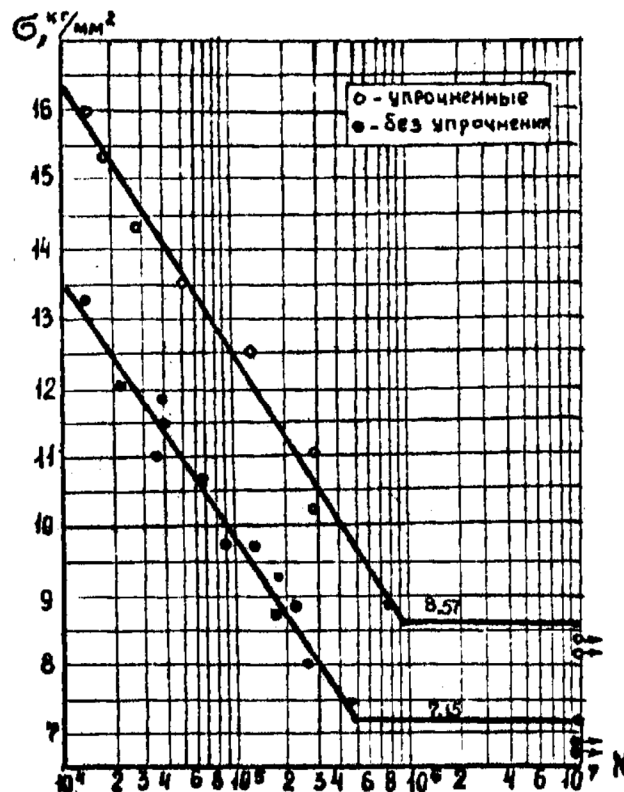


Рис.5.3. Криві втомленості для осі опорного катка трактора, отримані в результаті натурних випробувань деталей

Результатом оцінки надійності є визначення імовірності того, що деталь без руйнування працюватиме передбачуваний час (ресурс).

З осцилограми діючих нормальних напружень в небезпечному перерізі осі опорного катка трактора (рис.5.2) в позначеному інтервалі – 40 с. знаходимо кількість циклів навантажень n_1, n_2, \dots, n_i , які відповідають значенням напружень σ_i в табл 5.1

Таблиця 5.1

$\sigma_i, \text{Н/мм}^2$	60	50	40
n_i			

Відповідно до прикладу дістанемо:

$\sigma_i, \text{Н/мм}^2$	60	50	40
n_i	1	3	4

Розрахуємо міру пошкодження D_n за формулою:

$$D_n = \frac{\sum_{\sigma_n}^{\sigma_{\max}} \sigma_i^m \cdot n_i}{N_o \cdot \sigma_{-1}^m} = \frac{n_1 \cdot \sigma_1^m + n_2 \cdot \sigma_2^m + \dots + n_i \sigma_i^m + \dots}{N_o \cdot \sigma_{-1}^m}. \quad (5.1)$$

Тут підсумовування накопичених пошкоджень проводиться від величини рівня напружень, що відповідають порогу пошкодження

$$\sigma_n = 0,7 \cdot \sigma_{-1} \quad (5.2)$$

і до максимального рівня σ_{\max} по осцилограмі (рис.5.2).

Значення σ_{-1} вибираємо відповідно до типу деталі з табл. 5.2

Приклад:

$$\sigma_{nn} = 0,7 \cdot \sigma_{-1} = 0,7 \cdot 71,5 = 50 \text{ Н/мм}^2$$

$$\sigma_{nz} = 0,7 \cdot \sigma_{-1} = 0,7 \cdot 85,7 = 60 \text{ Н/мм}^2$$

$$D_{nn} = \frac{1 \cdot 60^6 + 3 \cdot 50^6}{0,5 \cdot 10^6 \cdot 71,5^6} = 1,4 \cdot 10^{-6}$$

$$D_{nz} = \frac{1 \cdot 60^5}{10^6 \cdot 85,7^5} = 0,168 \cdot 10^{-6}$$

Пошкодження в одиницю часу (питоме значення)

$$b = \frac{D_n}{t_3} = \frac{\sum_{\sigma_n}^{\sigma_{\max}} \sigma_i^m \cdot n_i}{N_o \cdot \sigma_{-1}^m \cdot t_3}, \quad (5.3)$$

а за час t

$$D(t) = \frac{\sum_{\sigma_n}^{\sigma_{\max}} \sigma_{-1}^m \cdot n_i}{N_o \cdot \sigma_{-1}^m \cdot t_3} \cdot t,$$

або

$$D(t) = b \cdot t, \quad (5.4)$$

де b – випадкова величина з параметрами: середнім значенням \bar{b} і середнім квадратичним відхиленням σ_b (оскільки параметри кривої втомленості σ_{-1} , m і N_o є випадковими величинами).

Приклад:

$$\bar{b}_n = \frac{1,4 \cdot 10^{-6}}{1,1 \cdot 10^{-2}} = 1,3 \cdot 10^{-4}, \text{ч}^{-1}$$

$$\bar{b}_z = \frac{0,168 \cdot 10^{-6}}{1,1 \cdot 10^{-2}} = 0,15 \cdot 10^{-4}, \text{ч}^{-1}$$

Середнє квадратичне відхилення σ_b можна обчислити за допомогою залежності

$$\sigma_b \approx v_{-1} \cdot \bar{b} \cdot m \quad (5.5)$$

де v_{-1} - коефіцієнт варіації σ_{-1} .

Для випадку нормального розподілу величини σ_{-1} можна приймати значення $\nu_{-1}=0,1$.

Приклад:

$$\sigma_{bn} \approx 0,1 \cdot 1,3 \cdot 10^{-4} \cdot 6 \approx 0,78 \cdot 10^{-4} \text{ ч}^{-1}$$

$$\sigma_{bz} \approx 0,1 \cdot 0,15 \cdot 10^{-4} \cdot 5 \approx 0,075 \cdot 10^{-4} \text{ ч}^{-1}$$

Імовірність безвідмовної роботи деталі у момент часу t визначають таким чином:

$$R(t) = F_o \left(\frac{1 - \bar{b} \cdot t}{\sigma_b \cdot t} \right) \quad (5.6)$$

де F_o - табульована функція нормального розподілу залежно від виразу, одержуваного в дужках (додаток 2).

Приклад:

$$R_n(2000) = F_o \left(\frac{1 - 1,3 \cdot 10^{-4} \cdot 2000}{0,78 \cdot 10^{-4} \cdot 2000} \right) = F_o(4,74) = 1;$$

$$R_n(4000) = F_o \left(\frac{1 - 1,3 \cdot 10^{-4} \cdot 4000}{0,78 \cdot 10^{-4} \cdot 4000} \right) = F_o(1,54) = 0,94;$$

Результати подальших розрахунків привести в табл. 5.2

Відповідно до отриманих значень ймовірностей безвідмовної роботи зміцненої та незміцненої деталей будемо графік (рис. 5.4) та знаходимо по графіку $t_\gamma = 80\%$ ресурс обох деталей.

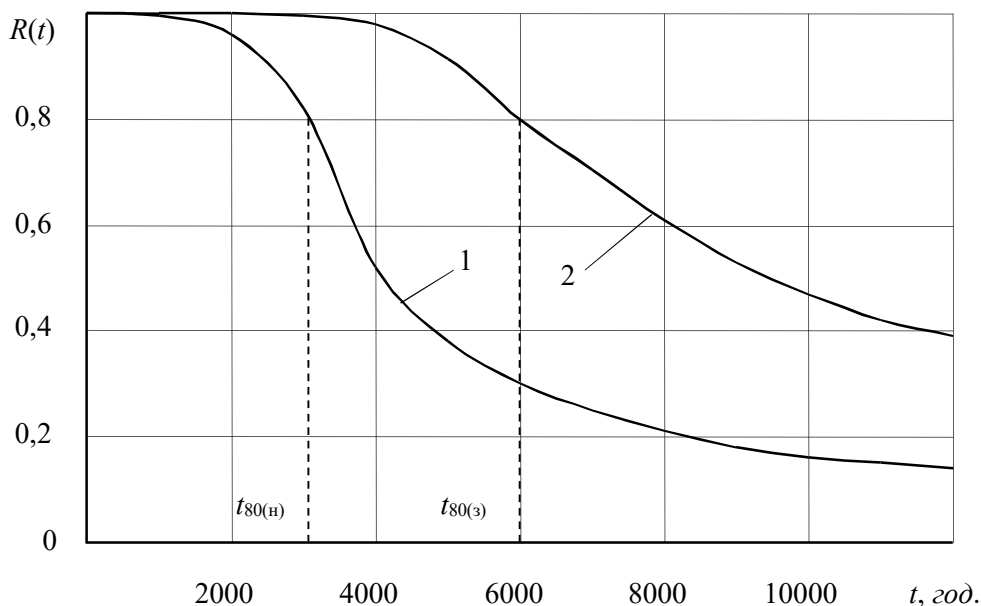


Рис.5.4 Імовірності безвідмовної роботи та гамма-відсоткові ресурси зміцненої та не зміцненої: 1 – незміцнена деталь; 2 – зміцнена деталь.

Таблиця 5.2 Результати розрахунку імовірності безвідмовної роботи і гамма-відсоткового ресурсу незміцнених і зміцнених осей катка трактора

Показники	Незміцнена деталь	Зміцнена деталь
N_0	$0,5 \cdot 10^6$	106
$\sigma_1, \text{Н/мм}^2$	71,5	85,7
m	6	5
$t_3, \text{ГОД.}$	$1,1 \cdot 10^{-2}$	$1,1 \cdot 10^{-2}$
\bar{b}	$1,3 \cdot 10^{-4}$	$0,15 \cdot 10^{-4}$
σ_b	$0,78 \cdot 10^{-4}$	$0,1 \cdot 10^{-4}$
$R(2000)$	1	1
$R(4000)$	0,94	1
$R(6000)$	0,68	1
$R(8000)$	0,48	1
$R(10000)$	0,35	1
$R(12000)$	0,27	1
$R(14000)$	0,23	1
$R(16000)$	0,2	1
$R(32000)$	0	0,95
$R(48000)$		0,72
80%-й ресурс $t_{80}, \text{ГОД.}$	3100	6000

Для знаходження оптимальних інтервалів визначимо медіанний ресурс за формулою:

$$t_{50_n} = \frac{1}{\bar{b}_n} = \frac{1}{1,3 \cdot 10^{-4}} = 7692,3 \text{ год.};$$

$$t_{50_s} = \frac{1}{\bar{b}_s} = \frac{1}{0,15 \cdot 10^{-4}} = 66666,7 \text{ год.}$$

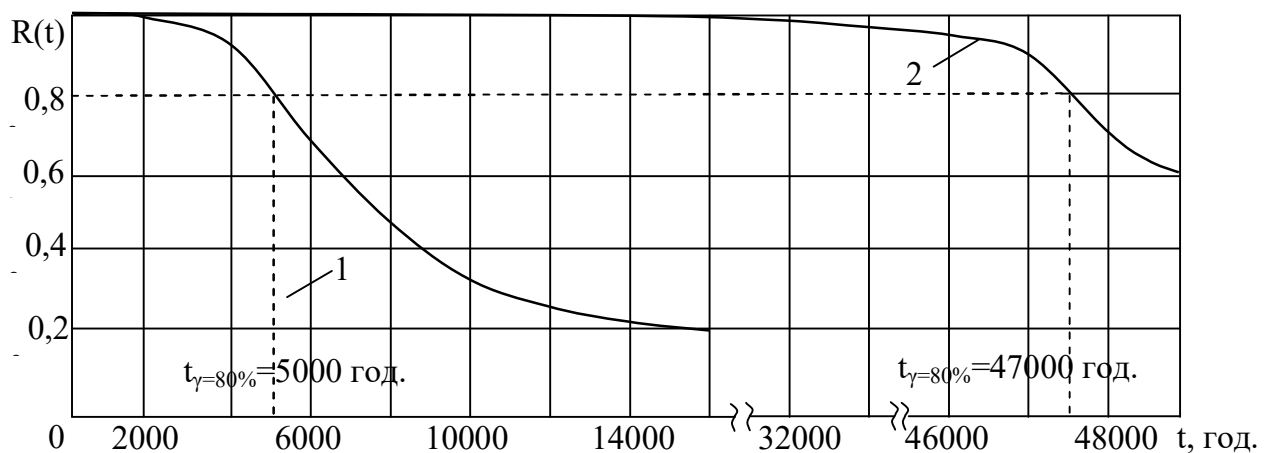


Рис. 5.4. Імовірність безвідмовної роботи для не зміцненої (1) і зміцненої (2) деталей та їх 80%-і ресурси

6. ОПТИМІЗАЦІЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ ПРИ РЕМОНТІ ТА ТЕХНІЧНОМУ ОБСЛУГОВУВАННІ

Мета роботи: визначити по критерію мінімуму питомих витрат на експлуатацію оптимальні терміни проведення планових ремонтів і періодичності технічного обслуговування машини.

Загальні відомості

Критерієм оптимізації термінів проведення планових ремонтів є величина середніх питомих витрат на одиницю виробленої частини середнього ресурсу. При розрахунку враховуються витрати, пов'язані з вартістю машини і підтримкою її в працездатному стані.

Середні питомі витрати дорівнюють

$$C_{num}(T_p) = \frac{E \frac{C_u}{t_p} \cdot T_p + C_e \cdot \lambda_e \cdot T_p + C_o \cdot T_p + C_a \cdot F(T_p) + C_n \cdot R(T_p)}{\int_0^{T_p} R(t) dt}, \quad (6.1)$$

де E – нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень; C_n – вартість нової машини, грн.; t_p – середньорічний наробіток машини, год.; T_p – термін проведення планового ремонту, год.; C_e – середня вартість усунення експлуатаційних відмов, грн.; λ_e – параметр потоку експлуатаційних відмов, 1/год.; C_a – середня вартість аварійного (позапланового) ремонту, грн.; C_n – середня вартість планового ремонту, грн.; $F(T_p)$ – імовірність виникнення ресурсних відмов основних агрегатів машини на час проведення планового ремонту; $R(T_p)$ – імовірність безвідмовної роботи по ресурсних відмовах на час проведення планового ремонту; C_o – питомі витрати на технічне обслуговування, грн./год.

$$C_o = C_{TO1} \left(\frac{1}{T_{TO1}} - \frac{1}{T_{TO2}} - \frac{1}{T_{TO3}} \right) + C_{TO2} \left(\frac{1}{T_{TO2}} - \frac{1}{T_{TO3}} \right) + \frac{C_{TO3}}{T_{TO3}}, \quad (6.2)$$

де C_{TO1} , C_{TO2} і C_{TO3} – вартість проведення 1-го, 2-го, 3-го технічних обслуговувань, грн.;

T_{TO1} , T_{TO2} і T_{TO3} – терміни проведення ТО-1, ТО-2 і ТО-3, год.

З урахуванням того, що $F(T_p) = 1 - R(T_p)$, формулу (1) зручно записати в більш компактній формі

$$C_{num}(T_p) = \frac{C_{sum} \cdot T_p + C_a - (C_a - C_n) \cdot R(T_p)}{I(T_p)}, \quad (6.3)$$

де

$$C_{sum} = E \frac{C_u}{t_p} + C_e \cdot \lambda_e + C_o, \quad (6.4)$$

$I(T_p) = \int_0^{T_p} R(t) dt$ – частина середнього ресурсу, яку була вироблено до проведення ремонту.

На першому етапі оптимізації за допомогою виразу (6.3) будують графік залежності питомих витрат від терміну проведення планового ремонту, який дозволяє вибрати оптимальний, тобто відповідний мінімальним питомим витратам, термін ремонту.

На наступному етапі оптимізується періодичність технічного обслуговування. Правомірність такої оптимізації визначається тим, що параметри розподілу ресурсу, а отже, і функція імовірності безвідмовної роботи залежать від періодичності технічного обслуговування. Якщо знати конкретний вид такої залежності, можна, використовуючи вираз (6.3), побудувати графік зміни питомих витрат C_{num} при зміні періодичності технічного обслуговування і вибрати оптимальну періодичність.

Порядок виконання роботи

Оптимізація термінів планового ремонту і технічного обслуговування проводиться для трактора.

За допомогою виділення восьми рівнонадійних агрегатів і систем, а також оцінки параметрів розподілу їх ресурсу отримано залежний від параметра t_o вираз для імовірності безвідмовної роботи шасі трактора по ресурсних відмовах

$$R(t_o, T_p) = \exp \left\{ -8 \left(\frac{t}{t_o} \right)^{2,7} \right\}.$$

Графіки цієї функції залежно від наробітку t для різних значень параметра t_o показано на рис. 6.1. Цей вираз надалі використовується для визначення значень імовірності безвідмовної роботи $R(T_p)$ залежно від терміну проведення планового ремонту (при $t = T_p$).

Для тих же значень параметра t_o графіки виробленої частини середнього ресурсу, визначуваної величиною інтеграла $I_1(T_p) = \int_0^{T_p} R(t_o, t) dt$, показані на рис. 6.2.

Визначаючи для певних значень T_p величину $R(T_p)$ (при заданому t_o) по графіку на рис. 6.1 і відповідні значення інтеграла $I_1(T_p)$ по графіку на рис. 6.2, підставляючи їх у формулу (6.3), при $I(T_p) = I_1(T_p)$, розраховують величину питомих витрат C_{num} і будують графік залежності C_{num} від T_p (результати розрахунків зручно надати у формі таблиці 6.2). Потім по графіку знаходять оптимальне значення T_{po} , що відповідає мінімуму питомих витрат.

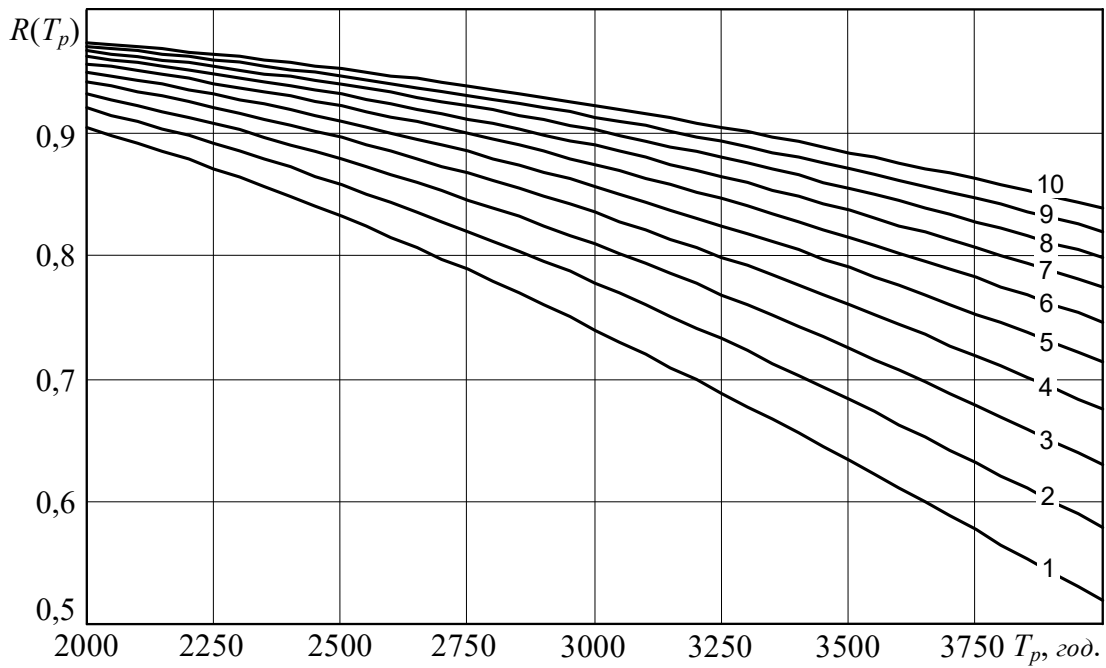


Рис. 6.1. Графіки імовірності безвідмовної роботи при значеннях t_0 , год.:
 1 – 10100; 2 – 10800; 3 – 11500; 4 – 12200; 5 – 12900;
 6 – 13600; 7 – 14300; 8 – 15000; 9 – 15700; 10 – 16400.

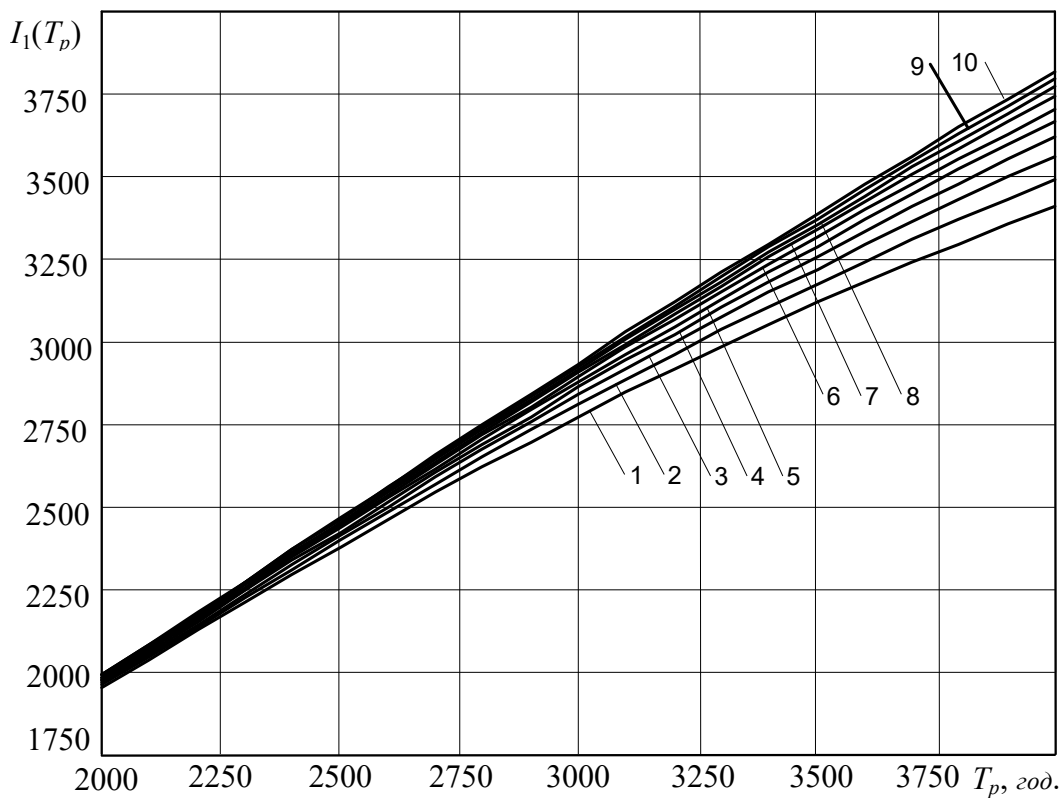


Рис. 6.2. Графіки залежності виробленої частини середнього ресурсу від терміну планового ремонту при значеннях t_0 :
 1 – 10100; 2 – 10800; 3 – 11500; 4 – 12200; 5 – 12900;
 6 – 13600; 7 – 14300; 8 – 15000; 9 – 15700; 10 – 16400.

При оптимізації періодичності технічного обслуговування задано, що параметр розподілу ресурсу t_0 залежить від періодичності ТТО1 таким чином

$$t_o = t_{он} - 205 \cdot 10^4 \left(\frac{1}{240} - \frac{1}{4T_{TO1}} \right), \quad (6.5)$$

де $t_{он}$ – номінальне значення параметра t_o при $T_{TO1} = 60$ год.

При зміні величини T_{TO1} слід враховувати, що вона повинна бути кратній періодичності $T_{TO2} = 240$ год. і $T_{TO3} = 960$ год., тобто ця величина може приймати значення з ряду: 30, 60, 120 і 240 год. (в останньому випадку у формулі (6.2) для C_o відсутній перший доданок).

Визначивши для вказаного ряду значень T_{TO1} по формулі (6.4) відповідні значення параметра t_o і по формулі (6.2) – величину питомих витрат на технічне обслуговування C_o , знаходять по графіку на рис. 6.3 величину імовірності безвідмовної роботи $R(t_o)$, при оптимальному значенні T_{po} а по графіку на

рис. 6.4 – значення інтеграла $I_2(t_o) = \int_o^{T_p} R(t_o, t) dt$.

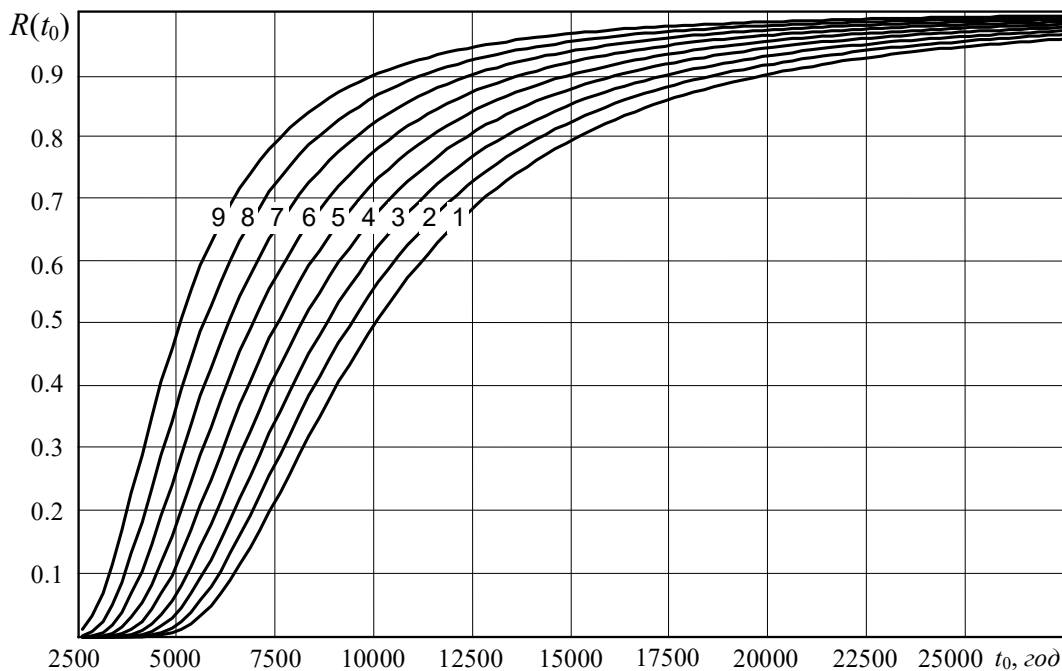


Рис. 6.3. Графіки зміни імовірності безвідмовної роботи від параметра t_o при значеннях T_p , год.: 1 – 2000; 2 – 2250; 3 – 2500; 4 – 2750; 5 – 3000; 6 – 3250; 7 – 3500; 8 – 3750; 9 – 4000.

За цими даними за допомогою виразу (6.3), в якому $I(T_p) = I_2(t_o)$, визначають питомі витрати C_{num} і будують графік залежності C_{num} від T_{TO1} . Результати розрахунків зручно надати у вигляді таблиці 2.3. Величина періодичності T_{TO1} , що відповідає мінімальним питомим витратам C_{num} , приймається як оптимальна. Дані про величини E , t_p , λ_s , C_n , C_{TO1} , C_{TO2} , C_{TO3} , T_{TO1} , T_{TO2} і T_{TO3} беруться з прикладу; величини, C_a , C_s і t_o по вказівці викладача беруть з таблиці (6.1), а величину C_n слід приймати $C_n = 0,5 \cdot C_a$.

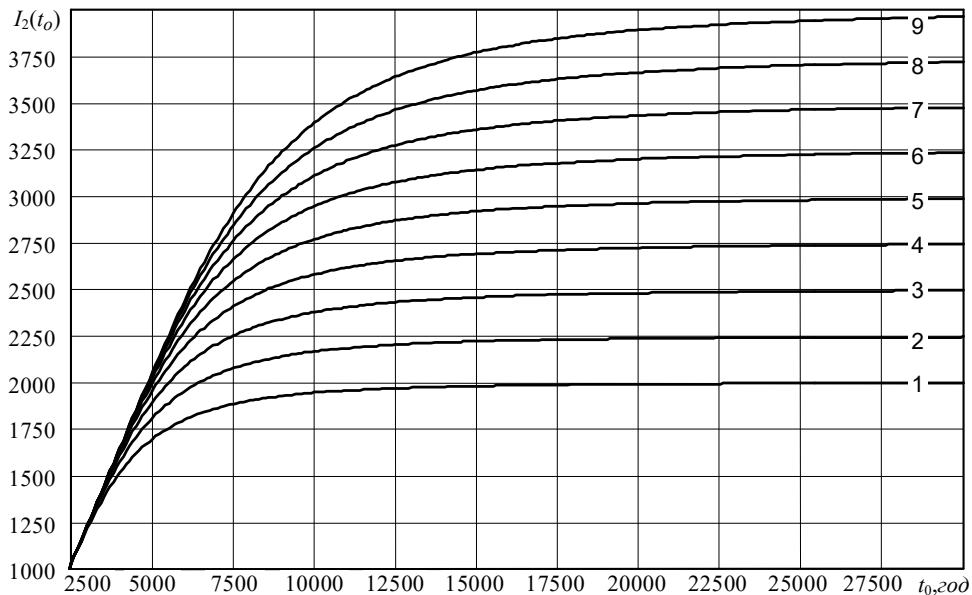


Рис. 6.4. Графіки залежності виробленої частини середнього ресурсу від параметра t_0 при значеннях T_p , год.: 1 – 2000; 2 – 2250; 3 – 2500; 4 – 2750; 5 – 3000; 6 – 3250; 7 – 3500; 8 – 3750; 9 – 4000

Таблиця 6.1 Вихідні дані до лабораторної роботи

№ п/п	Вартість аварійного ремонту C_a , грн.	Вартість усунення експлуатаційних відмов C_e , грн.	Параметр розподілу t_{on} , год.
1	500	40,0	16400
2	680	44,0	15700
3	330	48,0	15000
4	370	52,0	14300
5	410	56,0	13600
6	450	60,0	12900
7	490	64,0	12200
8	530	68,0	11500
9	570	72,0	10800
10	610	76,0	10100

Приклад

Вихідні дані для розрахунку C_{num} такі:

$E=0,1$; $t_p=1350$ год.; $\lambda_e=0,00113$ 1/год.; $C_n=2640$ грн.; $C_a=530$ грн.; $C_n=300$ грн.; $C_e=68$ грн.; $t_0=11500$ год.; $C_{TO1}=2,62$ грн.; $C_{TO2}=25,11$ грн.; $C_{TO3}=57,44$ грн.; $T_{TO1}=60$ год.; $T_{TO2}=240$ год.; $T_{TO3}=960$ год.

Розраховуємо питомі витрати на технічне обслуговування за формулою

$$C_o = C_{TO1} \left(\frac{1}{T_{TO1}} - \frac{1}{T_{TO2}} - \frac{1}{T_{TO3}} \right) + C_{TO2} \left(\frac{1}{T_{TO2}} - \frac{1}{T_{TO3}} \right) + \frac{C_{TO3}}{T_{TO3}},$$

де C_{TO1} , C_{TO2} і C_{TO3} – вартість проведення 1-го, 2-го, 3-го технічних обслуговувань, грн.; T_{TO1} , T_{TO2} і T_{TO3} – терміни проведення ТО-1, ТО-2 і ТО-3, год.

$$C_o = 2,62 \left(\frac{1}{60} - \frac{1}{240} - \frac{1}{960} \right) + 25,11 \left(\frac{1}{240} - \frac{1}{960} \right) + \frac{57,44}{960} = 0,17 \text{ грн./год.}$$

Визначаємо сумарні витрати за формулою

$$C_{\text{сум}} = E \frac{C_n}{t_p} + C_e \cdot \lambda_e + C_o,$$

де E – нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень; C_n – вартість нової машини, грн.; t_p – середньорічний наробіток машини, год.; C_e – середня вартість усунення експлуатаційних відмов, грн.; λ_e – параметр потоку експлуатаційних відмов, 1/год.

$$C_{\text{сум}} = 0,1 \cdot \frac{2640}{1350} + 68 \cdot 0,00113 + 0,17 = 0,45 \text{ грн./год.}$$

Розраховуємо при $T_p = 2000$ год. величину питомих витрат по формулі (2.3), заздалегідь визначивши для $t_0 = t_{он} = 11500$ год. відповідні значення імовірності безвідмовної роботи $R(2000) = 0,93$ і виробленого ресурсу $I_1(2000) = 1990$ год. з графіків на рис. 2.1 і 2.2 по формулі

$$C_{\text{нум}}(T_p) = \frac{C_{\text{сум}} \cdot T_p + C_a - (C_a - C_n) \cdot R(T_p)}{I(T_p)},$$

$$C_{\text{нум}}(2000) = \frac{0,45 \cdot 2000 + 530 - (530 - 300) \cdot 0,93}{1990} = 0,61 \text{ грн./год.}$$

Результати наведеного і подальших (при $T_p = 2500; 3000$ і 3500 год.) розрахунків зведені в табл. 6.2.

Таблиця 6.2 Результати розрахунку питомих витрат при оптимізації термінів ремонту

T_p , год.	$R(T_p)$	$I_1(T_p)$, год.	$C_{\text{нум}}(T_p)$, грн./год.
2000	0,93	1990	0,61
2500	0,88	2425	0,60
3000	0,82	2860	0,59
3500	0,725	3220	0,60

Будуємо графік залежності $C_{\text{нум}}(T_p)$ (рис. 6.5) і визначаємо оптимальний термін планового ремонту $T_{po} = 3000$ год.

При вибраному оптимальному терміні ремонту проводимо розрахунок оптимальної періодичності технічного обслуговування. Спочатку задаємо $T_{\text{ТО1}} = 30$ год. і по формулі (6.5) знаходимо параметр розподілу ресурсу

$$t_o = t_{он} - 205 \cdot 10^4 \left(\frac{1}{240} - \frac{1}{4T_{\text{ТО1}}} \right),$$

де $t_{он}$ – номінальне значення параметра t_o при $T_{\text{ТО1}} = 60$ год.

$$t_o = 11500 - 205 \cdot 10^4 \left(\frac{1}{240} - \frac{1}{4 \cdot 30} \right) = 20040 \text{ год.}$$

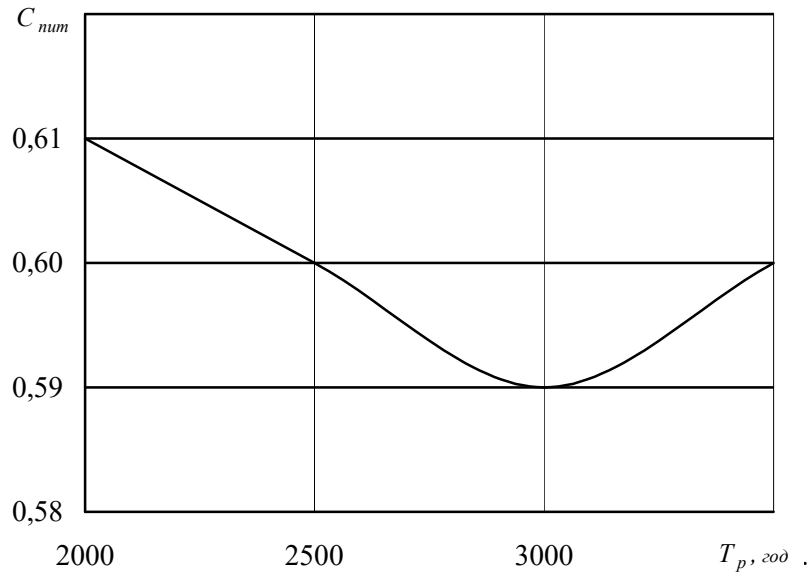


Рис. 6.5. Графік залежності питомих витрат від терміну планового ремонту

З графіка на рис. 6.3 при $T_p = T_{po} = 3000$ год. (крива 9) визначаємо $R(20040) = 0,96$, а по графіку на рис. 2.4 $I_2(20040) = 2950$ год.

За формулою (6.2) знаходимо питомі витрати на технічне обслуговування

$$C_o = C_{\text{то1}} \left(\frac{1}{T_{\text{то1}}} - \frac{1}{T_{\text{то2}}} - \frac{1}{T_{\text{то3}}} \right) + C_{\text{то2}} \left(\frac{1}{T_{\text{то2}}} - \frac{1}{T_{\text{то3}}} \right) + \frac{C_{\text{то3}}}{T_{\text{то3}}}.$$

Задаємо $T_{\text{то1}} = 30$ год. і підставивши значення до формули, дістанемо

$$C_o = 2,62 \left(\frac{1}{30} - \frac{1}{240} - \frac{1}{960} \right) + 25,11 \left(\frac{1}{240} - \frac{1}{960} \right) + \frac{57,44}{960} = 0,212 \text{ грн./год.}$$

Визначаємо сумарні витрати (6.4) по залежності

$$C_{\text{сум}} = E \frac{C_n}{t_p} + C_e \cdot \lambda_e + C_o.$$

$$C_{\text{сум}} = 0,1 \cdot \frac{2640}{1350} + 68 \cdot 0,00113 + 0,212 = 0,492 \text{ грн./год.}$$

За формулою (6.3) розраховуємо величину питомих витрат при $T_{\text{то1}} = 30$ год.

$$C_{\text{num}}(T_p) = \frac{C_{\text{сум}} \cdot T_p + C_a - (C_a - C_n) \cdot R(T_p)}{I(T_p)}.$$

$$C_{\text{num}} = \frac{0,492 \cdot 3000 + 530 - 230 \cdot 0,96}{2950} = 0,61 \text{ грн./год.}$$

Результати проведеного і подальших (при $T_{\text{то1}} = 60$ год. і 120 год.) розрахунків зведені в табл. 6.3.

Таблиця 6.3 Результати розрахунку питомих витрат при оптимізації періодичності технічного обслуговування

$T_{ТО1}$, год.	t_o , год.	$R(t_o)$	$I_2(t_o)$, год.	C_o , грн./год.	$C_{сум}$, грн./год.	$C_{min}(T_{ТО1})$ грн./год.
30	20040	0,96	2950	0,212	0,492	0,61
60	11500	0,82	2860	0,17	0,45	0,59
120	7230	0,46	2490	0,146	0,426	0,68

Будуємо графік залежності $C_{min}(T_{ТО1})$ (рис. 6.6), з якого виходить, що оптимальна періодичність першого технічного обслуговування дорівнює 60 год.

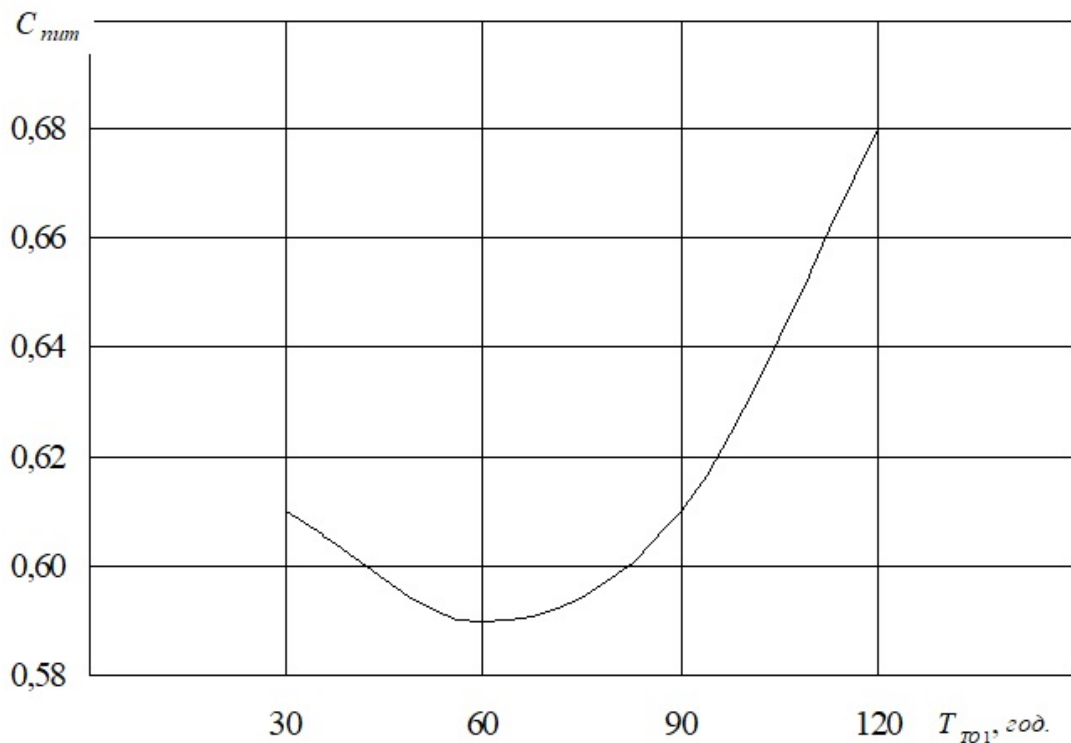


Рис. 6.6. Графік залежності питомих витрат від періодичності технічного обслуговування

З графіка залежності питомих витрат видно, що оптимальна періодичність першого технічного обслуговування дорівнює 60 год.

7. ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МАШИН ЗАПАСНИМИ ЧАСТИНАМИ

Мета роботи - розрахувати кількість запасних комплектів гусеничних пальців, що забезпечує (із заданою ймовірністю) працездатність гусениць тракторів на певний період експлуатації, а також оцінити ефективність централізованого забезпечення запасними комплектами.

Загальні відомості

Усунення відмов сільськогосподарської техніки в умовах експлуатації звичайно проводиться шляхом заміни елементів, що відмовили, запасними працездатними. Такий спосіб має назву резервування заміщенням. Він є ефективним тільки за умови, що є достатня кількість запасних частин. З огляду на те, що кількість відмов за певний період є випадковою величиною, розрахунок достатньої кількості запасних елементів має імовірнісний характер.

Під імовірністю забезпечення запасними частинами розуміють імовірність того, що протягом заданого періоду експлуатації не буде простоїв через брак запасних елементів даного типу. Таку імовірність α прийнято призначати достатньо високою; звичайно $\alpha \geq 0,9$. Поповнення запасів здійснюють періодично. При цьому необхідно провести розрахунок кількості запасних елементів, що забезпечує із заданою імовірністю α певний парк машин на період T до чергового поповнення запасу.

Середня витрата запасних елементів одного найменування в парку машин за період T

$$n_{cp} = \frac{N \cdot n \cdot T}{t_{cp}}, \quad (7.1)$$

де N - кількість машин в парку;

n - кількість елементів даного типу на одній машині;

t_{cp} - середній ресурс елемента.

Якщо відмови елементів виникають незалежно один від одного, і середня витрата елементів є досить великою величиною ($n_{cp} > 20$), то незалежно від виду розподілу ресурсу елементів розподіл наробітку між їх відмовами в парку машин є близьким до експоненціального закону. В цьому випадку кількість запасних елементів, що є достатньою для забезпечення парку машин з імовірністю α на період T , може бути визначений по наближеній залежності

$$n_{\alpha} = n_{cp} - 1 + U_{\alpha} \sqrt{n_{cp}}, \quad (7.2)$$

де U_{α} - квантиль нормального розподілу, що відповідає імовірності α .

В додатку 3 наведено таблицю величини U_{α} для найбільш споживаних значень імовірності α .

Порядок виконання роботи

Як запасні елементи, достатню кількість яких необхідно визначити, візьмемо комплекти гусеничних пальців трактора (дивись наступні роботи:

"Статистичне прогнозування надійності деталей, що зношуються"; "Індивідуальний прогноз довговічності за результатами вимірювання зносу"). В результаті виконання лабораторної роботи "Індивідуальний прогноз довговічності за результатами вимірювання зносу" знайдено середній ресурс пальців. Ці дані використовують для розрахунку величини достатнього запасу на заданий період T .

Початковими даними при розрахунку запасів є: кількість машин в парку N_i , період забезпечення T , імовірність забезпечення α_i , а також коефіцієнти режиму експлуатації K_{ei} . Перед початком виконання роботи ці дані задаються викладачем. Кожній машині необхідні два комплекти пальців, тому $n=2$.

Середній ресурс комплекту t_{cp} в заданому режимі експлуатації визначають множенням величини ресурсу \bar{T} , знайденого при виконанні лабораторної роботи "Індивідуальний прогноз довговічності за результатами вимірювання зносу", на відповідний коефіцієнт режиму:

$$t_{cp} = \bar{T} \cdot K_e, \quad (7.3)$$

Розрахунок достатнього запасу $n_{\alpha i}$ проводять по формулах (7.1) і (7.2) з використанням даних табл. 7.1 для декількох значень об'ємів парку N_i (нецентралізоване забезпечення), а потім визначають достатній запас n_{Σ} при централізованому забезпеченні запасними комплектами всіх машин, з'єднаних в один парк.

Таблиця 7.1 Вихідні дані до виконання лабораторної роботи 7.

№ варіанту	N_1	N_2	N_3	T , год.	T , год.	α
1	50	52	54	2000	1000	0,80
2	58	60	62	2100	1050	0,90
3	66	68	70	2200	1100	0,95
4	74	76	78	2300	1150	0,99
5	82	84	86	2400	1200	0,80
6	90	92	94	2500	1250	0,90
7	98	100	102	2600	1300	0,95
8	106	108	110	2700	1350	0,99
9	114	116	118	2800	1400	0,80
0	122	124	126	3000	1500	0,90

Вихідні дані і результати розрахунків заносять в табл. 2.2 (див. приклад).

Після закінчення розрахунку достатнього запасу оцінюють ефективність централізованого забезпечення запасними частинами:

$$E = \frac{\sum n_{\alpha i} - n_{\Sigma}}{n_{\Sigma}} \cdot 100\%, \quad (2.4)$$

де $n_{\alpha i}$ - достатній запас (розрахований окремо) для i -го парку;

n_{Σ} - достатній запас при централізованому забезпеченні.

Приклад

Вихідні дані до прикладу: при $N_1=20$; $N_2=30$; $N_3=25$; $T=3000$ год.; $\alpha_1=0,9$; $\alpha_2=0,95$; $K_{e1}=0,8$ - важкий режим; $K_{e2}=1$ - нормальний режим; $K_{e3}=1,2$ - легкий режим. Дані про середній ресурс комплекту пальців беремо з прикладу до лабораторної роботи "Індивідуальний прогноз довговічності за результатами вимірювання зносу", де $\bar{T} = 2150$ год. При цьому вважаємо, що середній ресурс комплекту і середній ресурс окремих пальців є однаковими.

Знайдемо середній ресурс комплекту t_{cp} в заданому режимі експлуатації визначають множенням величини ресурсу \bar{T} за формулою:

$$t_{cp} = \bar{T} \cdot K_e,$$

при $K_e = 0,8$,

$$t_{cp} = 2150 \cdot 0,8 = 1720 \text{ год.}$$

Знайдемо середній з урахуванням коефіцієнтів усіх режимів та результати розрахунків занесемо в таблицю 2.2.

Знайдемо середні витрати запасних елементів одного найменування в парку машин за період T за формулою

$$n_{cp} = \frac{N \cdot n \cdot T}{t_{cp}},$$

$$n_{cp} = \frac{20 \cdot 2 \cdot 3000}{1720} = 69,8.$$

Результати розрахунку n_{cp} заносимо в таблицю 7.2.

Розрахуємо кількість запасних елементів, що є достатньою для забезпечення парку машин з імовірністю α на період T при нецентралізованому забезпеченні за формулою

$$n_\alpha = n_{cp} - 1 + U_\alpha \sqrt{n_{cp}},$$

де U_α - квантиль нормального розподілу, що відповідає імовірності α (додаток 3).

При визначенні $n_{\alpha i}$ округляємо величину до більшого парного значення.

$$n_{0,9(1)} = 69,8 - 1 + 1,282 \sqrt{69,8} = 80;$$

$$n_{0,9(2)} = 69,8 - 1 + 1,645 \sqrt{69,8} = 84$$

і та інше.

Таблиця 7.2 Вихідні дані і результати розрахунку величин достатнього запасу n_α при нецентралізованому забезпеченні

Кількість машин N	Коефіцієнт режиму K_e	Середній ресурс t_{cp} , ч	Середні витрати n_{cp}	Достатній запас n_α	
				$\alpha=0,9$	$\alpha=0,95$
20	0,8	1720	69,8	80	84
30	1	2150	83,7	96	98
25	1,2	2580	58,1	68	70
$\Sigma=75$			$\Sigma=211,6$	$\Sigma=244$	$\Sigma=252$

Визначаємо достатній запас при централізованому забезпеченні для всіх машин ($N_{\Sigma}=75$):

$$\text{при } \alpha = 0,9 \quad n_{\Sigma} = 211,6 - 1 + 1,28 \cdot \sqrt{211,6} = 230 \text{ комплектів};$$

$$\text{при } \alpha = 0,95 \quad n_{\Sigma} = 211,6 - 1 + 1,65 \cdot \sqrt{211,6} = 236 \text{ комплектів}.$$

Оцінимо ефективність централізованого забезпечення запасними комплектами пальців за формулою:

$$E = \frac{\sum n_{\alpha i} - n_{\Sigma}}{n_{\Sigma}} \cdot 100\%,$$

де $n_{\alpha i}$ - достатній запас (розрахований окремо) для i -го парку;

n_{Σ} - достатній запас при централізованому забезпеченні.

$$\text{При } \alpha = 0,90 \quad E = \frac{244 - 230}{230} \cdot 100\% = 6,1\%;$$

$$\text{при } \alpha = 0,95 \quad E = \frac{252 - 236}{236} \cdot 100\% = 6,8\%.$$

Отже, в умовах розглянутого прикладу при централізованому забезпеченні може бути досягнута економія запасів близько 7%.

8. ОЦІНЮВАННЯ І ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ РЕЗЕРВОВАНИХ СИСТЕМ

Мета роботи: визначити показники надійності ремонтів об'єктів по статистичним даним, а також за даними про надійність їх елементів.

Загальні відомості

Об'єкт, для якого проведення ремонтів передбачено в нормативно-технічній або конструкторській документації, називається ремонтним.

Для ремонтних об'єктів знаходять застосування наступні показники надійності: середній наробіток на відмову T_o ; середній час відновлення працездатного стану T_e ; коефіцієнт готовності K_z .

Перший показник надійності характеризує безвідмовність об'єкту і може бути визначений як відношення повної тривалості роботи об'єкту T_Σ до кількості зареєстрованих відмов n_Σ :

$$T_o = \frac{T_\Sigma}{n_\Sigma} \quad (8.1)$$

Другий показник характеризує ремонтпридатність об'єкту; його визначають як відношення сумарного часу, що витрачається на відновлення працездатного стану $T_{e\Sigma}$, до загальної кількості відновлень, що дорівнюють кількості відмов n_Σ :

$$T_e = \frac{T_{e\Sigma}}{n_\Sigma} \quad (8.2)$$

Коефіцієнт готовності K_z є комплексним показником надійності. Він кількісно характеризує такі властивості об'єкту, як безвідмовність і ремонтпридатність, і визначається як імовірність того, що об'єкт знаходиться в працездатному стані в довільний момент часу:

$$K_z = \frac{T_o}{T_o + T_e} \quad (8.3)$$

Можна вважати, що K_z чисельно дорівнює частці працездатних об'єктів у будь-який момент часу.

Для визначення перерахованих показників надійності ремонтних об'єктів потрібен статистичний матеріал, який звичайно збирається в умовах рядової експлуатації, або в умовах спеціальних підконтрольних випробувань.

Надійність об'єкту як системи, що складається з низки елементів, можна визначити також за даними про надійність кожної її складової частини або елемента. Як правило, визначити показники надійності деталі або вузла простіше, ніж всієї системи в цілому. В даний час розроблені і використовуються необхідні методи і технічні засоби для випробування на надійність різних робочих органів, деталей, вузлів.

Надійність машини, як системи, залежить від її структури.

Більшість машин і агрегатів - це системи з послідовною структурою, при

якій відмова системи настає у разі відмови будь-якого її елемента. Вигляд такої структури з трьох елементів наведено на рис. 8.1а. Це може бути, наприклад, ведучий міст трактора, в якому елемент 1 – це головна передача, елемент 2 – напівосі, і елемент 3 – бортові редуктори. В цьому випадку говорять про послідовне з'єднання елементів в системі з точки зору надійності, а імовірність безвідмовної роботи системи при незалежних відмовах елементів визначають по формулі:

$$R_c = R_1 \cdot R_2 \cdot R_3, \quad (8.4)$$

де R_1, R_2, R_3 – імовірності безвідмовної роботи елементів.

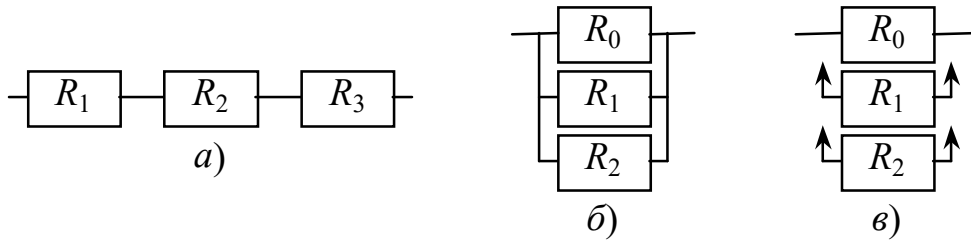


Рис. 8.1. Структурні схеми з трьох елементів: а) – послідовне з'єднання; б) – паралельне з'єднання (постійне резервування); в) – резервування заміщенням.

При недостатній надійності яких-небудь елементів надійність системи можна підвищити введенням надмірності, тобто шляхом резервування. Резервування буває постійним (навантаженим), структура якого наведена на рис. 8.1б, або може здійснюватися шляхом заміщення (рис. 8.1в). В останньому випадку маємо не навантажений резерв, оскільки резервні елементи включаються до роботи тільки при відмові основного. Постійне резервування називають паралельним з'єднанням елементів. У разі незалежності відмов імовірність безвідмовної роботи системи з паралельним з'єднанням трьох елементів (рис. 8.1б) визначається по формулі:

$$R_c = 1 - (1 - R_0) \cdot (1 - R_1) \cdot (1 - R_2), \quad (8.5)$$

де R_0, R_1, R_2 – імовірність безвідмовної роботи основного і резервних елементів.

В мобільних машинах постійне резервування використовується значно рідше, ніж резервування заміщенням. При резервуванні заміщенням середній наробіток до відмови системи, що складається з одного основного (працюючого) і K резервних елементів, визначається по формулі:

$$T_c = (1 + K) \cdot T_o, \quad (8.6)$$

де T_o – середній наробіток до відмови елемента.

Середнє квадратичне відхилення σ_c наробітку до відмови такої системи визначається з виразу

$$\sigma_c = \sigma_o \cdot \sqrt{1 + K}, \quad (8.7)$$

де σ_o – середнє квадратичне відхилення наробітку елемента.

З (8.6) і (8.7) випливає, що коефіцієнти варіації наробітку до відмови системи v_c і елемента v_o при резервуванні заміщенням зв'язані співвідношенням:

$$v_c = \frac{v_o}{\sqrt{1+K}}. \quad (8.8)$$

При розподілу наробітку до відмови системи за законом Вейбулла його параметр форми b_c однозначно визначається величиною коефіцієнта варіації v_c . Ця залежність при $0,1 < v_c < 1$ з достатньою для практичного використання точністю описується наближеним виразом:

$$b_c = \frac{1,126}{v_c} + \frac{0,011}{v_c^2} - 0,137, \quad (8.9)$$

звідки випливає, що

$$b_c = \frac{1,126}{v_o} \sqrt{1+K} + \frac{0,011}{v_o^2} (1+K) - 0,137. \quad (8.10)$$

Параметр масштабу розподілу наробітку до відмови системи, виходячи з (8.6), визначається по формулі:

$$a_c = \frac{T_c}{\Gamma\left(1 + \frac{1}{b_c}\right)} = \frac{(1+K)T_o}{\Gamma\left(1 + \frac{1}{b_c}\right)}. \quad (8.11)$$

При зроблених припущеннях імовірність безвідмовної роботи системи з одного працюючого і K резервних (запасних) елементів, що послідовно включаються в роботу при настанні відмов на заданому інтервалі наробітку T , визначається з виразу:

$$R_c(T) = \exp \left\{ - \left[\frac{T \cdot \Gamma\left(1 + \frac{1}{b_c}\right)}{T_o (1+K)} \right]^{b_c} \right\}, \quad (8.12)$$

в якому параметр b_c визначається за формулою (8.10).

Імовірність безвідмовної роботи елемента $R_o(T)$ на інтервалі T можна також визначати за формулою (8.12). Поклавши в ній $K=0$, отримаємо вираз:

$$R_o(T) = \exp \left\{ - \left[\frac{T \cdot \Gamma\left(1 + \frac{1}{b_o}\right)}{T_o} \right]^{b_o} \right\}, \quad (8.13)$$

в якому параметр форми b_o у відповідності з (8.10) визначається по формулі:

$$b_o = \frac{1,126}{v_o} + \frac{0,011}{v_o^2} - 0,137. \quad (8.14)$$

Величина $R_c(t)$ визначає імовірність того, що за період T не наступить стан, при якому подальше відновлення системи (ремонт) стане вже неможливим через відсутність резервних елементів. Імовірність того, що у будь-який

момент часу система не знаходиться в стані відновлення за наявності резервних елементів, визначається величиною коефіцієнта готовності K_c .

Імовірність того, що ще не витрачені резервні елементи і система не знаходиться в стані відновлення, визначається добутком вказаних вище імовірностей і є комплексним показником надійності резервованих способом заміщення систем, який називають коефіцієнтом оперативної готовності $K_{oc}(T)$:

$$K_{oc}(T) = K_c \cdot R_c(T). \quad (8.15)$$

Величина цього показника відповідає заданому інтервалу часу роботи T , із збільшенням якого коефіцієнт оперативної готовності монотонно зменшується. З його допомогою можна визначити кількість працездатних машин до кінця періоду T :

$$N_p(T) = N \cdot K_{oc}(T),$$

де N - загальна кількість машин.

Порядок виконання роботи

Вихідні статистичні дані про наробітки між відмовами t_i і час відновлення t_{ei} системи (машини), що складається з трьох умовних елементів (агрегатів) з послідовним з'єднанням (рис. 8.1а) вибирають з табл. 8.1. Вони повинні містити задану кількість наробітків системи між відмовами t_i і таку ж кількість значень часу відновлення t_{ei} .

Таблиця 8.1 Дані про наробітки між відмовами і час відновлення системи

№ п/п	Наробітки між відмовами t_i , ГОД.	Час відновлення t_{ei} , ГОД.
0	41, 20, 97, 104, 53	2,1; 2,4; 8,6; 5,6; 4,3
1	88, 76, 302, 176, 12	6,3; 7,0; 2,3; 2,8; 8,1
2	34, 84, 168, 28, 96	5,5; 3,6; 7,0; 5,0; 3,7
3	205, 72, 28, 136, 173	3,4; 5,4; 10,2; 3,3; 4,7
4	44, 80, 35, 192, 306	2,5; 5,6; 6,4; 6,9; 7,7
5	67, 224, 111, 260, 79	1,3; 3,4; 10,2; 2,2; 3,9
6	93, 244, 319, 188, 56	1,9; 4,9; 2,8; 5,8; 12,1
7	133, 216, 107, 32, 39	7,5; 6,4; 9,4; 1,5; 11,0
8	84, 360, 148, 248, 16	3,5; 1,1; 13,4; 3,9; 8,7
9	37, 112, 49, 196, 201	6,6; 1,8; 1,6; 11,6; 5,4

Далі по формулах (8.1), (8.2) і (8.3) визначають показники надійності системи: середній наробіток на відмову T_{oc} , середній час відновлення T_{ec} і коефіцієнт готовності K_c . Коефіцієнт готовності K_c припускає можливість необмеженої кількості відновлень (або кількості запасних елементів).

На наступному етапі проводять оцінку надійності системи на заданий період часу T у разі, коли кількість можливих відновлень обмежено кількістю наявних резервних елементів. Вихідні дані для проведення такої оцінки відповідно до вказівок викладача вибирають з таблиці 8.2.

За допомогою цих даних по формулі (8.14) визначають параметри b_{01} , b_{02} і b_{03} , а потім по формулі (8.13) для заданого періоду $T=100$ год. визначають імовірність безвідмовної роботи елементів системи $R_{01}(T)$, $R_{02}(T)$ і $R_{03}(T)$ і по формулі (8.4) - імовірність безвідмовної роботи резервованої системи $R_{nc}(T)$.

Потім з урахуванням знайдених значень $R_{01}(T)$, $R_{02}(T)$, і $R_{03}(T)$ відбирають найраціональніші варіанти (не менше двох) резервованої системи заміщенням за допомогою трьох резервних елементів із схем на рис. 8.2 так, щоб забезпечити максимальну імовірність безвідмовної роботи системи.

Таблиця 8.2 Вихідні дані про надійність елементів

№	Коефіцієнти варіації наробітку до відмови			Середні наробітки між відмовами, год.		
	ν_{01}	ν_{02}	ν_{03}	T_{01}	T_{02}	T_{03}
0	0,4	0,5	0,6	200	500	300
1	0,5	0,4	0,7	400	200	300
2	0,6	0,5	0,8	500	400	200
3	0,4	0,7	0,5	200	300	500
4	0,5	0,8	0,4	400	500	200
5	0,6	0,4	0,7	300	200	400
6	0,4	0,6	0,8	500	300	200
7	0,5	0,6	0,8	300	500	400
8	0,6	0,4	0,5	500	200	400
9	0,8	0,4	0,7	200	400	500

Для відібраних варіантів схем, використовуючи формули (8.4) і (8.5), розраховують величини імовірності безвідмовної роботи системи, спочатку вважаючи, що резервні елементи утворюють паралельне з'єднання з основними (постійне резервування). Порівнюючи альтернативні варіанти схем, вибирають остаточний варіант з найбільшою імовірністю безвідмовної роботи системи з постійним резервуванням, і потім по формулах (8.10), (8.12) і (8.4) для вибраного варіанту схеми резервування визначають імовірність безвідмовної роботи системи $R_c(T)$ при резервуванні заміщенням. Цей показник характеризує надійність системи при миттєвій заміні елементів, що відмовили, резервними.

По формулі (8.15) розраховують коефіцієнт оперативної готовності $K_{oz}(T)$, що враховує реальний час заміни елементів і обмеженість їх кількості, і будують графіки зміни $K_{oz}(T)$ і $R_c(T)$ при збільшенні T . З графіка функції $K_{oz}(T)$ визначають період роботи \tilde{T} , що відповідає заданому значенню коефіцієнта оперативної готовності \tilde{K}_{oz} .

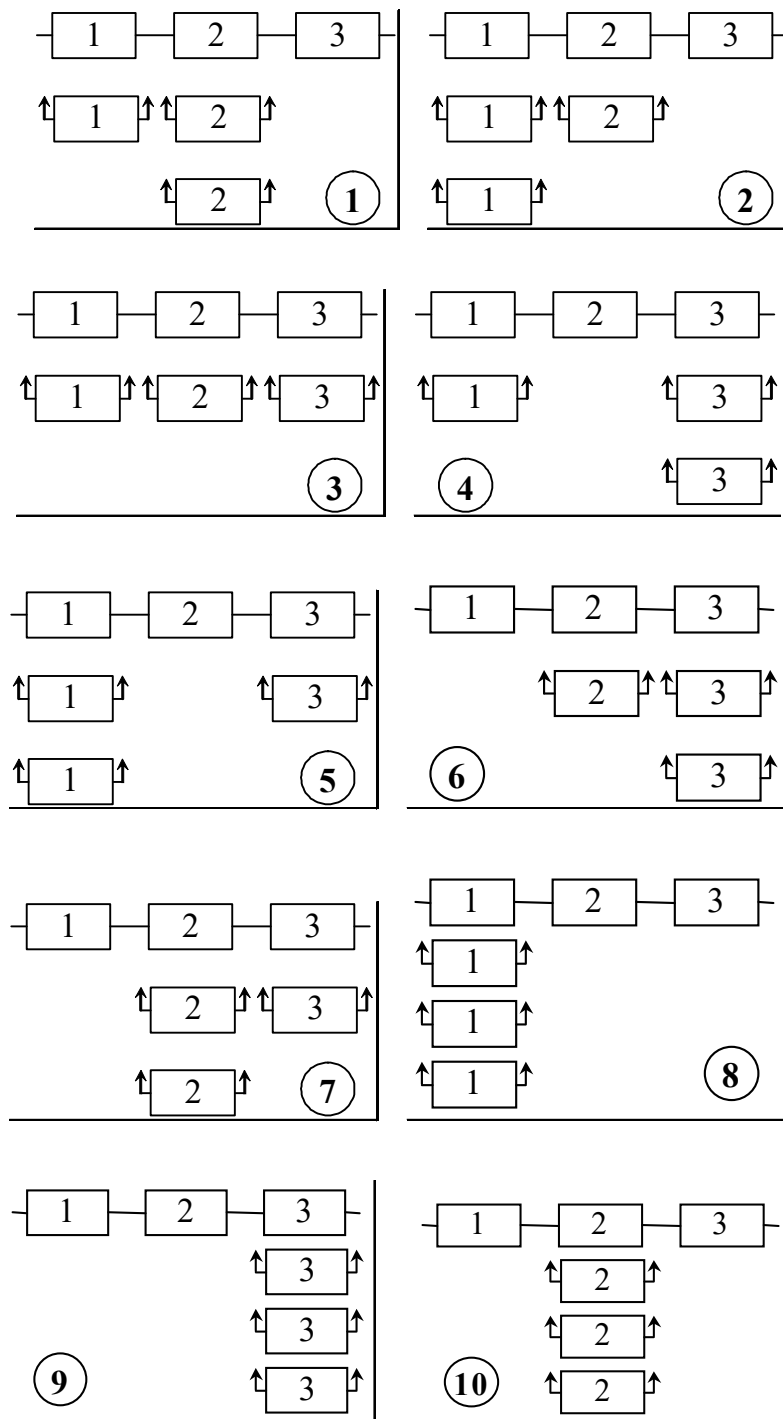


Рис. 8.2. Варіанти резервування елементів в системі

Приклад

Таблиця 8.3 Вихідні дані до розрахунку коефіцієнта готовності

Наробітки між відмовами t_i , ГОД.	41	76	168	136	306	67	244	107	248	201	$T_{\Sigma}=1594$
Час відновлення $t_{\epsilon i}$, ГОД.	2,1	7,0	5,0	4,7	3,6	3,4	6,9	10,2	5,8	1,8	$T_{\epsilon \Sigma}=50,5$

Відповідно до формул (8.1), (8.2), (8.3):

$$\text{середній наробіток на відмову } T_{oc} = \frac{T_{\Sigma}}{n_{\Sigma}} = \frac{1594}{10} = 159,4 \text{ год.};$$

$$\text{середній час відновлення } T_{ec} = \frac{T_{e\Sigma}}{n_{\Sigma}} = \frac{50,5}{10} = 5,05 \text{ год.};$$

$$\text{коефіцієнт готовності } K_2 = \frac{T_{oc}}{T_{oc} + T_{ec}} = \frac{159,4}{159,4 + 5,05} = 0,969.$$

З таблиці 8.2 згідно свого варіанту вибираємо вихідні дані і заносимо їх до таблиці 8.4 розрахунку імовірності безвідмовної роботи елементів.

Таблиця 8.4 Вихідні дані і результати розрахунку імовірності безвідмовної роботи елементів

№ елемента	T_o , год.	v_o	b_o	$\Gamma\left(1 + \frac{1}{b_o}\right)$	$R_o(100)$
1	450	0,5	2,16	0,8856	0,9706
2	200	0,7	1,49	0,9033	0,7364
3	400	0,6	1,77	0,8900	0,9324

Визначаємо параметр форми b_o по формулі:

$$b_o = \frac{1,126}{v_o} + \frac{0,011}{v_o^2} - 0,137.$$

Приклад:

$$b_{o1} = \frac{1,126}{0,5} + \frac{0,011}{0,5^2} - 0,137 = 2,16.$$

Визначаємо гамма-функцію $\Gamma(x)$ за її аргументом за допомогою додатка 1.

$$\Gamma_1\left(1 + \frac{1}{b_{o1}}\right) = \Gamma_1\left(1 + \frac{1}{2,16}\right) = \Gamma_1(1,46) = 0,8856.$$

Визначаємо імовірність безвідмовної роботи елемента $R_o(T)$ на інтервалі T , поклавши в ній $K=0$ за формулою (8.13).

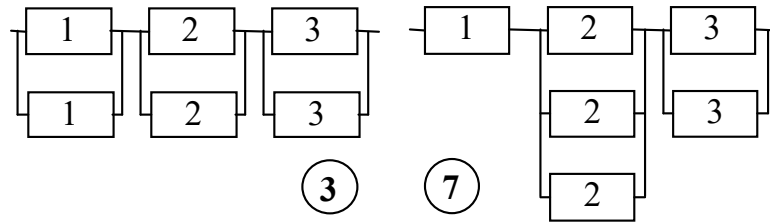
$$R_{o1}100 = \exp\left\{-\left[\frac{100 \cdot 0,8856}{450}\right]^{2,16}\right\} = \exp(-0,03) = 0,97.$$

Визначаємо імовірність безвідмовної роботи нерезервованої системи за формулою:

$$R_{nc} = R_{o1} \cdot R_{o2} \cdot R_{o3},$$

$$R_{nc}(100) = 0,9706 \cdot 0,7364 \cdot 0,9324 = 0,6664$$

Обираємо варіанти постійного резервування



Визначаємо імовірність безвідмовної роботи по варіанту 3.

В даному випадку усі три елементи з'єднані послідовно та кожен з них має постійне резервування за паралельним з'єднанням, отже використовуємо наступні залежності:

$$R_c = 1 - (1 - R_1) \cdot (1 - R_1) = 1 - (1 - R_1)^2;$$

$$R_c = R_1 \cdot R_2 \cdot R_3;$$

$$R_{C1} = 1 - (1 - 0,9706)^2 = 0,9991; \quad R_{C2} = 1 - (1 - 0,7364)^2 = 0,9305;$$

$$R_{C3} = 1 - (1 - 0,9324)^2 = 0,9954; \quad R_{C^*} = 0,9991 \cdot 0,9305 \cdot 0,9954 = 0,9254.$$

Визначаємо імовірність безвідмовної роботи по варіанту 7.

В даному випадку всі три елементи з'єднані послідовно, але тільки другий та третій мають постійне резервування за паралельним з'єднанням, отже враховуючи, що другий елемент має два резервних елемента, а другий – один, використаємо наступні залежності:

$$R_{c1} = R_1;$$

$$R_{c2} = 1 - (1 - R_2) \cdot (1 - R_2) \cdot (1 - R_2) = 1 - (1 - R_2)^3;$$

$$R_{c3} = 1 - (1 - R_3) \cdot (1 - R_3) = 1 - (1 - R_3)^2;$$

$$R_c = R_1 \cdot R_2 \cdot R_3;$$

$$R_{C2} = 1 - (1 - 0,7364)^3 = 0,9817;$$

$$R_{C3} = 1 - (1 - 0,9324)^2 = 0,9954;$$

$$R_{C^*} = 0,9706 \cdot 0,9817 \cdot 0,9954 = 0,9485.$$

Порівнюючи імовірності безвідмовних робіт, беремо більшу та ведемо подальший розрахунок для більшої імовірності безвідмовної роботи:

$$R_c^{3^*} = 0,9254 < R_c^{7^*} = 0,9485.$$

Отже, подальший розрахунок ведемо для системи зі схемою варіанту 7.

Перший елемент не має жодного резервного елемента, отже йому відповідають усі дані в таблиці 8.4.

Для другого елемента при $K=2$ і $T=100$ год.:

Визначаємо параметр форми по формулі:

$$b_c = \frac{1,126}{v_o} \sqrt{1 + K} + \frac{0,011}{v_o^2} \cdot (1 + K) - 0,137.$$

$$b_2 = \frac{1,126}{0,7} \sqrt{3} + \frac{0,011}{0,49} \cdot 3 - 0,137 = 2,72.$$

Значення гамма-функції з таблиці (додаток 1):

$$\Gamma\left(1 + \frac{1}{2,72}\right) = 0,8893.$$

Імовірність безвідмовної роботи по формулі (1.12):

$$R_{c_2}(100) = \exp\left[-\left(\frac{100 \cdot 0,8893}{200 \cdot 3}\right)^{2,72}\right] = 0,9945.$$

Для третього елемента при $K=1$ та $T=100$ год. маємо

$$b_3 = \frac{1,126}{0,6} \sqrt{2} + \frac{0,011}{0,36} \cdot 2 - 0,137 = 2,58;$$

$$\Gamma\left(1 + \frac{1}{2,58}\right) = 0,8879;$$

$$R_{c_3}(100) = \exp\left[-\left(\frac{100 \cdot 0,8879}{400 \cdot 2}\right)^{2,58}\right] = 0,9966.$$

Імовірність безвідмовної роботи системи при $T=100$ год.

$$R_C(100) = 0,9706 \cdot 0,9945 \cdot 0,9966 = 0,962.$$

Визначаємо коефіцієнт оперативної готовності системи при $T=100$ год. за формулою:

$$K_{oz}(T) = K_z \cdot R_C(T);$$

$$K_{oz}(100) = 0,969 \cdot 0,962 = 0,9322.$$

Величини $R_C(T)$ і $K_{oz}(T)$ при значеннях $T=150$ год. і $T=200$ год. розраховуємо аналогічно і заносимо в табл. 8.5.

Таблиця 8.5 Результати розрахунків $R_C(T)$ і $K_{oz}(T)$

T , год.	0	100	150	200
R_{c1}	1	0,9706	0,9308	0,8751
R_{c2}	1	0,9945	0,9834	0,9640
R_{c3}	1	0,9966	0,9903	0,9796
R_C	1	0,9620	0,9065	0,8264
K_{oz}	0,969	0,9322	0,8784	0,8008

Будуємо графіки $R_C(T)$ і $K_{oz}(T)$ і визначаємо період роботи, рівний $\tilde{T} = 130$ год., що відповідає заданому значенню $\tilde{K}_{oz} = 0,9$ (рис. 8.3). На графіку наносимо постійний рівень $K_z = 0,969$.

Отримані показники комплексно характеризують надійність ремонтваної системи.

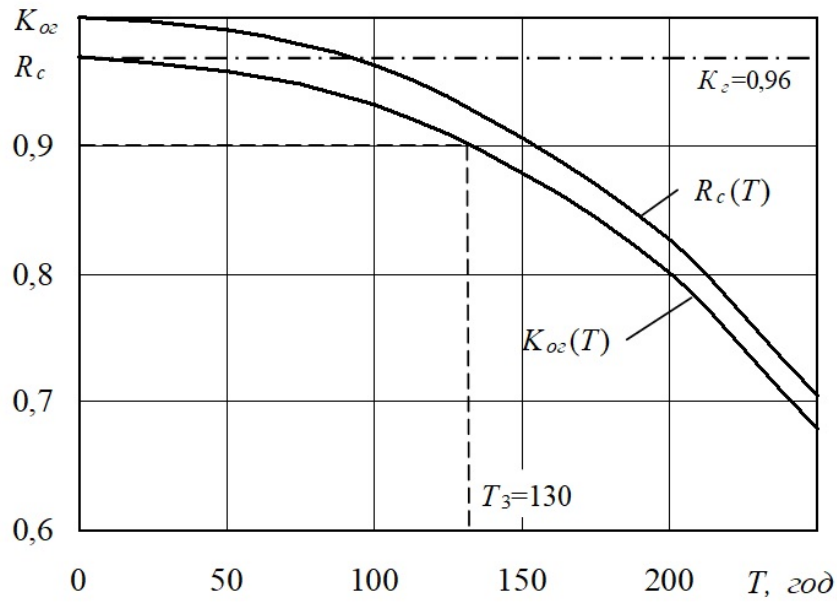


Рис. 8.3. Графіки імовірності безвідмовної роботи і коефіцієнта оперативної готовності системи

II. ВИПРОБУВАННЯ ТА КОНТРОЛЬ НАДІЙНОСТІ

1. СТЕНДИ ДЛЯ РЕСУРСНИХ ВИПРОБУВАНЬ

Мета роботи: Вивчити схеми та принципи роботи стендів для проведення ресурсних випробувань елементів трансмісій автотракторної техніки. Виявити переваги і недолітки гальмівних стендів та стендів з замкненим силовим контуром.

У залежності від характеру відмов машин, стенди для ресурсних випробувань можливо поділити на три види, а саме: зі зносними, втомними і руйнівними пошкоджуючими режимами. Застосовуються також стенди комбінованого типу, які дозволяють відтворювати як зносні, так і втомні відмови. У загальному випадку, незалежно від призначення, складності конструкції, функціональних особливостей та ін., будь-який стенд для ресурсних випробувань на надійність включає такі обов'язкові елементи, як механізм приводу, навантажувачі, а також прилади контролю.

Механізм приводу призначений для приведення до руху вузлів і робочих органів машин. Він може бути виконаний автономним, а може включатися до конструкції стенду, як складова його частина.

У якості навантажувачів використовують різноманітної конструкції силозбудники та штучні середовища, які імітують експлуатаційні навантаження і прискорюють випробування. За принципом дії та устрою силозбудники поділяють на механічні, гідравлічні, пневматичні, електромагнітні, кривошипні, відцентрові та ін. Часто навантажувальні пристрої і механізм приводу об'єднують у один прилад; який містить також і пристрої контролю. Прилади такого типу є універсальними, і дозволяють створювати необхідні умови навантаження машини та її елементів.

За способом створення навантаження на елементах, що випробовуються стенди для ресурсних випробувань можливо поділити на дві великі групи: стенди з відкритим контуром навантаження (гальмівні стенди) і стенди з замкненим силовим контуром. Розглянемо особливості конструкцій стендів кожного виду.

Типовим представником стендів гальмівного типу можливо вважати стенд для випробування ведучих мостів тракторів типу Т-150К, схема якого наведена на рис.1.1.

Технічні характеристики стенда:

Габаритні розміри - 6500x4500x2000 мм

Маса 20000 кг з мостом, що випробовується

Максимальна потужність машин:

– 216 кВт у режимі електродвигуна*

– 245 кВт у режимі електрогальма*

* У якості електрогальма і електродвигуна у стенді використані електромашини DS1036-4/N виробництва фірми MezWestin

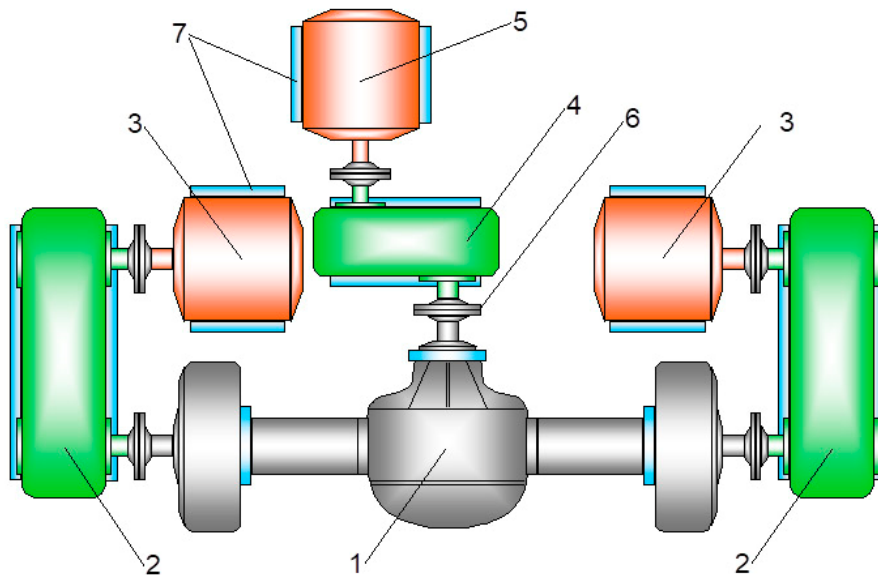


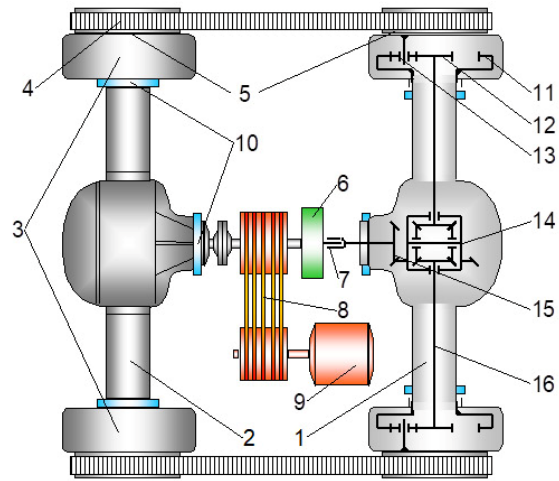
Рис.1.1. Гальмівний стенд для випробування ведучих мостів тракторів:
 1 – міст, що випробовується у зборі; 2 – підвищуючі редуктори;
 3 – електрогальмові машини; 4 – понижуючий редуктор; 5 – електродвигун;
 6 – з’єднуючі компенсаційні муфти; 7 – елементи рами.

Працює стенд наступним чином. Електродвигун 5 через понижуючий редуктор приводить до руху вал головної передачі моста, що випробовується. Для імітації експлуатаційних навантажень на деталі моста до його кінцевих передач через підвищуючі редуктори підключені два електрогальма. Задаючи за допомогою системи управління частоту обертання електродвигуна і величину гальмового моменту на кожній з гальмових машин, забезпечується необхідний режим випробувань. Наприклад, якщо величина гальмового моменту обох електрогальм однакова, то імітується рух трактора по прямій. Якщо ж гальмові моменти різні, то створюються умови для випробувань диференціала моста. Конструкція стенда і системи управління дозволяють проводити випробування як в кожному з цих режимів по одинці, так і у змішаному режимі з їх довільним поєднанням.

Загальним недоліком гальмівних стендів є великі енерговитрати. Дійсно, вся потужність приводного двигуна проходить через агрегат, що випробовується і розсіюється на гальмах. Навіть використання електрогальм, які допускають рекуперацію електроенергії, не вирішує проблему повністю внаслідок високої вартості електромашин і низької якості отриманої електроенергії. Крім того, необхідність погодження частот обертання валів електромашин і агрегата, що випробовується, призводить до необхідності використання проміжних редукторів, які суттєво знижують ефективність роботи стенду. Більшості з перелічених недоліків позбавлені стенди з замкненим силовим контуром. Принцип роботи такого стенду простіше за все показати на прикладі стенда для випробувань головних передач, загальний вигляд і кінематична схема якого наведені на рис.1.2.



а)



б)

Рис.1.3. Загальний вигляд (а) і кінематична схема (б) стану для випробувань ведучих мостів тракторів:

1, 2 - мости, які випробовуються; 3 - бортові (колісні) редуктори; 4 - ланцюгова передача; 5 - зірочки ланцюгової передачі; 6 - навантажувач; 7 - муфта; 8 - пасова передача приводу; 9 - електродвигун; 10 - елементи рами стану;

Технічні характеристики стану:

Габаритні розміри стану складають 2800x1700x2020 мм

Маса 1900кг з мостами, що випробовуються.

Потужність електродвигуна – 45 кВт

Перед початком випробувань за допомогою навантажувача 6 здійснюється відносно закручування вхідних валів головних передач мостів 1 і 2, що випробовуються. Крутний момент, який виникає при цьому, передається через головні передачі, диференціали, півосі та колісні редуктори мостів, що випробовуються, утворюючи два спряжені силові контури, замкнених ланцюговими передачами 4. Обертання елементів мостів забезпечується електродвигуном 9 через пасову передачу 8, вал шківів якої включений у обидва силові контури стану.

Зірочки ланцюгових передач, що замикають силові контури стану, мають рівну кількість зубів і забезпечують імітацію роботи мостів при русі трактора по прямій. Для включення в роботу диференціалів мостів, що випробовуються необхідно замінити дві діагонально розташовані зірочки, забезпечивши однакове, але не рівне одиниці, передаточне відношення обох ланцюгових передач. При цьому можлива імітація роботи мостів трактора при русі у повороті.

Порівнюючи технічні характеристики станів, наведених на рис.1.1 і 1.3, нескладно помітити, що стэнд з замкненим силовим контуром є значно більш економічним (потужності приводів відповідно 45 і 215 кВт), має менші розміри і значно менш металоємний (1900 кг порівняно з 20000 кг у гальмівного). В той же час, його конструкція не дозволяє (або ускладнює можливість) змінювати навантажувальний режим в процесі випробувань. Крім того, для проведення випробувань диференціалів необхідна заміна деталей стану.

Перелічені переваги і недоліки, що характерні для станів з описаними вище силовими схемами, визначають можливість і доцільність застосування кожної з цих схем при проведенні випробувань різноманітного виду.

2. СТЕНДОВІ НАВАНТАЖУВАЛЬНІ ПРИСТРОЇ

Мета роботи: Вивчити типи стендових навантажувальних пристроїв, їх конструкцію, будову та принцип роботи.

У якості навантажувачів використовують силосбудники різноманітної конструкції. Так, під час випробувань на розтягання (стискання) застосовують гідравлічні, відцентрові, електромагнітні силосбудники; під час випробувань на згин - гідравлічні, пневматичні, кривошипні, відцентрові, вагові, електромагнітні, електродинамічні; під час випробувань на кручення - кривошипні, відцентрові, вагові, електромагнітні.

Для навантаження великогабаритних конструкцій, що потребують значних зусиль і, що мають значну піддатливість, найбільш часто застосовують, відцентрові, вагові збудники; для деталей та вузлів невеликих розмірів - пневматичні, кривошипні, електродинамічні, магнітострикційні, п'єзоелектричні збудники.

Основними видами гідравлічних силосбудників є силові гідроциліндри, гідропульсатори і гідровібратори.

На рис.2.1 наведена схема включення силового гідроциліндра з дросельним управлінням.

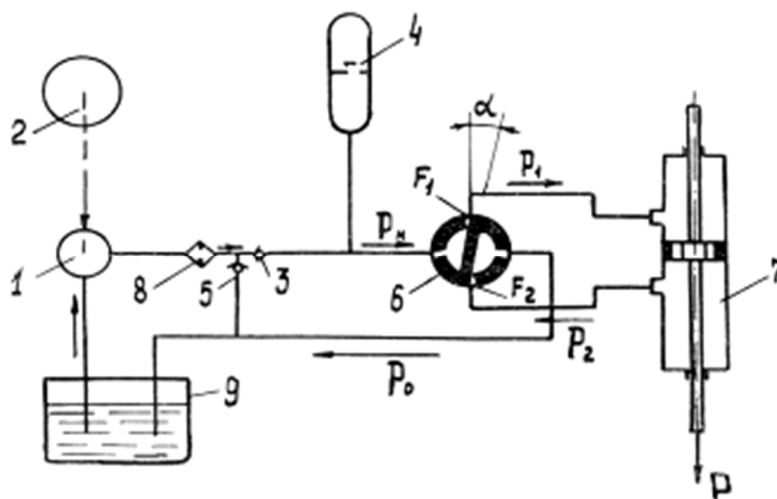


Рис.2.1. Схема включення силового гідроциліндра з дросельним управлінням:

- 1 – насос; 2 – двигун; 3 – зворотний клапан; 4 – гідравлічний акумулятор;
- 5 – переливний клапан; 6 – золотник; 7 – силовий гідроциліндр; 8 – фільтр;
- 9 – бак.

Система має відкриту циркуляцію рідини. Насос 1, який приводиться до дії двигуном 2, засмоктує з бака 9 рідину і через фільтр 8 під високим тиском ($P_h = 100 \dots 250 \text{ кг/см}^2$) подає її у золотник 6. Для забезпечення сталості тиску ($P_h = \text{const}$) застосований переливний клапан 5. При повороті золотника на кут α утворюються два вікна, що дроселюють: на вході у силовий гідроциліндр 7 (вікно F_1) і на виході з нього (вікно F_2). Проходячи через вікно F_1 і втрачаючи при цьому частину своєї енергії, рідина поступає у гідроциліндр, в якому основна частина потенційної енергії (тиску) перетворюється у корисне зусилля P . Віддавши свою енергію, рідина витискується з циліндру до бака

через вікно F_2 . На рисунку через P_1 і P_2 позначені тиски відповідно у нагнітаючій та зливній магістралях гідроциліндру, а через P_0 – тиск у зливній магістралі золотника.

Для підвищення к.к.д. у систему вводиться пневмо-гідрравлічний акумулятор 4, який заряджається під час малих сигналів управління, запасуючи потенційну енергію у вигляді енергії стиснутого повітря, і віддає енергію під час великих сигналів управління, допомагаючи насосу забезпечити підвищені витрати через золотник. Для запобігання руху рідини з акумулятора у насос служить зворотний клапан 3. Швидкість руху поршня регулюється за рахунок зміни площі робочих вікон золотника, тобто шляхом зміни величини кута α .

Гідровібратори є порівняно новим і вельми перспективним видом збудників змінних навантажень. Їх принцип дії оснований на використанні пульсуючого потоку рідини, що спрямований у робочі порожнини силового гідроциліндра.

На рис.2.2 наведена схема електричного гідровібратора, у якому періодично змінюється напрямок потоку рідини у порожнинах I і II силового циліндру 6 двосторонньої дії. Електромеханічний вібратор 1 представляє собою поляризований електромагніт з поворотним якорем. Під час пропускання через управляючі обмотки електромагніту змінного струму величиною у декілька міліампер, якір починає коливатися з частотою струму управління. Закріплена на якорі заслінка 2 діє на сопла 3 і 3', визиваючи розбаланс у гідрравлічному мостіку, що створений цими соплами та двома постійними гідрравлічними опорами, якими служать дроселі 4 і 4'. Перепад тиску розбалансу використовується для переміщення управляючого золотника 5.

Механічні вібратори, принцип дії яких оснований на створенні збуджуючих сил під час обертання неврівноважених мас, також отримали широке розповсюдження.

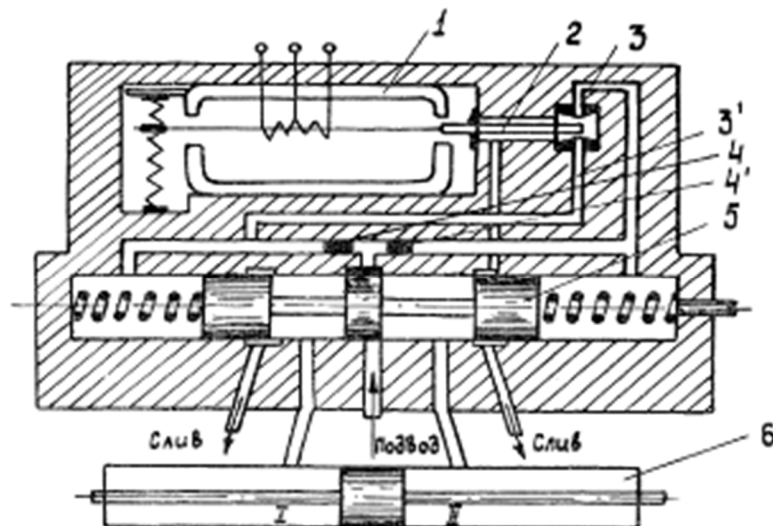


Рис.2.2. Схема електричного гідровібратора:

- 1 – електромеханічний вібратор; 2 – заслінка; 3 і 3' – сопла; 4 і 4' – дроселі; 5 – управляючий золотник; 6 – силовий циліндр двосторонньої дії.

Пристрій типу сопло-заслінка 2-3-3' і золотник 5 представляють собою двокаскадний гідропідсилювач потужності сигналу управління, коефіцієнт підсилення якого може бути вельми великим.

Пневматичні силозбудники мають наступні переваги: можливість збудження великих переміщень, значна питома потужність, невелика вартість. Крім того, для їх живлення можна використовувати централізовані мережі стиснутого повітря, які є на багатьох підприємствах.

На рис.2.3 наведена схема пневмовібратора, який використовується у системах з вимушеним режимом роботи. Шток 1 діафрагмового пневмоциліндру з'єднується з конструкцією, що випробовується. Порожнина циліндру під мембраною 2 за допомогою двоклапанної розподільчої системи, яка умовно показана у вигляді золотника 3, що обертається, по чергово з'єднується то з напірною магістраллю, то з атмосферою.

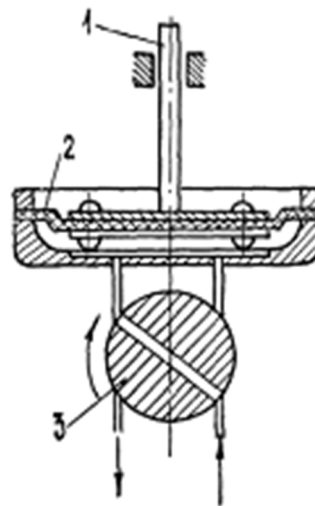


Рис.2.3. Схема пневмовібратора: 1 – шток циліндра; 2 – мембрана; 3 – золотник, що обертається.

У залежності від спрямованості збуджуючих сил розрізняють три типи механічних відцентрових вібраторів: неспрямовані, спрямовані і вібратори для збудження крутильних коливань (рис.2.4).

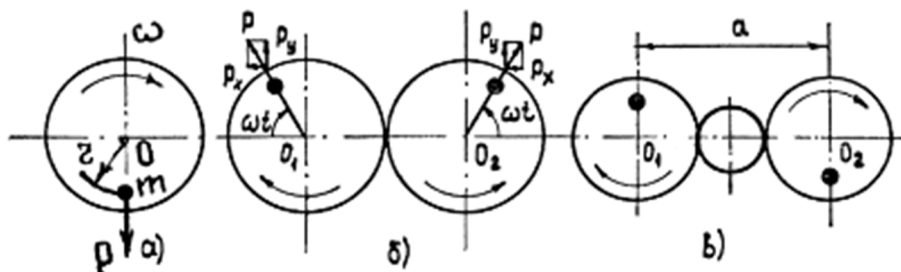


Рис.2.4. Схеми механічних відцентрових вібраторів:

- а) неспрямований вібратор; б) спрямований вібратор; в) вібратор для збудження крутильних коливань.

Неспрямований вібратор (рис.2.4а) представляє собою масу, що обертається, центр тяжіння якої знаходиться поза віссю обертання. Збуджуюча таким вібратором відцентрова сила, що діє за радіусом у напрямку від центру обертання, постійна за величиною (при незмінній швидкості обертання) і, залишаючись у площині обертання, безперервно змінює напрям. Величина цієї сили визначається за формулою:

$$P = m \cdot \omega^2 \cdot r ,$$

де m – неврівноважена маса; ω – кутова швидкість обертання; r – відстань від осі обертання до центру тяжіння маси.

Спрямований вібратор (рис.2.4б) складається з двох спарених однакових

неспрямованих вібраторів, які мають спільний привід і що обертаються у протилежних напрямках з однаковою кутовою швидкістю. Сила P , що збуджується кожним з вібраторів, може бути розкладена на дві взаємно перпендикулярні складові $P_x = P \cdot \cos \omega t$ і $P_y = P \cdot \sin \omega t$. Горизонтальні складові обох сил P у кожний момент часу дорівнюють між собою і протилежно спрямовані, тому їх сума дорівнює нулю; вертикальні складові, складаючись, дають результуючу пульсуючу силу:

$$P_{\Sigma} = 2m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \sin \omega t .$$

Повертаючи на 90° ось O_1O_2 вібратора, можливо отримати горизонтально спрямовану результуючу силу.

Вібратор для збудження крутильних коливань (рис.2.4в) складається з двох неспрямованих вібраторів з протилежно розташованими неврівноваженими масами, які обертаються з однаковою швидкістю у одному напрямку і створюють пару сил. Крутний момент пари сил дорівнює:

$$M_{кр} = m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot a \cdot \sin \omega t ,$$

де a – відстань між осями O_1 і O_2 неспрямованих вібраторів.

Для створення суми збуджуючих сил з різною амплітудою і частотою використовують вібратори планетарного типу, які дозволяють отримати змінну збуджуючу силу з двома гармоніками. Принципова схема такого вібратора наведена на рис.2.5.

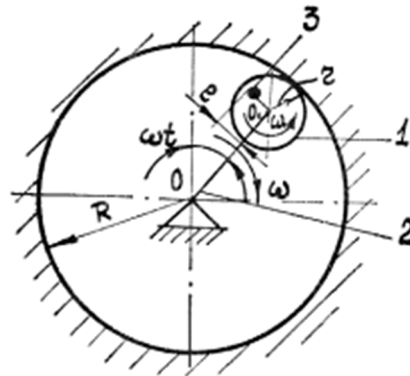


Рис.2.5. Відцентровий вібратор планетарного типу: 1 – планетарне колесо; 2 – водило; 3 – дисбалансна маса.

Вібрація виникає в результаті складного руху планетарного колеса 1, на якому закріплено дисбалансну масу m_0 . Цей рух складається з обертання планетарного колеса навколо власної осі O_1 , та обертання системи колесо-водило навколо точки O . Це призводить до виникнення основної гармоніки, створеної рухом дисбалансної маси m_0 і маси планетарного колеса m_k , відносно точки O , а також високочастотної гармоніки, яка виникає при обертанні маси m_d відносно центра O_1 .

Кутова швидкість обертання планетарного колеса дорівнює:

$$\omega_1 = \frac{R}{r} \omega ,$$

де R – радіус сонячного колеса; r – радіус планетарного колеса; ω – кутова

швидкість водила.

Миттєве значення збуджуючої сили вібратора дорівнює:

$$F(t) = m_o \cdot e \cdot \left(\frac{R}{r}\right)^2 \cdot \omega^2 \cdot \sin\left(\frac{R}{r}\omega t + \varphi\right) - (R - r) \cdot (m_k + m_o) \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t.$$

При необхідності спарені відцентрові вібратори планетарного типу можуть використовуватись для створення спрямованих або крутильних збуджуючих сил складного характеру.

Кривошипні або ексцентрикові механізми застосовуються у приладах з примусовим режимом роботи для збудження прямим та непрямим методом змінних сил розтягування-стискання, а також згинаючих і обертаючих моментів. Принцип їх роботи оснований на збудженні змінних навантажень за рахунок створення змінних переміщень, амплітуда яких визначається кінематично.

3. ВИПРОБУВАННЯ КАРДАННИХ ШАРНІРІВ ТА ПЕРЕДАЧ

Мета роботи: Ознайомитися з причинами і видами руйнування карданних шарнірів. Вивчити конструкції стендів з замкненим силовим контуром і методику ресурсних випробувань карданних шарнірів та передач.

Надійність об'єктів оцінюють за допомогою експлуатаційних або прискорених випробувань. Експлуатаційні випробування потребують значних витрат часу і матеріальних ресурсів. Тому, при розробці нових і удосконаленні існуючих конструкцій машин, частіше віддають перевагу проведенню прискорених стендових випробувань. Це дозволяє суттєво скоротити час отримання результатів за рахунок ущільнення випробувань за часом та підвищення навантажень на елементи, що випробовуються.

Карданний шарнір (рис.3.1) призначений для передачі крутного моменту між двома валами, осі яких пересікаються під деяким кутом γ (звичайно до 15°). Він складається з хрестовини 1 з чотирма шипами і чотирьох голчастих підшипників. Пара голчастих підшипників, що знаходяться на протилежних шипах хрестовини, закріплена у отворах вилок 2 кожного з спряжених валів.

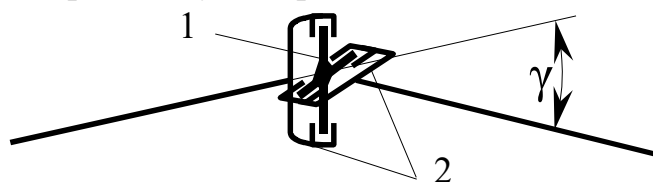


Рис.3.1. Схема карданного шарніру.

Карданні шарніри тракторів, автомобілів і сільськогосподарських машин виготовляються, в основному, з голчастими підшипниками без внутрішнього кільця, роль якого виконує зовнішня поверхня шипа хрестовини. Їх працездатність в значній мірі визначається величиною максимальних контактних напружень і кута γ . В залежності від їх величин вихід з ладу підшипників карданного шарніру може відбуватися в результаті пластичної деформації або (та) втомного руйнування робочих поверхонь.

Оскільки стакани і голки голчастих підшипників виготовляють з високоміцних сталей типу 15Г, ШХ15, вони мають достатньо високу працездатність. В той же час, хрестовини карданних шарнірів виготовляються зазвичай з металу, міцність якого дещо нижча. У зв'язку з цим причиною виходу з ладу карданного шарніра у багатьох випадках є знос шипів хрестовини.

При обертанні спряжених валів кожний підшипниковий вузол хрестовини здійснює обертово-коливальний рух. При невеликому кутовому переміщенні тіл кочення підшипника (голок), їх лінійне переміщення по поверхні шипа має величину близьку до діаметра голок. Це зазвичай призводить до появи місцевих пластичних деформацій поверхні шипа у вигляді канавок (бринелювання), добре помітного на рис.3.2а.

При довготривалій роботі під дією високих питомих навантажень на поверхні шипа можливе появлення втомних пошкоджень (пітингу). Такий вид руйнування частіше за все пов'язаний з порушенням геометрії карданного шарніру та підвищеними зазорами у спряженні. Оскільки найбільші контактні на-

пруження виникають на кінці шипа хрестовини, тут це пошкодження виявляється найбільш помітним (рис.3.2б).

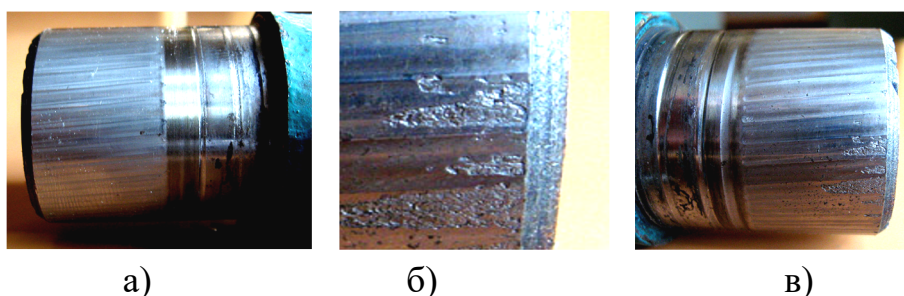


Рис.3.2. Пошкодження шипа хрестовини у результаті пластичної деформації (а), втомного (б) і змішаного (в) руйнування.

На практиці втомне викришування (пітинг) і пластична деформація часто виникають одночасно (рис.3.2в), що засвідчує про складність процесу спрацювання карданних шарнірів. У зв'язку з цим найбільш вірогідним способом отримання інформації про надійність карданних шарнірів є проведення прискорених стендових випробувань.

Кінематична схема та загальний вигляд стенду для ресурсних випробувань карданних шарнірів наведені на рис.3.3.

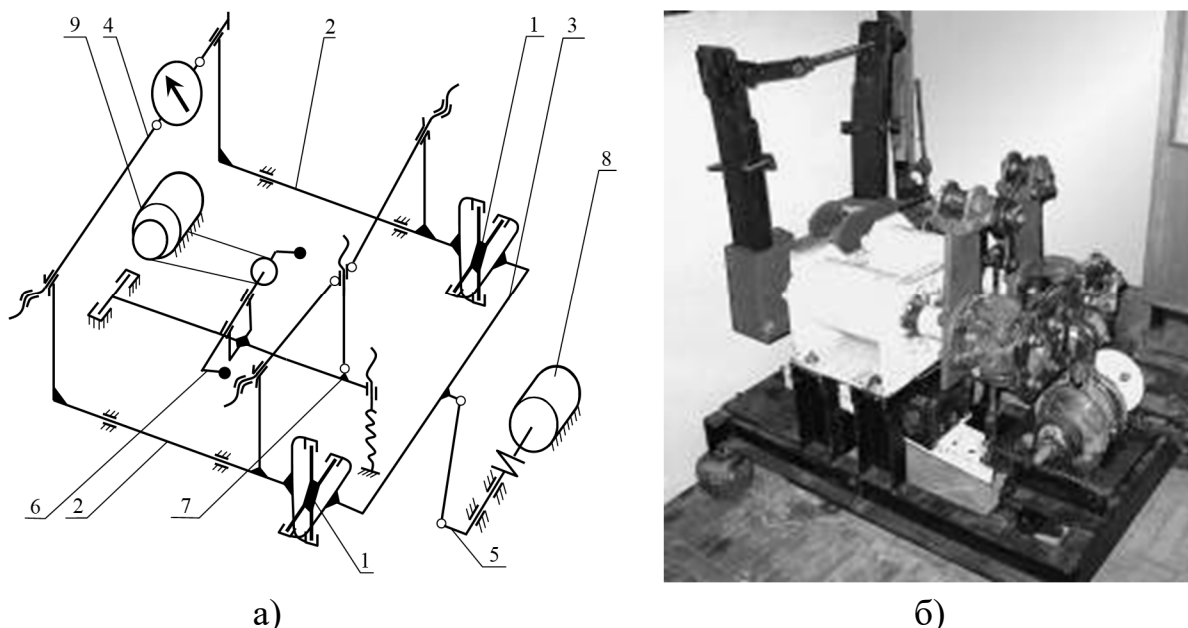


Рис.3.3. Кінематична схема (а) та загальний вигляд (б) стенду для прискорених ресурсних випробувань карданних шарнірів.

Вилки двох карданів 1, що випробовуються, закріплені попарно на двох паралельних валах 2 і на рамці 3, до якої приєднаний кривошипно-шатуний механізм, складений з шатуна і кривошипа 5. Вал кривошипа приводиться до обертання електродвигуном 6. До валів 2 приєднані вертикальні важелі статичного навантажувача, які виконані у вигляді листових ресор. У верхній частині важелі зв'язані різьбовою тягою 4. Статичне навантаження можливо контролювати динамометром. В процесі випробувань контроль навантаження здійс-

нюється вимірюванням відстані між верхніми кінцями важелів-ресор. Навантаження карданів змінним високочастотним навантаженням виконує друга пара важелів, закріплених на валах 2 і зв'язаних різьбовими тягами з опорою вібратора 7. Опора встановлена на рамці стенду шарнірно з можливістю кутових коливань у вертикальній площині. Вібратор призводить до дії двигун 9, що обертає пару ексцентриків 6.

Стенд працює наступним чином: після встановлення хрестовин у вилки карданних шарнірів утворюється замкнений силовий контур, який складається з рамки 3, двох карданних шарнірів і двох валів 2 з важелями, стягнутими різьбовою тягою 4. Змінюючи довжину тяги, у контурі створюють статичне навантаження, величина якого контролюється за допомогою динамометра. При включенні привідного електродвигуна 8, кривошипно-шатунний механізм 5 надає коливальний рух рамці 3 з закріпленими на ній вилками карданних шарнірів. У горизонтально розташованих підшипникових вузлах хрестовин здійснюються кутові переміщення, аналогічні переміщенням, що здійснюються під час роботи карданної передачі на машині. Включення електродвигуна 9, що призводить до обертання вал з ексцентриками 6, дозволяє через систему важелів 7 передати валам 2 динамічну складову навантаження, яка імітує при випробуваннях змінні високочастотні навантаження, що виникають при роботі карданного шарніра в умовах експлуатації.

Особливість стенду полягає в тому, що у замкненому силовому контурі єдиними передаточними вузлами, які рухаються є карданні шарніри, що випробовуються. Це забезпечує компактність та високу надійність конструкції стенду і мінімальні витрати енергії на проведення випробувань.

Максимальне статичне навантаження на карданні шарніри (M_k) може досягати 4 кНм, амплітуда змінної високочастотної складової навантаження $M_{ка}$ – до 1 кНм. Кут коливання карданних шарнірів регулюється зміною довжини кривошипу 5 і складає $\gamma = \pm(0...6^\circ)$. Частота обертання кривошипу постійна, а саме 950 або 1440 об/хв., у залежності від типу привідного електродвигуна.

Тривалість випробувань залежить від режиму випробувань.

Наприклад, при $M_k = 4$ кНм, $n = 1440$ об/хв., $\gamma = 3^\circ$ середня тривалість випробувань серійних шарнірів карданів трактора Т-150К складає 150...170 год.

При змінному високочастотному навантаженні $M_{кт} = 3,5$ кНм, $M_{ка} = 1$ кНм, $f = 50$ Гц, $n = 950$ об/хв., $\gamma = 3^\circ$ середня тривалість випробувань становить 37 год.

Випробування закінчуються при руйнуванні опорних поверхонь шипів хрестовин, зламуванні голок, що супроводжується підвищенням температури підшипникового вузла більш ніж на 5°C порівняно з температурою, що встановилася в ході попередніх випробувань. Температура вимірюється постійно за допомогою хромель-копелевої термопари і електронного потенціометра.

На рис.3.4 наведена типова схема стенду для випробування карданних передач на довговічність.

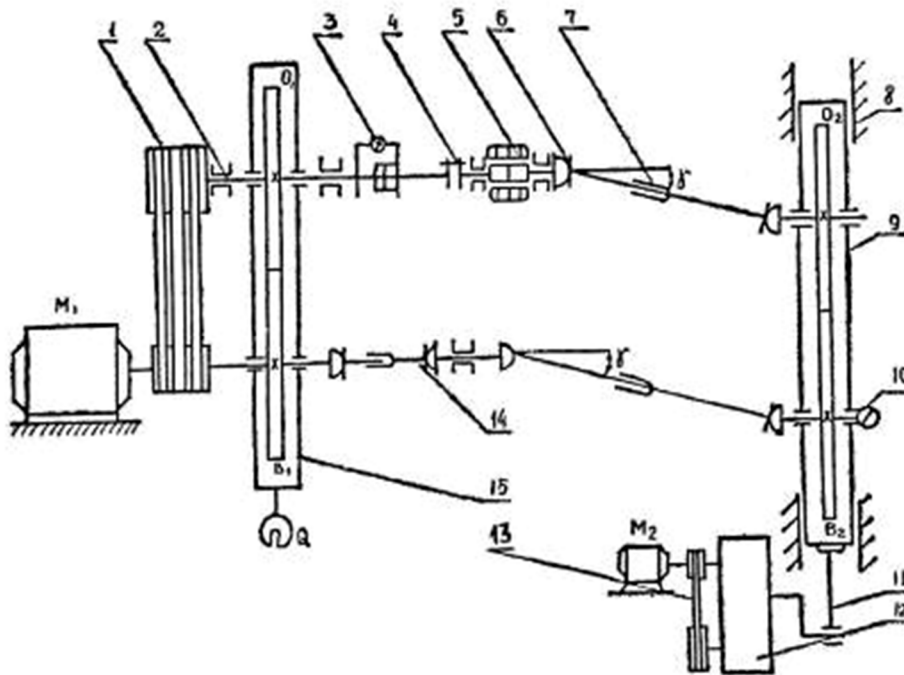


Рис.3.4. Схема стенду з замкненим силовим контуром для випробування карданних передач на довговічність: 1 – пасова передача; 2 – ось редуктора; 3 – динамометр крутного моменту; 4 – регулююча муфта; 5 – струмознімач; 6 – карданний шарнір, що випробовується; 7 – карданний вал; 8 – напрямні; 9 – рухомий редуктор; 10 – лічильник числа обертів; 11 – кривошипно-шатунний механізм; 12 – понижуючий редуктор; 13 – пасова передача; 14 – карданний вал; 15 – редуктор, що навантажує (що коливається).

Привід стенду здійснюється від асинхронного електродвигуна M_1 через понижуючу пасову передачу 1. Редуктор 15, що навантажує коливається відносно осі 2. Другий кінець осі 2 через динамометр крутного моменту 3, регулюючу муфту 4 і струмознімач 5 з'єднаний з карданним шарніром 6, що випробовується. Нижня частина редуктора 15, що навантажує і, що коливається з'єднана з вантажем Q . Другий вал редуктора, що навантажує через допоміжний шарнір 14 також з'єднаний з карданним шарніром, що випробовується. Обидва карданних шарніри з'єднані за допомогою телескопічних карданних валів 7 з рухомих редуктором 9, який у напрямних 8 здійснює вертикальне переміщення під дією кривошипно-шатунного механізму 11, що приводиться до руху через понижуючий редуктор 12 і пасову передачу 13 асинхронним електродвигуном M_2 . З нижнім валом рухомого редуктора з'єднаний лічильник числа обертів 10.

Відмітною особливістю даного стенда є те, що шарніри та телескопи карданних валів, які випробовуються, знаходяться під впливом не тільки крутного моменту, що створюється вантажем редуктора 15, що коливається, але і під дією сил тертя, які виникають в наслідок періодичного телескопування валів.

Змінюючи параметри кривошипно-шатунного механізму, можливо вести випробування карданних передач при кутах γ між валами, що періодично змінюються в межах від 0 до 30° , одночасно з цим змінюється і величина телескопування валів.

4. ВИПРОБУВАННЯ НА НАДІЙНІСТЬ ЕЛЕМЕНТІВ ТРАНСМІСІЇ

Мета роботи: Вивчити конструкції стендів та режими випробувань елементів трансмісії.

Трансмісії сільськогосподарських машин працюють у складних і різноманітних умовах навантаження. Так, наприклад, трансмісії тракторів, в залежності від технологічної операції, що виконується агрегатом, можуть бути тривало навантажені значним крутним моментом при малих швидкостях обертання (оранка) або працюють на великих швидкостях при порівняно невеликому, але крутному моменті, що динамічно змінюється (транспортні роботи). У зв'язку з цим організація випробувань на надійність трансмісій у їх повному складі є нераціональною.

Проведення випробувань окремих вузлів або елементів трансмісії дає можливість отримати більш точну і конкретну інформацію про їх надійність. Це досягається за рахунок можливості створення повного спектру навантажувальних та швидкісних режимів, моделювання специфічних умов роботи. У більшості випадків по-вузлові або по-елементні випробування дозволяють також значно знизити витрати часу та матеріальних ресурсів, необхідних для отримання інформації про надійність конкретних вузлів і деталей машин.

Муфти зчеплення трансмісій сільськогосподарських машин в процесі експлуатації витримують широкий спектр силових та швидкісних навантажень. У зв'язку з цим стенд для проведення випробувань їх на довговічність повинен мати конструкцію, яка дозволяє імітувати ці навантаження в різноманітних сполученнях. Схема такого стенду представлена на рис. 4.1.

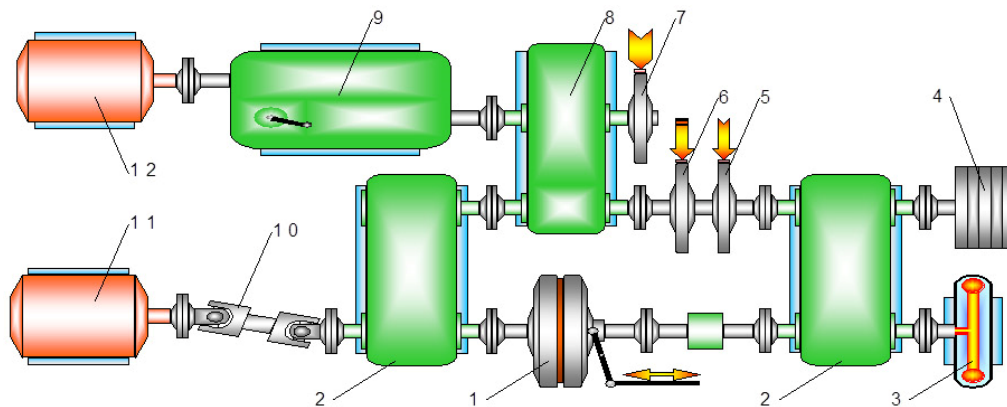


Рис. 4.1. Схема стенду для випробування муфт зчеплення на довговічність:

- 1 – муфта зчеплення, що випробовується; 2 – замикаючі редуктори;
- 3 – гідравлічна гальмова машина; 4 – інерційна маса; 5 – зупиночні тальма;
- 6 – гальма-пульсатор; 7 – гальма навантажувача; 8 – планетарний навантажувач;
- 9 – коробка зміни передач; 10 – карданний вал;
- 11 – основний електродвигун; 12 – електродвигун навантажувача.

Головний привод стенду здійснюється електродвигуном 11. Для відтворення коливального характеру крутного моменту двигуна внутрішнього згоряння служить карданний пульсатор 10. Замкнений силовий контур включає в

себе два однакові циліндричні редуктори 2, муфту зчеплення 1, що випробується і планетарний навантажувач 8, який керується за допомогою гальмівного пристрою 7. Планетарний навантажувач призначений для створення навантаження в замкненому силовому контурі та має індивідуальний привід від електродвигуна 12 через коробку зміни передач 9. Для скорішої зупинки деталей стенду, які обертаються після закінчення випробування служить стрічкове гальмо 5. Механічний гальма-пульсатор 6 забезпечує при необхідності створення пульсуючого навантаження у замкненому силовому контурі та має особисту систему управління, яка дозволяє задавати необхідний режим пульсації навантаження.

Основа стенду складається з окремих універсальних рам, встановлених на фундаментах. Кріплення агрегатів і вузлів болтами з молотковими головками у пазові прорізи рам дозволяє формувати кінематичну схему стенду у залежності від режимів і цілей випробувань, що проводяться. Вихідні вали агрегатів та вузлів з'єднуються у кінематичні ланцюги за допомогою еднальних муфт і карданних механізмів. Електрообладнання стенду включає в себе силові агрегати, систему управління роботою стенда по заданій програмі та електровимірвальну апаратуру. Управління виконавчими органами стенду - зупиночним гальмом, гальмом-пульсатором, гальмом планетарного навантажувача та важелем включення муфти зчеплення, що випробується - здійснюється пневматичною системою стенда.

Стенд призначений для випробування муфт зчеплення у режимах замкненого силового контуру і розімкненого контуру з використанням інерційних мас 4 та гідравлічного гальма 3. Налагодження стенду на інерційний режим здійснюється розмиканням силового контуру шляхом відключення валів планетарного навантажувача і приєднанням до кінематичного ланцюга інерційних мас та гідрогальма.

Під час налаштування стенду на роботу у режимі замкненого силового контуру інерційні маси 4 і гідравлічне гальмо 3 відключаються. Загальмовані за допомогою керуючого гальма 7 сонячні шестерні планетарного навантажувача забезпечують роботу муфти зчеплення, що випробується без навантаження, так як її ведучий і ведений диски будуть обертатись з однаковою кутовою швидкістю. Закручуючи за допомогою електродвигуна 12 через коробку передач 9 одну з сонячних шестерень планетарного навантажувача, у замкнений силовий контур вводиться додатковий крутний момент. Якщо цей момент перевищує момент тертя муфти зчеплення, вона буде працювати з ковзанням. Змінюючи за допомогою коробки зміни передач кутову швидкість приводу планетарного навантажувача, можливо отримати задану швидкість ковзання дисків муфти зчеплення при різноманітних, в тому числі і значних, навантаженнях.

Технічні характеристики стенда:

Габаритні розміри - 4100x2600x1450 мм

Потужність електродвигунів: основний – 10 кВт

що навантажує – 2,5 кВт

Маса – 2650 кг

Кінцеві передачі ведучих мостів є замикаючими вузлами трансмісії, що передають весь потік потужності на рушій (колісний або гусеничний) і, що понижують частоту обертання ведучих коліс до необхідної величини. Оскільки частота обертання ведучих коліс сільськогосподарських машин порівняно невисока, кінцеві передачі, конструктивно виконані у вигляді планетарного редуктора, що працює при великих значеннях крутного моменту. Крім того, в умовах експлуатації корпуси планетарних колісних редукторів навантажені також вагою машини, навісних і прищепних знарядь. У результаті дії цих зусиль виникає перекіс (непаралельність) осей сонячної шестерні та сателітів, що призводить до перерозподілу зусиль у зубчастих зчепленнях і, як наслідок, їх прискореному зносу.

Для проведення випробувань планетарних редукторів, з мінімальними витратами і зіставленням стендових та експлуатаційних режимів навантаження, використовується стенд, виконаний за схемою замкнутого контуру. Кінематична схема і загальний вигляд стенду показані на рис. 4.2. Вибрана кінематична схема дозволяє встановлювати для досліджень колісні редуктори як планетарного типу (зупинений епіцикл), так і редукторного типу (зупинене водило).

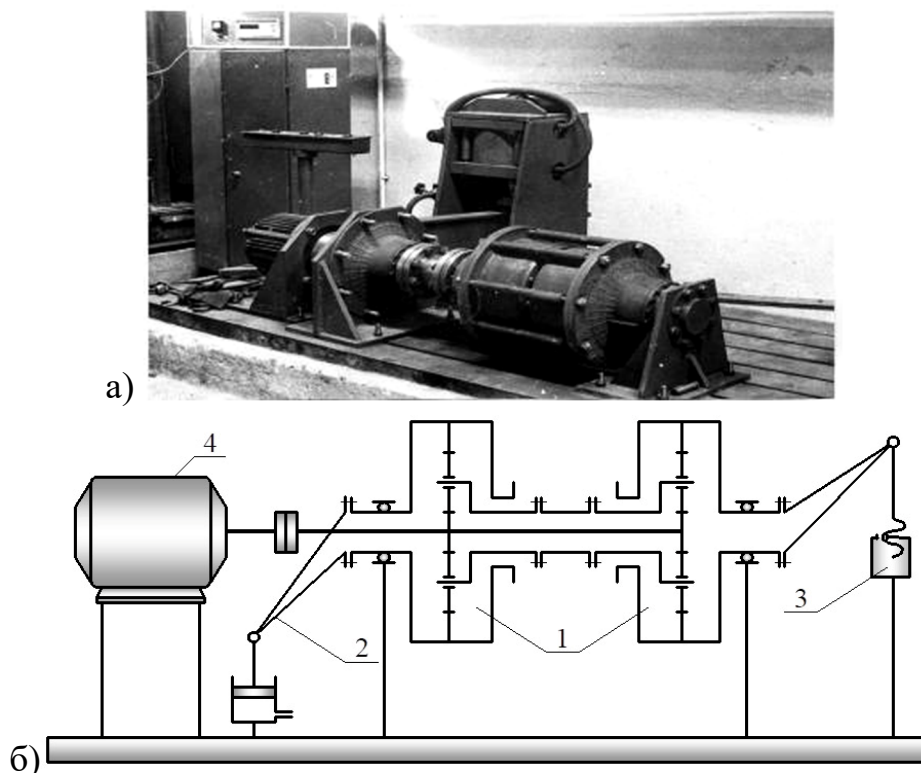


Рис. 4.2. Загальний вигляд (а) і кінематична схема (б) стенду для випробувань колісних редукторів: 1 – колісні редуктори, що випробовуються; 2 – навантажувач; 3 – пристрій управління перекосом; 4 – приводний електродвигун.

Технічні характеристики стенда:

Кількість колісних редукторів, що випробовуються - 2 шт.

Потужність приводу - 12 кВт

Частота обертання ведучої ланки - 485 об/хв.

Максимальний крутний момент - 40 кНм

Габаритні розміри - 2,1x1,5x1,5 м.

Конструкція стенду дозволяє проводити випробування двох колісних редукторів одночасно. Обидва редуктори складаються на загальній півосі з встановленими на ній двома сонячними шестернями. Водила планетарних редукторів жорстко з'єднують між собою за допомогою проміжної муфти. Корпус одного з редукторів із закріпленою на ньому епіциклічною шестернею жорстко закріплюють на рамі стенду. Корпус іншого закріплюють таким чином, що не обертаючись у процесі випробувань, він має можливість невеликого кутового переміщення, що надається йому важелем навантажувача 2. Таким чином, створюється замкнений силовий контур, який включає в себе піввісь з сонячними шестернями, водила з сателітами та епіциклічні шестерні, закріплені на корпусах редукторів. Навантаження у контурі, яке необхідне для проведення випробувань, створюється при повороті одного з корпусів навколо своєї осі. Електродвигун обертаючи піввісь призводить редуктори, що випробовуються до обертання.

Особливістю стенду є можливість зміни величини навантаження в процесі випробувань, оскільки роль пристрою, що навантажує виконує нерухомий корпус одного з редукторів, що випробовується. Змінюючи положення корпусу другого редуктора відносно півосі, можливо задавати величину перекосу шестерень редукторів, що необхідно за умовами випробувань.

5. ПЛАНУВАННЯ ВИПРОБУВАНЬ З БАГАТОСТУПЕНЕВИМИ РЕЖИМАМИ НАВАНТАЖЕННЯ

Мета роботи: вивчити способи проведення і аналізу результатів випробувань з багаступеневими режимами навантаження.

Часто при плануванні прискорених стендових випробувань заздалегідь невідомі закономірності, що визначають розрахункову величину коефіцієнту прискорення (переходу), який може бути отриманий за рахунок підвищення жорсткості випробувань. У цьому випадку коефіцієнт переходу K_n заздалегідь невідомий, але відомі експлуатаційні навантаження. Тоді очікувану експлуатаційну довговічність об'єкту можливо отримати за допомогою ступеневих режимів випробувань.

Перший зразок випробовують при експлуатаційному навантаженні Q_e деякий заданий час t_e , не доводячи його до відмови; потім навантаження збільшують (збільшують жорсткість режиму) до величини Q_n і доводять об'єкт до відмови впродовж наробітку t_n (рис.5.1.а.1).

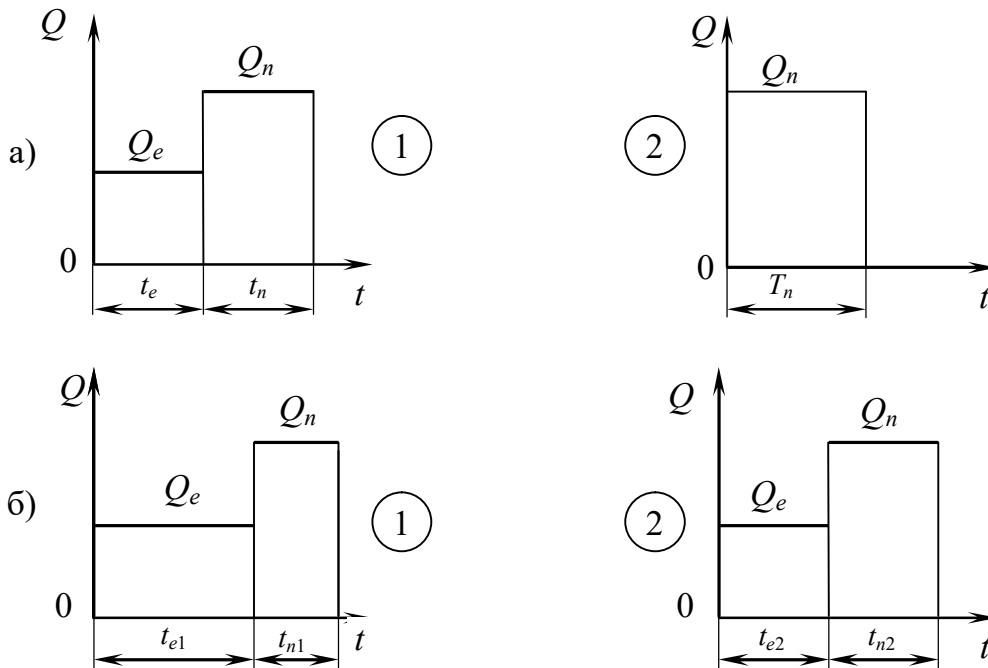


Рис. 5.1. Схеми двоступеневих прискорених випробувань

Проводять також випробування другого зразку тільки у режимі з підвищеною жорсткістю і доводять його до відмови при наробітку T_n (рис.5.1.а.2).

При цьому відсутня необхідність знати попереднє значення коефіцієнта переходу K_n . Очікуваний наробіток до відмови у експлуатації T_e отримується безпосередньо за результатами випробувань з умови лінійного накопичення механічних пошкоджень:

$$\frac{t_e}{T_e} + \frac{t_n}{T_n} = 1 \quad (5.1)$$

Після проведення випробувань, знаючи наробітки до відмов T_n і T_e , визначають коефіцієнт переходу K_n :

$$K_n = \frac{T_e}{T_n} = \frac{\frac{t_e}{t_n}}{\frac{t_n}{t_n} - 1} \quad (5.2)$$

Виходячи з припущення, що випробування першого і другого зразків проводяться одночасно, можливо оцінити у скільки разів прискорюється отримання інформації під час двоступеневого режиму прискорених випробувань порівняно з одноступеневими випробуваннями у експлуатації, та визначити коефіцієнт прискорення K_{np} :

$$K_{np} = \frac{\frac{T_n}{t_n}}{\frac{t_e}{t_n} + 1} \cdot K_n. \quad (5.3)$$

Прискорення випробувань з таким значенням коефіцієнту прискорення має місце тільки при первинних випробуваннях. У подальшому, після визначення коефіцієнту переходу K_n , проводять тільки прискорені стендові одноступеневі випробування, а експлуатаційний ресурс визначають за формулою:

$$T_e = T_n \cdot K_n. \quad (5.4)$$

Під час планування випробувань за схемою рис.5.1.б, також як і для схеми за рис.5.1.а, для проведення двоступеневих випробувань, необхідно два зразки. Однак, як видно з рис.5.1.б, на відміну від схеми за рис.5.1.а, обидва зразки випробовуються з початку у експлуатаційному режимі до наробітків t_{e1} і t_{e2} , а потім доводяться до відмови при режимі з підвищеною жорсткістю відповідно при наробітках t_{n1} і t_{n2} .

Коефіцієнт переходу визначається за формулою:

$$K_n = \frac{T_e}{T_n} = \frac{\frac{t_{e1}}{t_{n1}} - \frac{t_{e2}}{t_{n2}}}{\frac{t_{n2}}{t_{n1}} - 1}; \quad (5.5)$$

Як і для схеми випробувань за рис.5.1.а, можливо визначити коефіцієнт прискорення випробувань K_{np} . Для найбільш тривалого варіанту випробувань, наприклад, першого зразка (рис.5.1,б1), для якого $t_{e1} > t_{e2}$, коефіцієнт прискорення дорівнює:

$$K_{np} = \frac{T_e}{t_{e1} + t_{n1}} = \frac{1 - \frac{t_{n1}}{t_{e1}} \cdot \frac{t_{e2}}{t_{n1}} \cdot \frac{t_{n1}}{t_{n2}}}{1 - \frac{t_{n1}}{t_{n2}} + \frac{t_{n1}}{t_{e1}} - \frac{t_{n1}}{t_{e1}} \cdot \frac{t_{n1}}{t_{n2}}}. \quad (5.6)$$

Індивідуальні завдання

Визначити значення коефіцієнтів переходу K'_n і K''_n під час проведення двоступеневих випробувань за даними таблиці 5.1.

Таблиця 5.1. Вихідні данні до завдання щодо визначення коефіцієнту переходу і коефіцієнту прискорення під час двоступеневих випробувань

№ строки	$\frac{t_e}{t_n}$	$\frac{T_n}{t_n}$	$\frac{t_{e1}}{t_{n1}}$	α'	$\frac{t_{n2}}{t_{n1}}$
1	5,5	1,1	5,5	0,100	1,1
2	6,0	1,2	6,0	0,125	1,2
3	6,5	1,3	6,5	0,150	1,3
4	7,0	1,4	7,0	0,175	1,4
5	7,5	1,5	7,5	0,200	1,5
6	8,0	1,6	8,0	0,225	1,6
7	8,5	1,7	8,5	0,250	1,7
8	9,0	1,8	9,0	0,275	1,8
9	9,5	1,9	9,5	0,300	1,9
0	10,0	2,0	10,0	0,325	2,0

Приклад

Визначити величину коефіцієнтів переходу K'_n і K''_n , а також коефіцієнтів прискорення K'_{np} і K''_{np} під час проведення двоступеневих випробувань відповідно за схемами рис.5.1.а і 5.1.б.

Вихідні данні для розрахунків:

а) до схеми за рис.5.1.а: $\frac{t_e}{t_n} = 8,0$; $\frac{T_n}{t_n} = 1,6$;

б) до схеми за рис.5.1.б: $\frac{t_{e1}}{t_{n1}} = 8,0$; $\alpha' = 0,2$; $\frac{t_{n2}}{t_{n1}} = 1,6$.

Розв'язок

Значення коефіцієнтів переходу K'_n і K''_n визначаються відповідно з (5.2) і (5.5); при визначенні K''_n спочатку слід знайти величину

$$\frac{t_{e2}}{t_{n1}} = \alpha' \cdot \frac{t_{e1}}{t_{n1}} = 0,2 \cdot 8 = 1,6; \text{ після цього визначити коефіцієнти переходу:}$$

$$K'_n = \frac{8}{1,6 - 1} = 13,3; \quad K''_n = \frac{8 - 1,6}{1,6 - 1} = 10,07.$$

Коефіцієнти прискорення K'_{np} і K''_{np} визначаються відповідно з (5.3) і (5.6):

$$K'_{np} = \frac{1,6}{8+1} \cdot 13,3 = 2,36; K''_{np} = \frac{1 - 0,125 \cdot 1,6 \cdot 0,625}{1 - 0,625 + 0,125 - 0,125 \cdot 0,625} = 2,074.$$

Бачимо, що коефіцієнти прискорення під час прискорених випробувань у розглянутих режимах суттєво менші за коефіцієнти переходу (відповідно $2,36 < 13,3$ і $2,074 < 10,07$). Подальші випробування слід проводити у одноступеневому форсованому режимі навантаження, який забезпечить більш високий рівень прискорення випробувань.

6. СКОРОЧЕНІ КОНТРОЛЬНІ ВИПРОБУВАННЯ З ПРОГНОЗУВАННЯ ЗА ПАРАМЕТРОМ

Мета роботи: вивчити методику контролю показників надійності за результатами скорочених випробувань з прогнозуванням параметрів технічного стану.

Скорочення тривалості експлуатаційних випробувань може бути здійснено за рахунок використання методів прогнозування параметрів технічного стану, пов'язаних зі зносом спряжень. Найпростіша математична модель для прогнозування величини зносу деталі або спряження у сталої стадії зношування має вигляд:

$$U = U_0 + a(t - t_0)^v; \text{ при } t > t_0 \text{ і } U > U_0 \quad (6.1)$$

де U_0 – знос на момент закінчення припрацювання; t_0 – тривалість періоду припрацювання у одиницях наробітку; t – наробіток деталі; a – випадковий параметр, який залежить від інтенсивності зношування конкретної деталі під час випробувань; v – показник ступеню, який залежить від типу деталі або спряження.

Аналіз чисельних статистичних даних про зношування показав, що у багатьох випадках для деталей або спряжень одного типу можливо приймати $v \cong const$, $t_0 \cong const$ і $U_0 \cong const$, а розсіювання величини зносу у різних зразків при однаковому наробітку визначається, в основному, мінливістю параметра a .

Якщо при наробітку t_1 проведені вимірювання зносу у n_1 деталей і отримана вибірка величин зносу $U_{11}, U_{12}, \dots, U_{1n_1}$, а при наробітку t_2 виміряний знос n_2 деталей і також отримана вибірка зносів $U_{21}, U_{22}, \dots, U_{2n_2}$, то показник ступеню v з використанням методу найменших квадратів може бути приблизно визначений за виразом:

$$v = \frac{n \left(\tau_1 \sum_{i=1}^{n_1} y_{1i} + \tau_2 \sum_{i=1}^{n_2} y_{2i} \right) - (\tau_1 n_1 + \tau_2 n_2) \cdot \left(\sum_{i=1}^{n_1} y_{1i} + \sum_{i=1}^{n_2} y_{2i} \right)}{n(\tau_1^2 n_1 + \tau_2^2 n_2) - (\tau_1 n_1 + \tau_2 n_2)^2}, \quad (6.2)$$

де $n = n_1 + n_2$ – загальна кількість об'єктів, що випробовуються;

$$\begin{aligned} \tau_1 &= \ln(t_1 - t_0); & \tau_2 &= \ln(t_2 - t_0) \\ y_{1i} &= \ln(U_{1i} - U_0); & y_{2i} &= \ln(U_{2i} - U_0) \end{aligned}$$

Характеристики припрацювання t_0 і U_0 мають бути при цьому відомі з попередньої (апріорної) інформації. Якщо вимірювання зносів U_{1i} і U_{2i} проводились не завжди при наробітках t_1 і t_2 , а з деяким (незначним) розсіюванням, то у якості t_1 і t_2 приймають середнє значення відповідних наробіток.

Наявність показника ступеню v дозволяє виконати індивідуальний прогноз ресурсу деталей на основі моделі (6.1). Для деталей, знос яких виміряний при наробітку t_1 , прогнозований ресурс визначається за формулою:

$$T_{1i} = t_0 + (t_1 - t_0) \cdot \left(\frac{U_{zp} - U_0}{U_{1i} - U_0} \right)^{1/v}, \quad i=1, 2, \dots, n, \quad (6.3)$$

де U_{zp} - граничний знос деталі.

Аналогічно прогнозується ресурс деталей, виміряних при наробітку t_2 :

$$T_{2i} = t_0 + (t_2 - t_0) \cdot \left(\frac{U_{zp} - U_0}{U_{2i} - U_0} \right)^{1/\nu}, \quad i=1,2,\dots,n_2. \quad (6.4)$$

Послідовний контроль гамма-відсоткового ресурсу за результатами скорочених експлуатаційних випробувань з використанням прогнозування ресурсу здійснюється наступним чином.

При значеннях t_1 і t_2 проводиться перша серія вимірювань зносу у n деталей і за формулою (6.2) визначається показник ступеню ν прогнозуючої моделі. За допомогою виразів (6.3) і (6.4) проводиться прогноз значень ресурсів T_{1i} і T_{2i} та розглядається загальна вибірка виміряних деталей. Потім визначається число k не перевищень величиною ресурсу, що прогнозується заданого нормативного гамма-відсоткового ресурсу T_γ . Отримане число k порівнюють з рівнями відповідності k_n і невідповідності k_0 нормативу, які визначаються за формулами:

$$k_n = A \cdot \ln \frac{\beta}{1-\alpha} + B \cdot n; \quad k_0 = A \cdot \ln \frac{1-\beta}{\alpha} + B \cdot n, \quad (6.5)$$

де α - ризик (імовірність) помилкового рішення про невідповідність показника нормативу, β - ризик помилкового рішення про відповідність нормативу, а параметри A і B визначають за формулами

$$A = \frac{1}{\ln \frac{1-0,01\gamma}{q_0} + \ln \frac{1-q_0}{0,01\gamma}}; \quad B = \frac{\ln \frac{1-q_0}{0,01\gamma}}{\ln \frac{1-0,01\gamma}{q_0} + \ln \frac{1-q_0}{0,01\gamma}},$$

де γ – імовірність (у %), з якою за нормативний наробіток не має виникнути відмова об'єкту (при контролі гамма-відсоткового наробітку до відмови) або не має настати його граничний стан (при контролі гамма-відсоткового ресурсу); q_0 – допустимий нижній рівень імовірності відмови за нормативним наробітком, що відповідає ризику α і, що призначається з урахуванням умови $q_0 < 1 - 0,01\gamma$

При цьому, якщо розрахунок за формулою (6.5) дає $k_n < 1$, то слід приймати $k_n = 0$. Якщо $k < k_n$, то гамма-відсотковий ресурс, що контролюється відповідає нормативу. Якщо $k > k_0$, то за результатами контролю робиться висновок про невідповідність нормативу.

У випадку, коли $k_n < k < k_0$, необхідно продовжити контроль, тобто провести наступну серію вимірювань і, збільшивши обсяг даних n , уточнити показник ступеню ν . Потім проводиться прогнозування значень ресурсів T_{1i} і T_{2i} , оцінка відповідного числа k і порівняння з рівнями k_n і k_0 .

По закінченню описаної вище процедури контролю визначають середній ресурс деталі, що прогнозується

$$T = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n T_i \quad (6.6)$$

і середню тривалість скорочених випробувань

$$T_c = \frac{n_1}{n} \cdot t_1 + \frac{n_2}{n} \cdot t_2. \quad (6.7)$$

Коефіцієнт скорочення випробувань, оцінюють за формулою:

$$K_c = \frac{T_c}{T}, \quad (6.8)$$

Зазвичай, якщо зноси у вибірці складають в середньому 40...50% від граничного, то при використанні прогнозування ресурсу з вимірюванням зносу вдається скоротити тривалість випробувань у більшому ступені, ніж у випадку цензурування за наробітком.

Індивідуальні завдання

Під час виконання самостійної роботи слід за результатами скорочених експлуатаційних випробувань з вимірюванням зносу проконтролювати відповідність гамма-відсоткового ресурсу нормативному значенню.

Вихідні данні обирати з таблиць 6.1 і 6.2. В таблиці 6.2 значення зносу над рисою відповідають наробітку t_1 , а під рисою – наробітку t_2 . Зноси у першій серії випробувань обрати зі строки, а зноси у другій серії обрати зі стовця табл.6.2.

Таблиця 6.1. Вихідні данні до завдання щодо контролю показників під час прогнозування за параметром відмови

№ строки	$\gamma, \%$	$T_\gamma, \text{ год.}$	$U_0, \text{ мм.}$	$t_0, \text{ год.}$	$t_1, \text{ год.}$	$t_2, \text{ год.}$	q_0	$U_{np}, \text{ мм.}$
1	80	5000	0,05	200	1000	3500	0,05	0,6
2	90	5500	0,08	250	1500	4000	0,02	0,5
3	80	6000	0,1	300	2000	4500	0,10	0,4
4	90	5000	0,05	200	1000	3500	0,02	0,6
5	80	5500	0,08	250	1500	4000	0,05	0,5
6	90	6000	0,1	300	2000	4500	0,03	0,4
7	80	5000	0,05	200	1000	3500	0,10	0,6
8	90	5500	0,08	250	1500	4000	0,03	0,5
9	80	6000	0,1	300	2000	4500	0,05	0,4
0	90	5000	0,08	200	1000	3500	0,02	0,6

Таблиця 6.2. Значення зносу при напрацюваннях t_1 і t_2

№ ст. № рядка	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	0,20 0,27	0,11 0,30	0,14 0,29	0,17 0,18	0,15 0,33	0,16 0,28	0,19 0,31	0,13 0,19	0,15 0,30	0,12 0,39
2	0,18 0,25	0,16 0,21	0,22 0,24	0,14 0,38	0,20 0,24	0,15 0,31	0,11 0,18	0,14 0,33	0,13 0,29	0,21 0,25
3	0,11 0,20	0,14 0,18	0,24 0,33	0,12 0,34	0,16 0,31	0,13 0,19	0,17 0,29	0,21 0,28	0,29 0,22	0,11 0,36
4	0,24 0,39	0,25 0,19	0,13 0,25	0,11 0,30	0,14 0,28	0,12 0,38	0,21 0,22	0,24 0,32	0,22 0,31	0,13 0,27
5	0,12 0,19	0,11 0,34	0,21 0,26	0,13 0,39	0,25 0,18	0,18 0,27	0,19 0,35	0,15 0,18	0,14 0,20	0,22 0,19
6	0,13 0,31	0,19 0,32	0,17 0,28	0,21 0,25	0,13 0,26	0,22 0,25	0,20 0,34	0,18 0,23	0,16 0,39	0,17 0,30
7	0,11 0,33	0,13 0,19	0,15 0,28	0,23 0,30	0,16 0,29	0,20 0,29	0,24 0,27	0,11 0,38	0,15 0,35	0,16 0,18
8	0,19 0,37	0,22 0,18	0,12 0,36	0,15 0,39	0,22 0,33	0,23 0,25	0,18 0,28	0,16 0,20	0,13 0,24	0,14 0,26
9	0,15 0,32	0,24 0,27	0,19 0,35	0,22 0,34	0,11 0,20	0,17 0,22	0,13 0,31	0,12 0,33	0,11 0,28	0,18 0,36
0	0,18 0,29	0,21 0,27	0,16 0,25	0,11 0,30	0,14 0,31	0,19 0,27	0,12 0,37	0,13 0,29	0,17 0,37	0,15 0,20

Приклад

За результатами експлуатаційних випробувань з вимірюванням зносу (за товщиною зуба) шліців півосей ведучих мостів трактора необхідно проконтролювати відповідність 80%-го ресурсу півосей нормативному значенню $T_{80}=5500$ год.

Задані величини періоду припрацювання $t_0 = 200$ год, відповідного зносу $U_0 = 0,1$ мм, і граничний знос $U_{cp} = 0,4$ мм. Величини ризиків помилкових рішень $\alpha = \beta = 0,1$ і допустимий нижній рівень імовірності відмови $q_0 = 0,05$.

Вимірювання зносу проводились при наробітку $t = 1500$ год.

Розв'язок.

Результати першої серії вимірювань зносу U_i ($n=10$) заносять до таблиці 6.3. Там же наводять розраховані за формулою (6.3) значення ресурсу T_i , що

прогнозується і результати порівняння його з нормативним гамма-відсотковим ресурсом T_γ ("+" якщо $T_i \geq T_\gamma$ і "-" якщо $T_i < T_\gamma$).

Наприклад, для першої строки таблиці, при зносі $U_1=0,12$ мм, отримуємо:

$$T_1 = 200 + (1500 - 200) \cdot \frac{0,4 - 0,1}{0,12 - 0,1} = 15441 \text{ год}, \quad 15441 > 5500 \text{ год, отже "+"}$$

Підрахувавши кількість деталей, у яких ресурс, що прогнозується нижче нормативного ($T_i < T_\gamma$), визначаємо кількість деталей з недостатнім ресурсом $k=2$, які виявлені після першої серії випробувань.

Таблиця 6.3. Результати розрахунків до прикладу

серія	деталь	U_i , мм.	T_{li} , год.	п/б	серія	деталь	U_i , мм.	T_{li} , год.	п/б
1	1	0,12	19700	+	2	11	0,15	8000	+
	2	0,11	39200	+		12	0,18	5075	
	3	0,14	9950	+		13	0,13	13200	+
	4	0,18	5075	-		14	0,14	9950	+
	5	0,13	13200	+		15	0,12	19700	+
	6	0,16	6700	+		16	0,17	5771	+
	7	0,19	4533	-		17	0,15	800	+
	8	0,13	13200	+		18	0,19	4533	-
	9	0,14	9950	+		19	0,11	39200	+
	10	0,17	5771	+		20	0,13	13200	+
$n=10$				$k=2$	$n=20$				$k=4$

Розраховуємо параметри A і B при $\gamma=80\%$ і $q_0=0,05$

$$A = \frac{1}{\ln \frac{1-0,8}{0,05} + \ln \frac{1-0,05}{0,8}} = 0,642; \quad B = \frac{\ln \frac{1-0,05}{0,8}}{\ln \frac{1-0,8}{0,05} + \ln \frac{1-0,05}{0,8}} = 0,11$$

Складаємо рівняння і обчислюємо значення рівня відповідності k_n і невідповідності k_6 нормативу:

$$k_n = 0,642 \ln \frac{0,1}{1-0,1} + 0,11n = -1,41 + 0,11n; \quad k_n = -1,41 + 0,11 \cdot 10 = -0,31;$$

$$k_6 = 0,642 \ln \frac{1-0,1}{0,1} + 0,11n = 1,41 + 0,11n; \quad k_6 = 1,41 + 0,11 \cdot 10 = 2,51;$$

Таким чином, за результатами першої серії випробувань при $n=10$ виявлено $k=2$ об'єкти, ресурс яких нижче нормативного. Оскільки $0 < k < 2,51$, необхідно продовжити контроль, провівши наступну серію з 10 випробувань.

Дані про результати вимірювань і розрахунку ресурсу, що очікується у другій серії випробувань додані до таблиці 6.3. З цих даних виходить, що при $n=20$ число неперевищень нормативного рівня $k=4$.

Обчислюємо нові значення рівнів відповідності і невідповідності:

$$k_{\text{н}} = -1,41 + 0,11 \cdot 20 = 0,79; \quad k_{\text{с}} = 1,41 + 0,11 \cdot 20 = 3,41;$$

Тому що $k > k_{\text{с}}$, то слід зробити висновок про невідповідність 80%-го ресурсу півосей нормативному значенню $T_{80}=5500$ год.

Використовуючи дані табл.6.3, розраховуємо за формулою (6.6) середній ресурс, що прогнозується

$$T = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n T_i = \frac{253910}{20} = 12695 \text{ год.}$$

З отриманих результатів виходить, що при середньому ресурсі більш ніж 12 тис. годин, в наслідок значного розсіювання ресурсу, що прогнозується, 80%-ий ресурс півосей ведучого мосту не відповідає нормативній величині 5,5 тис. годин.

Оскільки випробування в обох серіях проводились впродовж 1500 годин, середня тривалість випробувань також складе $T_c=1500$ год., а коефіцієнт скорочення випробувань, розрахований за формулою (6.8) складе

$$K_c = \frac{1500}{12695} = 0,118,$$

Тобто, порівняно з повними, тривалість випробувань скорочена більше ніж у 5 разів.

7. КОНТРОЛЬ НАДІЙНОСТІ ЗА ТЕХНОЛОГІЧНИМИ ПАРАМЕТРАМИ НА ОСНОВІ МОДЕЛЮВАННЯ

Мета роботи: вивчити методи контролю надійності за технологічними параметрами на основі використання математичних моделей, побудованих за результатами випробувань.

При неякісному виготовленні елементів машин забезпеченням їх надійності у подальшому займається організація, що експлуатує: вимагається більш тривала і непродуктивна обкатка на полегшених режимах, необхідно частіше проведення регламентних робіт та інших заходів з технічного обслуговування. Все це призводить до неефективної витрати ресурсів, збільшує витрати на підтримання техніки у працездатному стані. Такого положення можливо уникнути, якщо ввести жорсткий контроль надійності у виробництві.

Дослідження довговічності деталей взаємопов'язане з оцінками їх граничного стану, оскільки згідно ДСТУ 2860-94 довговічність – це властивість об'єкту зберігати працездатність до появи граничного стану.

Досягнення встановленого (8,0...10,0 тис. год.) доремонтного ресурсу агрегатів можливе на основі нормування ресурсів деталей (10,0...15,0 тис. год.). Стосовно деталей, що зношуються, це призводить до необхідності нормування їх зносостійкості, яке дозволяє:

- 1 – уточнити вимоги до матеріалів, термообробки і різноманітних методів зміцнення поверхонь;
- 2 – при накопиченні досвіду, інформації, використовувати нормативи у якості одного з критеріїв під час вибору питомих навантажень на поверхні, що зношуються;
- 3 – в ряді випадків оцінити зносостійкість деталей на порівняно ранніх стадіях ресурсних випробувань дослідних зразків нових виробів.

Більша частина математичних моделей з визначення і прогнозування надійності засновується на залежності ресурсу від зміни конструктивних розмірів (зносу поверхонь деталей, зміни зазорів у з'єднаннях), де головним параметром для оцінки надійності виступає інтенсивність зношування I , яка описується відомою залежністю:

$$I = k \frac{p^m}{H^l},$$

де k – коефіцієнт пропорційності; p – тиск у контакт; m – показник ступеню, який залежить від умов роботи; H – твердість матеріалу, що зношується; l – показник ступеню, який залежить від властивостей матеріалу.

Інтенсивність зношування є функція якості матеріалів, мастила, тиску, швидкості та інших факторів. Формула припускає збереження виду тертя і відсутність суттєвого впливу температури на інтенсивність зношування. Дана залежність не дозволяє виконати прогноз довговічності на стадії проектування, і не враховує багато з конструктивних особливостей деталей.

Способи оцінки і контролю надійності, як правило, передбачають проведення ресурсних випробувань. Випробування агрегатів машин і навіть окре-

мих деталей – дорогий та трудомісткий процес. Раціональним підходом до питань управління і контролю надійності машин є перехід від контролю методом випробувань до контролю параметрів виробу, який звичайно суттєво менш трудомісткий, не пошкоджує об'єкт, що контролюється і може проводитися у значно більш широких масштабах, чим випробування. Цей перехід можливо здійснити при наявності математичної моделі довговічності, у яку входять технологічні фактори, що дозволяє методом статистичного моделювання оцінювати ефективність заходів контролю і управління надійністю.

У карданну передачу трактора входять карданний вал переднього моста і кардани заднього моста. Кардан заднього моста складається з двох подвійних вилок і проміжної опори. У конструкції карданної передачі передбачене шліцьове телескопічне з'єднання, яке забезпечує необхідні зміни робочої довжини валу. Для захисту шліцьових з'єднань від потрапляння бруду застосований гумовий чохол.

Шарніри всіх карданних валів мають однакову конструкцію. Маючи велику універсальність і компактність, карданна передача разом з тим є вузлом, довговічність якого у виконаних конструкціях ще недостатня. Основні дефекти карданних передач: недостатня довговічність голчастих підшипників (знос і спотворення форми голок і шипа хрестовини – бринелювання), шліцьових з'єднань телескопічного з'єднання.

Карданні передачі потребують ретельного нагляду, який полягає у періодичній перевірці зносу голчастих підшипників (він легко розпізнається за стуками високого тону в момент рушання трактора з місця), у регулярному змащенні шарнірів спеціальною сполукою через кожні 480 мото-годин, перевірці осевого люфту у конічних підшипниках (він має бути 0,2...0,35 мм), у перевірці стану кріплення з'єднань фланців, кришок шарнірів.

Під час виготовлення карданні вали мають підлягати динамічному балансуванню. Допустимий дисбаланс не має перевищувати 10 Н·мм. Для балансування до валу приварюються балансувальні пластини. Биття карданного вала в зборі не має перевищувати 0,5...0,8 мм.

Основні напрямки у розвитку конструкцій карданних передач обумовлені прагненням задовольнити зростаючі вимоги до їх довговічності при одночасному зменшенні часу обслуговування.

Велика увага приділяється розробці конструкцій з одноразовим мащенням, з сальниками підвищеної працездатності, створенню нових видів мастил (наприклад, з дисульфідом молібдену). Ведуться роботи щодо створення демпфуючих елементів, призначених для зменшення крутильних коливань, що викликають навантаження, у ряді випадків перевищуючі корисне навантаження. Удосконалюються конструкції карданних шарнірів у напрямку створення передач рівних кутових швидкостей і у напрямку зменшення кутів між валами (до нуля). Перспективним є також створення конструкцій шарнірів з передачею крутного моменту через кульки, розташовані у канавках ведучої і веденої вилок.

У карданній передачі розраховуються карданний вал (на кручення, розтягання-стискання, кут закручування), вилка і хрестовина (на міцність і знос),

підшипники карданного шарніру (на довговічність, тепловий режим), критична частота обертання валу.

Для голчастих підшипників сила P (Н), що діє на шип, має задовольняти умові:

$$P \leq [P_D] = 780 \frac{i_p \cdot d_p \cdot l_p}{\sqrt[3]{n_k \cdot \text{tg} \gamma}}, \quad (7.1)$$

де $[P_D]$ - допустима сила на шип; i_p - кількість голок; d_p і l_p - діаметр і робоча довжина голки, мм.; n_k - частота обертання карданного валу, хв-1.

Максимальні статичні напруження кручення карданного валу не повинні перевищувати 200 Н/мм².

Нижче викладена методика і результати досліджень з параметричного управління і контролю надійності на прикладі карданних шарнірів сільськогосподарських агрегатів.

Для визначення ступеню впливу шорсткості і твердості робочих поверхонь хрестовин на довговічність карданного шарніру були проведені стендові випробування кардану. Кут зламу 16°, частота обертання 1500 об/хв., під час випробувань були постійними.

Результати проведених випробувань дозволили на основі принципів побудови математичних моделей довговічності об'єктів, отримати наступну розрахункову формулу:

$$T = \psi \frac{H^{3,22}}{R_a^{0,34} \cdot \Delta^{0,5} \cdot M^{3,165}}, \quad (7.2)$$

де T – довговічність шарніру (год.); M – крутний момент (Н·м.); H – твердість шипа хрестовини (од. HRC); Δ – зазор у підшипниковому вузлі (мкм); R_a – шорсткість робочої поверхні шипу (мкм); ψ – еквівалентний параметр режиму експлуатації.

Користуючись наведеною моделлю довговічності карданного шарніру можлива оцінка впливу на розподіл ресурсу не тільки зміни номінальних величин технологічних параметрів, але і їх статистичних характеристик. З цією метою була складена програма, яка дозволяє визначати параметри закону Вейбулла для розподілу ресурсу карданного шарніру за відомими параметрами законів розподілу твердості, шорсткості, зазору та крутного моменту.

Результати розрахунків показують, що значного підвищення ресурсу карданних шарнірів можливо досягнути під час забезпечення жорсткості контролю якості виготовлення виробів. Так, наприклад, при тих же умовах виробництва ($T=62,5$; $\sigma_T=1,1$; $R_a=0,3$; $\sigma_R=0,09$; $\Delta=75$, $\sigma_\Delta=18$), використовуючи браковку хрестовин з твердістю менше 60 од. HRC, шорсткістю робочих поверхонь більше 32 мкм і зазорами у підшипниках більше 90 мкм (задані за кресленням) можливо підвищити модальне значення ресурсу шарніра у 1,8 рази (рис.7.1).

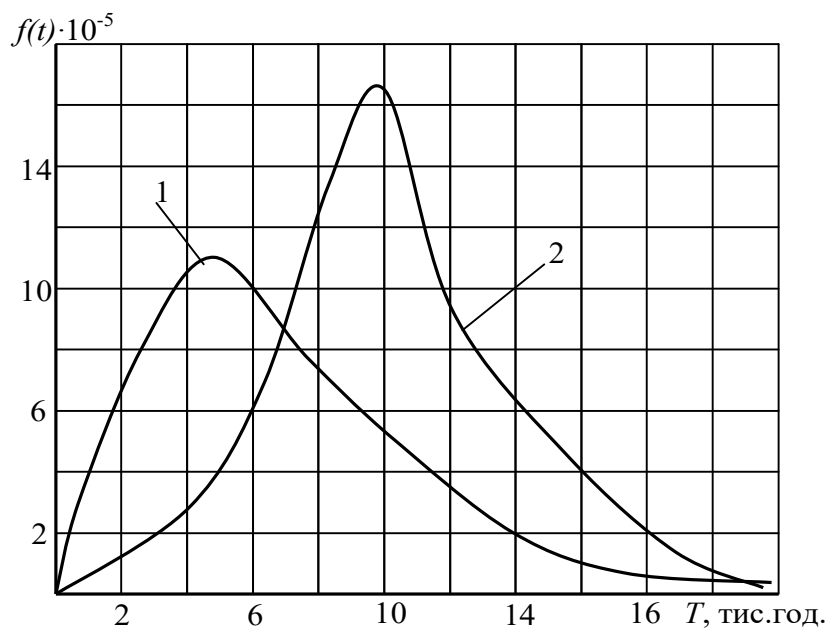


Рис.7.1. Щільність імовірності безвідмовної роботи карданного шарніру:
1 – під час звичайних умов контролю, 2 – під час підвищеної жорсткості контролю.

Такий ефект досягається за рахунок суцільного контролю параметрів. Оскільки суцільний контроль потребує великих витрат ресурсів і часу, доцільно розробити більш економічну методику вибіркового контролю довговічності карданних шарнірів у виробництві за параметрами якості з використанням математичної моделі.

Вплив ресурсних параметрів на середній ресурс добре описується регресійною залежністю у загальному вигляді:

$$T = \lambda \cdot G^\alpha \cdot M^k \cdot H^\varphi \cdot n^\mu, \quad (7.3)$$

де λ – коефіцієнт масштабування; G – маса деталі, кг; M – крутний момент, що навантажує деталь, Нм; H – твердість робочих поверхонь за HRC; n – частота обертання деталі, об/хв.; α, k, φ, μ , - показники ступеню, що характеризують вплив кожного фактору на величину середнього ресурсу.

Дана залежність була отримана за статистичними даними щодо ресурсних параметрів, значення яких знаходяться у діапазоні потужності, що передається: $100 \leq N \leq 120$ кВт.

Регресійна модель для середнього ресурсу деталей першої групи, що мають твердість поверхонь $56 < H \leq 63$:

$$T = 1,64 \cdot 10^3 \cdot G_I^{-0,8} \cdot M_I^{-1,38} \cdot H_I^{3,65} \cdot n_I^{-0,96}. \quad (7.4)$$

Регресійна модель для середнього ресурсу деталей трансмісії другої групи, що мають твердість поверхонь $18 \leq H \leq 40$:

$$T = 2,34 \cdot 10^6 \cdot G_{II}^{0,8} \cdot M_{II}^{-1,38} \cdot H_{II}^{2,48} \cdot n_{II}^{-0,96} \quad (7.5)$$

Регресійна модель довговічності зубчастих коліс:

$$T = 17,8 \cdot 10^3 \cdot G_{III}^{0,3} \cdot M_{III}^{-1,2} \cdot H_{III}^{3,25} \cdot n_{III}^{-1}. \quad (7.6)$$

Виконавши аналіз залежності (7.6), слід відмітити несуттєвий вплив маси зубчастих коліс на довговічність.

Наведені регресійні математичні моделі надійності побудовані шляхом узагальнення досвіду і результатів масової експлуатації аналогічних конструкцій та містять зв'язок показників надійності з конструктивними, технологічними і експлуатаційними факторами. Варіюючи значення факторів і накладаючи на них певні обмеження, можливо значно простіше, скоріше і більш обґрунтовано знайти оптимальне рішення з досягненням необхідної довговічності.

8. ПРИСКОРЕНІ ВИПРОБУВАННЯ НА ЗНОС

Мета роботи: Вивчити методику розрахунку коефіцієнта прискорення при визначенні режимів прискорених стендових випробувань на знос.

Звичайно приймається, що знос U описується степеневою функцією виду:

$$U = a \cdot t^{\nu}, \quad (8.1)$$

де a і ν - параметри, що характеризують працездатність об'єкта.

Параметр a – це випадкова величина, яка залежить від комплексу різноманітних факторів (конструктивних, виробничих, силових, абразивних, кліматичних та ін.) і може змінюватись в досить широких межах. Параметр ν для одного найменування виробу звичайно змінюється незначно, і його величина, визначена за результатами раніше проведених експериментів, при розрахунках приймається постійною (табл.8.1).

Таблиця 8.1. Значення параметра ν

1	Знос плунжерних пар паливного насосу	1,1
2	Зазор між клапаном і коромислом механізму газорозподілу	1,1
3	Зазори в кривошипно-шатунному механізмі	1,2÷1,6
4	Знос кулачків розподільчого валу	1,1
5	Радіальний зазор в підшипниках кочення і ковзання	1,5
6	Знос посадочних гнізд корпусних деталей	1,0
7	Знос зубів шестерень за товщиною	1,5
8	Знос валиків, пальців і осей	1,4
9	Знос накладок гальм та дисків муфт зчеплення	1,0
10	Знос втулочно-роликового ланцюга (подовження кроку)	1,0

У випадку, коли величина зносу досягає граничного значення $U = U_{sp}$, (рис.8.1) настає відмова при наробітках T_e і T_{np} відповідно в експлуатації і в умовах прискорених випробувань.

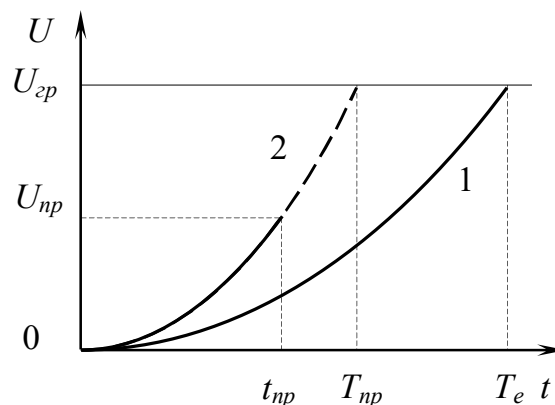


Рис.8.1. До визначення коефіцієнтів прискорення при зносі:
1 – експлуатаційні випробування; 2 – прискорені випробування

Для експлуатаційного режиму роботи об'єкту, що зношується

$$U_{zp} = a_e \cdot T_e^v, \quad (8.2)$$

при прискорених стендових випробуваннях відповідно:

$$U_{np} = a_{np} \cdot t_{np}^v, \quad (8.3)$$

де U_{np} - величина зносу об'єкта при наробітку t_{np} до моменту припинення випробувань.

Припиняти випробування слід тоді, коли результати контролю величини зносу дозволять встановити закономірність зміни його у часі і, на цієї підставі, прогнозувати настання відмови.

Візьмемо відношення відповідно лівих і правих частин залежностей (8.2) і (8.3):

$$\frac{U_{zp}}{U_{np}} = \frac{a_e}{a_{np}} \left(\frac{T_e}{t_{np}} \right)^v. \quad (8.4)$$

Тут $\frac{T_e}{t_{np}} = K_{np1}$, а відношення $\frac{U_{zp}}{U_{np}}$ і $\frac{a_e}{a_{np}}$ слід розуміти як характеристики режимів прискорених випробувань.

Розв'яжемо отримане рівняння відносно K_{np1} :

$$K_{np1} = \left(\frac{U_{zp}}{U_{np}} \right)^{\frac{1}{v}} \left(\frac{a_{np}}{a_e} \right)^{\frac{1}{v}}.$$

Будемо вважати, що параметри a_e і a_{np} є функціями зусилля навантаження Q і відносної швидкості V переміщення деталей, що зношуються в експлуатації і при прискорених випробуваннях (відповідно з індексами "e" і "np")

$$a_e = Q_e^\beta \cdot V_e^\alpha; \quad a_{np} = Q_{np}^\beta \cdot V_{np}^\alpha, \quad (8.5)$$

де β і α – емпіричні коефіцієнти.

Тоді

$$K_{np1} = \left(\frac{U_{zp}}{U_{np}} \right)^{\frac{1}{v}} \left(\frac{Q_{np}}{Q_e} \right)^{\frac{\beta}{v}} \left(\frac{V_{np}}{V_e} \right)^{\frac{\alpha}{v}}. \quad (8.6)$$

У наведеному виразі можна вважати, що відношення $\frac{U_{zp}}{U_{np}}$ є характеристикою режиму прискорених випробувань, яка визначає величину коефіцієнта прискорення шляхом прогнозування результатів випробувань

$$K_{np1n} = \left(\frac{U_{zp}}{U_{np}} \right)^{\frac{1}{v}}, \quad (8.7)$$

де відношення $\frac{Q_{np}}{Q_e}$ і $\frac{V_{np}}{V_e}$ є характеристиками збільшення жорсткості режиму випробувань. Перше – за рахунок підвищення силового, а друге – швидкісного режимів навантаження.

Вони визначають величини коефіцієнтів переходу K_{nQ} і K_{nV} :

$$K_{nQ} = \left(\frac{Q_{np}}{Q_e}\right)^\beta \text{ і } K_{nV} = \left(\frac{V_{np}}{V_e}\right)^\alpha. \quad (8.8)$$

Практика вказує на те, що прискорені випробування дають прийнятні результати при наступних співвідношеннях факторів, які входять у рівняння (8.6):

$$1,0 \leq \frac{Q_{np}}{Q_e} \leq 1,54; \quad 1,0 \leq \frac{V_{np}}{V_e} \leq 1,33; \quad 1 \leq \frac{U_{ep}}{U_{np}} \leq 2.$$

При подальших розрахунках, як показує досвід, можливо прийняти значення $\beta=1,382$ і $\alpha=0,96$. У таблиці 8.2 наведені діапазони можливих значень коефіцієнтів K_{nQ} , K_{nV} , K_{np1n} і K_{np1} (при $\beta = 1,382$; $\alpha = 0,96$).

Маючи у наявності особисті реальні дані що до режимів роботи конкретної деталі, слід скористатися наведеною методикою для розрахунку коефіцієнта прискорення.

Таблиця 8.2. Діапазон можливих значень коефіцієнтів K_{nQ} , K_{nV} , K_{np1n} і K_{np1}

Коефіцієнт ν	Для більш жорсткого режиму випробувань				Прогнозування		K_{np1}
	силового		швидкісного		$\frac{U_{ep}}{U_{np}}$	K_{np1n}	
	$\frac{Q_{np}}{Q_e}$	K_{nQ}	$\frac{V_{np}}{V_e}$	K_{nV}			
1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
1,0	1,54	1,816	1,33	1,315	2	2,0	4,78
2,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
2,0	1,54	1,35	1,33	1,15	2	1,414	2,2

Коефіцієнти прискорення K_{np2} і K_{np3} визначаються за наведеними вище залежностями.

Індивідуальні завдання

Під час виконання індивідуального завдання за вихідними даними (табл.8.3) підібрати режими цілодобових прискорених випробувань, забезпечуючи (якщо це необхідно), задане значення коефіцієнта прискорення $[K_{np}]$ варіюванням даних колонок 3, 5, 6 і 7 таблиці 8.3.

Таблиця 8.3. Вихідні дані до завдання що до вибору режимів
стендових випробувань на знос

№ строки	$[K_{np}]$	K_{np3}	ν	$\frac{Q_{np}}{Q_e}$	$\frac{V_{np}}{V_e}$	$\frac{U_{zp}}{U_{np}}$	t_{e2}
1	2	3	4	5	6	7	8
1	15	2,60	1,1	1,10	1,03	2,0	8,0
2	20	2,70	1,2	1,15	1,07	1,9	10,0
3	25	2,80	1,3	1,20	1,10	1,8	12,0
4	30	2,90	1,4	1,25	1,14	1,7	14,0
5	35	3,00	1,5	1,30	1,17	1,6	16,0
6	35	3,10	1,6	1,35	1,20	1,5	16,0
7	30	3,20	1,7	1,40	1,23	1,4	14,0
8	25	3,30	1,8	1,45	1,26	1,3	12,0
9	20	3,40	1,9	1,50	1,30	1,2	10,0
0	15	3,50	2,0	1,54	1,33	1,1	8,0

Приклад.

Підібрати режими прискорених стендових випробувань на знос пальців гусеничного ланцюга трактора Т-150 таким чином, щоб коефіцієнт прискорення випробувань складав $[K_{np}] = 24,5$.

Вихідні дані: $\nu = 1,1$; $t_{e2} = 8$ год.; $t_{np2} = 24$ год.; $\frac{U_{zp}}{U_{np}} = 2$.

Спочатку підрахувати коефіцієнт прискорення K_{np} під час роботи стенду в ущільненому за часом режимі випробувань.

Якщо отримане значення K_{np} виявиться менше потрібного значення $[K_{np}] = 24,5$, то подальше прискорення випробувань забезпечити за рахунок збільшення жорсткості швидкісного режиму. При цьому збільшення жорсткості швидкісного режиму не має перевищувати 10% від номінального, тобто $\left[\frac{V_{np}}{V_e}\right] = 1,1$.

Подальше прискорення випробувань до значення $K_{np} = [K_{np}]$ реалізувати за рахунок підвищення жорсткості силового режиму навантаження.

Розв'язок.

Прискорення випробувань забезпечуємо, по перше, за рахунок ущільнення випробувань, і, по друге, за рахунок підвищення жорсткості швидкісного і силового режимів випробувань.

Режим ущільнених випробувань досягається за рахунок:

- прогнозування результатів випробувань, що характеризується коефіцієнтом прискорення K_{np1n} , якій дорівнює (формула 8.7)

$$K_{np1n} = \left(\frac{U_{zp}}{U_{np}} \right)^{\frac{1}{v}} = 2^{\frac{1}{1,1}} = 1,88;$$

- збільшення тривалості роботи станда продовж доби, що характеризується коефіцієнтом K_{np2}

$$K_{np2} = \frac{t_{np2}}{t_{e2}} = \frac{24}{8} = 3;$$

- максимального "ущільнення" циклів навантаження пальців гусеничного ланцюга, що характеризується коефіцієнтом прискорення K_{np3max} :

$$K_{np3max} = \frac{1}{n_3} \cdot \frac{t_3}{t_{y3}}. \quad (8.9)$$

Для визначення величини коефіцієнта K_{np3max} розглянемо схему роботи гусеничного ланцюга трактора (рис.8.2).

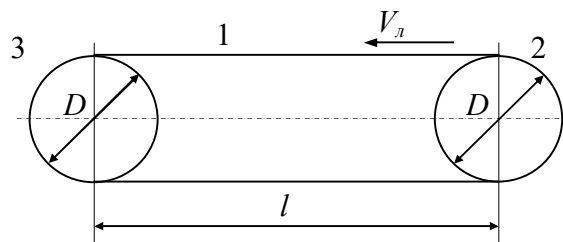


Рис.8.2. Схема гусеничного ланцюга трактора:

1 – ланцюг гусеничний; 2 – зірочка ведуча; 3 – колесо

Будемо вважати, що за один оберт гусеничного ланцюга впродовж часу t_3 , що відповідає його довжині L_l

$$L_l = 2l + \pi D, \quad (8.10)$$

де l - відстань між осями ведучої зірочки і колеса; D - діаметр зірочки (колеса), відбуваються два перегини шарніра – по одному відповідно на зірочці та на колесі. Отже, $n_{e3} = 2$.

Довжина шляху l_u , пройденого шарніром ланцюга кожен раз на зірочці або колесі, дорівнює

$$l_u = \frac{\pi D}{2}; \quad (8.11)$$

і цей шлях відповідає тривалості одного циклу навантаження t_{y3} .

Виразимо довжину ланцюга L_l і шлях шарніра l_u через швидкість руху ланцюга V_l і відповідний час t_3 :

$$L_l = V_l \cdot t_3; \quad l_u = V_l \cdot t_{y3}.$$

Виключивши з останніх виразів V_l , знайдемо з урахуванням (8.10) і (8.11) відношення

$$\frac{t_3}{t_{y3}} = \frac{L_l}{l_{uu}} = \frac{2(2l + \pi D)}{\pi D},$$

і з урахуванням цього, визначимо $K_{np3\max}$ з (8.9):

$$K_{np3\max} = \frac{1}{2} \cdot \frac{2(2l + \pi D)}{\pi D} = \frac{2l}{\pi D} + 1.$$

Для трактора Т-150 $l=2604$ мм; $D=604$ мм. Тоді

$$K_{np3\max} = \frac{2 \cdot 2604}{3,14 \cdot 604} + 1 = 3,75.$$

Максимально можливе розрахункове значення загального коефіцієнта прискорення при обраних режимах прискорених випробувань складає:

$$K_{np} = K_{np1n} \cdot K_{np2} \cdot K_{np3} = 1,88 \cdot 3 \cdot 3,75 = 21,15,$$

що менше за потрібне $[K_{np}] = 24,5$.

Подальше збільшення коефіцієнта прискорення K_{np} можливе за рахунок підвищення жорсткості швидкісного і силового режимів навантаження.

Збільшення значення коефіцієнта прискорення, якого не вистачає

$$K'_{np} = \frac{24,5}{21,15} = 1,16$$

спочатку слід забезпечити збільшенням жорсткості швидкісного режиму.

Тоді на підставі (8.8) маємо:

$$K_{nV} = \left(\frac{V_{np}}{V_e} \right)^{\frac{0,96}{1,1}} = 1,16, \quad \text{звідки} \quad \frac{V_{np}}{V_e} = 1,16^{\frac{1,1}{0,96}} = 1,19.$$

Як видно, при такому режимі $\frac{V_{np}}{V_e}$ більше допустимого $\left[\frac{V_{np}}{V_e} \right] = 1,1$. Допустиме

значення коефіцієнта K_{nV} , що відповідає допустимому значенню $\left[\frac{V_{np}}{V_e} \right] = 1,1$,

складає:

$$[K_{nV}] = \left[\frac{V_{np}}{V_e} \right]^{\frac{0,96}{1,1}} = 1,1^{\frac{0,96}{1,1}} = 1,09.$$

Тепер $K_{np} = 1,88 \cdot 3,75 \cdot 1,09 = 23,05$. Таке значення K_{np} все ще менше за потрібне $[K_{np}] = 24,5$.

Величину коефіцієнта прискорення K''_{np} , якої не вистачає, слід забезпечити за рахунок підвищення жорсткості силового режиму навантаження:

$$K''_{np} = \frac{24,5}{23,05} = 1,06.$$

В цьому випадку, з урахуванням (8.8), коефіцієнт переходу K_{nQ} має дорівнювати:

$$K_{nQ} = \left(\frac{Q_{np}}{Q_e} \right)^{1,382}_{1,1} = 1,06, \text{ звідки } \frac{Q_{np}}{Q_e} = 1,06^{1,382}_{1,1} = 1,05$$

Таким чином, щоб результати випробувань були отримані з коефіцієнтом прискорення $[K_{np}] = 24,5$, режими випробувань мають бути такими:

- випробування проводити цілодобово ($K_{np2} = 3$);
- з ущільненим режимом циклів навантаження ($K_{np3} = 3,75$);
- підвищення жорсткості випробувань забезпечити за рахунок збільшення

швидкісного режиму у $\frac{V_{np}}{V_e} = 1,1$ рази, що забезпечує значення $K_{nV} = 1,09$, і си-

лового – у $\frac{Q_{np}}{Q_e} = 1,05$ рази, що дає значення $K_{nQ} = 1,06$. При таких режимах ви-

пробувань коефіцієнт прискорення K_{np} дорівнює:

$$K_{np} = K_{np1n} \cdot [K_{nV}] \cdot K_{nQ} \cdot K_{np2} \cdot K_{np3} = 1,88 \cdot 1,09 \cdot 1,06 \cdot 3 \cdot 3,75 = 24,44,$$

що достатньо наближено до потрібного $[K_{np}] = 24,5$.

Якщо палець гусеничного ланцюга трактора має експлуатаційний ресурс $T_e = 4000$ мото-год., то при 8-годинній добовій роботі машини ($t_{e2} = 8$ год.) він

досягне граничного стану за $\frac{T_e}{t_{e2}} = \frac{4000}{8} = 500$ календарних діб. При прискоре-

них випробуваннях той же результат буде досягнутий у $K_{np} = 24,5$ рази шви-

дше, тобто за $\frac{500}{24,5} = 20,5$ діб. Щоб отримати експлуатаційний ресурс T_{np} , не-

обхідно тривалість випробувань, виражену у годинах, помножити на коефіцієнт прискорення при $K_{np2} = 1$, тобто на величину

$$\frac{K_{np}}{K_{np2}} = \frac{24,44}{3} = 8,15.$$

9. ПРИСКОРЕНІ ВИПРОБУВАННЯ НА ВТОМНУ ДОВГОВІЧНІСТЬ

Мета роботи: Вивчити методику оцінювання коефіцієнту прискорення та визначення режимів прискорених стендових випробувань на втомну довговічність.

Процес лінійного накопичення втомних пошкоджень у деталі за час її роботи t характеризується величиною міри пошкодження:

$$D = D_{(1)} \cdot t, \quad (9.1)$$

де $D_{(1)}$ – міра пошкодження за одиницю часу.

Втомна відмова настає при $D = 1$.

На рис.9.1 показані реалізації процесів лінійного накопичення пошкоджень під час роботи деталі у експлуатаційному режимі випробувань 1 і у режимах прискорених випробувань 2.

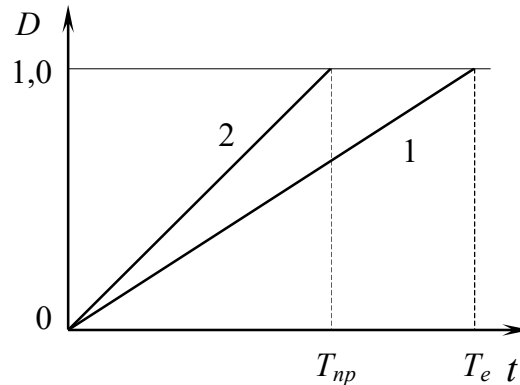


Рис.9.1. До визначення коефіцієнту прискорення під час випробувань на втому: 1 – експлуатаційні випробування; 2 – прискорені випробування

Наробіток до відмови складають відповідно T_e і T_{np} , що відповідає значенням мір пошкодження $D_e = 1$ і $D_{np} = 1$.

Будемо вважати, що прискорені випробування проводяться до настання відмови впродовж часу T_{np} . З рис.9.1 виходить:

- для експлуатаційного режиму

$$1 = D_{(1)e} \cdot T_e; \quad (9.2)$$

- для прискорених випробувань

$$1 = D_{(1)np} \cdot T_{np}. \quad (9.3)$$

Взявши відношення відповідно лівих і правих частин залежностей (9.2) і (9.3) і розв'язавши рівняння відносно $\frac{T_e}{T_{np}}$, отримаємо:

$$\frac{T_e}{T_{np}} = \frac{D_{(1)np}}{D_{(1)e}}.$$

Відношення $\frac{T_e}{T_{np}}$ визначає коефіцієнт прискорення K_{np1} , який є також коефіцієнтом переходу K_{nQ} :

$$\frac{T_e}{T_{np}} = K_{np1} = K_{nQ}. \quad (9.4)$$

Під час випробувань з навантаженням дискретним спектром, що складається з k амплітуд циклічних навантажень, які відрізняються за величиною, з урахуванням поняття еквівалентної за числом циклів навантаження до руйнування об'єкту амплітуди, представимо $D_{(1)e}$ і $D_{(1)np}$ у наступному вигляді:

$$D_{(1)e} = \frac{\sigma_{ae1}^m \cdot \left[\alpha_{e1} + \sum_{i=2}^k \left(\frac{\sigma_{aei}}{\sigma_{ae1}} \right)^m \cdot \alpha_{ei} \right] \cdot \Delta n_{\text{сум}}}{\sigma_{-1}^m \cdot N_0 \cdot T_3}; \quad (9.5)$$

$$D_{(1)np} = \frac{\sigma_{anp1}^m \cdot \left[\alpha_{np1} + \sum_{i=2}^k \left(\frac{\sigma_{anpi}}{\sigma_{anp1}} \right)^m \cdot \alpha_{npi} \right] \cdot \Delta n_{\text{сум}}}{\sigma_{-1}^m \cdot N_0 \cdot T_3} \quad (9.6)$$

У наведених залежностях (9.5) і (9.6):

σ_{aei} і σ_{anpi} – еквівалентні амплітуди напруження відповідно під час навантаження деталі в експлуатації і в умовах прискорених випробувань; α_{ei} і α_{npi} – долі циклів навантаження з амплітудами σ_{aei} і σ_{anpi} у загальному процесі навантаження відповідно в експлуатації і під час прискорених випробувань, при цьому $\sum_{i=1}^k \alpha_{ei} = 1$; $\sum_{i=1}^k \alpha_{npi} = 1$; σ_{ae1} і σ_{anp1} – максимальна амплітуда спектру навантаження відповідно в експлуатації і під час прискорених випробувань; $\Delta n_{\text{сум}}$ – сумарне число циклів навантаження за визначений термін T_e ; σ_{-1} і N_0 – відповідно границя витривалості матеріалу і база випробувань – характеристики втомних властивостей матеріалу; m – параметр нахилу степеневі кривої втоми; T_e – час виміру (запису) напружень.

Тепер, з урахуванням (9.5) і (9.6) коефіцієнт переходу K_{nQ} (9.4) може бути представлений у такому вигляді:

$$K_{nQ} = \left(\frac{\sigma_{anp1}}{\sigma_{ae1}} \right)^m \cdot \frac{\alpha_{np1} + \sum_{i=2}^k \left(\frac{\sigma_{anpi}}{\sigma_{anp1}} \right)^m \cdot \alpha_{npi}}{\alpha_{ae1} + \sum_{i=2}^k \left(\frac{\sigma_{aei}}{\sigma_{ae1}} \right)^m \cdot \alpha_{ei}}. \quad (9.7)$$

Під час використання залежності (9.7) слід враховувати тільки пошкоджуючі амплітуди експлуатаційних напружень, які $\sigma_{aei} > 0,6 \cdot \sigma_{-1}$.

Розглянемо порядок визначення коефіцієнту переходу K_{nQ} у залежності від режимів випробувань.

Випробування у еквівалентному режимі навантаження.

У цьому випадку:

$$\frac{D_{(1)np}}{D_{(1)e}} = 1; K_{nQ} = 1.$$

Однорівневі випробування з постійною амплітудою.

Такий режим випробувань характеризується навантаженням об'єкту, який випробовується напруженнями, що змінюються за симетричним циклом з постійною амплітудою $\sigma_{ann1} = const$.

У цьому випадку:

$$\alpha_{np1} = 1; \alpha_{npi} = 0; i=2; 3; 4, \dots$$

$$K_{nQ} = \left(\frac{\sigma_{anp1}}{\sigma_{ae1}} \right)^m \cdot \frac{1}{\alpha_{e1} + \sum_{i=2}^k \left(\frac{\sigma_{aei}}{\sigma_{ae1}} \right)^m \cdot \alpha_{ei}}. \quad (9.8)$$

Під час реалізації таких режимів прискорених випробувань можливі два основних випадки:

Граничні випробування, коли прискорення досягається за рахунок реалізації максимальної амплітуди циклу σ_{ae1}

$$\sigma_{anp1} = \sigma_{ae1}.$$

Тоді коефіцієнт прискорення K_{nQ} (9.8) дорівнює:

$$K_{nQ} = \frac{1}{\alpha_{e1} + \sum_{i=2}^k \left(\frac{\sigma_{aei}}{\sigma_{ae1}} \right)^m \cdot \alpha_{ei}}.$$

При цьому слід очікувати, що втомне руйнування буде виникати при $\sigma_{ann1} = \sigma_{ae1} \geq 0,6\sigma_{-1}$. Якщо ж в силу яких-небудь причин випробування були призупинені при наробітку t_{np} , але відмова не виникла, то при відомому значенні коефіцієнта переходу K_{nQ} можливо отримати нижню межу експлуатаційного ресурсу T_{emin} :

$$T_{emin} = K_{nQ} \cdot t_{np}.$$

Збільшені за жорсткістю режиму випробування, коли прискорення досягається за рахунок підвищення амплітуди напружень σ_{anp1} :

$$\sigma_{anp1} > \sigma_{ae1}.$$

Крім того, амплітуда σ_{anp1} повинна бути більша за границю витривалості матеріалу σ_{-1} :

$$\sigma_{anp1} = K_{\phi} \cdot \sigma_{-1},$$

де K_{ϕ} – число, більше за одиницю; його називають коефіцієнтом форсування (підвищення жорсткості) за границею витривалості σ_{-1} ; під час випробувань призначають звичайно

$$1 \leq K_{\phi} \leq 1,6.$$

Коефіцієнт переходу K_{nQ} у цьому випадку має вигляд:

$$K_{nQ} = \frac{K_{\phi}^m \cdot \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ae1}}\right)^m}{\alpha_{e1} + \sum_{i=2}^k \left(\frac{\sigma_{aei}}{\sigma_{ae1}}\right)^m \alpha_{ei}}. \quad (9.9)$$

Маючи у наявності особисті реальні дані щодо режимів роботи конкретної деталі, слід скористатися наведеною методикою для розрахунку коефіцієнту прискорення під час випробувань на довговічність.

Індивідуальні завдання

Під час виконання індивідуального завдання за вихідними даними (табл.9.1) підібрати режими цілодобових прискорених випробувань, які забезпечують (якщо це необхідно), задане значення коефіцієнту $[K_{np}]$ варіюванням даних колонок 4, 9 і 10 табл.9.1 при $K_{nV} = 1$; $K_{np1n} = 1$.

Таблиця 1. Вихідні дані до завдання щодо вибору режимів стендових випробувань на втомну довговічність

№ строки	$[K_{np}]$	m	K_{ϕ}	α_{e1}	α_{e2}	$\frac{\sigma_{ae2}}{\sigma_{ae1}}$	$\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ae1}}$	t_{np2}	K_{np3}
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	10	3,05	1,10	0,50	0,50	0,90	1,04	24,0	1,0
2	20	3,10	1,15	0,55	0,45	0,85	1,08	22,0	1,1
3	30	3,15	1,20	0,60	0,40	0,80	1,12	20,0	1,2
4	40	3,20	1,25	0,65	0,35	0,75	1,16	18,0	1,3
5	50	3,25	1,30	0,70	0,30	0,70	1,20	16,0	1,4
6	60	3,30	1,35	0,75	0,25	0,75	1,24	16,0	1,5
7	70	3,35	1,40	0,80	0,20	0,80	1,28	14,0	1,6
8	80	3,40	1,45	0,85	0,15	0,85	1,32	12,0	1,7
9	85	3,45	1,50	0,90	0,10	0,90	1,36	10,0	1,8
0	90	3,50	1,55	0,95	0,05	0,95	1,40	8,0	1,9

Приклад.

Підібрати режими прискорених стендових випробувань та розрахувати величину коефіцієнту прискорення K_{np} під час проведення випробувань на контактну витривалість хрестовини кардану трактора Т-150К.

Порівняти отримане значення K_{np} з заданим $[K_{np}]$; при відмінності його більш, ніж на 5%, підібрати режими випробувань, в першу чергу змінюючи режим силового впливу відповідним підбором коефіцієнту K_{nQ} .

Вихідні данні: $[K_{np}] = 20$; $K_{\phi} = 1,39$; $m = 3,33$; $\alpha_{e1} = 0,6$; $\alpha_{e2} = 0,4$; $\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ae1}} = 1,2$;

$\frac{\sigma_{ae2}}{\sigma_{ae1}} = 0,8$; $t_{e2} = 8$ год.; $t_{np2} = 16$ год.; $K_{np3} = 1$; $K_{nV} = 1$; $K_{np1n} = 1$.

Розв'язок.

Значення коефіцієнту прискорення K_{np} визначається за формулою із загальних відомостей, а коефіцієнт переходу, що входить до неї K_{nQ} – за залежністю (9.9).

Коефіцієнт переходу K_{nQ} , який отриманий за рахунок реалізації силового режиму випробувань, дорівнює:

$$K_{nQ} = \frac{1,39^{3,33} \cdot 1,2^{3,33}}{0,6 + 0,8^{3,33} \cdot 0,4} = 7,0.$$

Коефіцієнт прискорення K_{np2} дорівнює:

$$K_{np2} = \frac{t_{np2}}{t_{e2}} = \frac{16}{8} = 2.$$

З урахуванням заданих значень коефіцієнтів $K_{np3} = 1$; $K_{nV} = 1$ і $K_{np1n} = 1$ загальний коефіцієнт прискорення дорівнює:

$$K_{np} = 7 \cdot 2 \cdot 1 = 14,0.$$

Отримане значення $K_{np} = 14,0$ не відповідає потрібному $[K_{np}] = 20$ і відрізняється від нього на величину $\Delta K = \left| \frac{14 - 20}{20} \right| \cdot 100\% = 30\%$.

Зміною силового впливу, прийнявши $K_{\phi} = 1,55$, визначимо нові значення коефіцієнтів K'_{nQ} і K'_{np} :

$$K'_{nQ} = \frac{1,55^{3,33} \cdot 1,2^{3,33}}{0,6 + 0,8^{3,33} \cdot 0,4} = 10,0;$$

$$K'_{np} = 10 \cdot 2 \cdot 1 = 20.$$

Останнє значення повністю відповідає заданому $[K_{np}] = 20$:

$$K'_{np} = [K_{np}].$$

Таким чином, потрібне значення коефіцієнту прискорення $[K_{np}] = 20$ буде забезпечено при наступних значеннях вихідних даних:

$$K_{\phi} = 1,55; m = 3,33; \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ae1}} = 1,2; \alpha_{e1} = 0,6; \alpha_{e2} = 0,4; \frac{\sigma_{ae2}}{\sigma_{ae1}} = 0,8; K_{np2} = 2; K_{np3} = 1; \\ K_{nv} = 1; K_{np1n} = 1.$$

Для визначення експлуатаційного ресурсу довговічність, отриману під час прискорених випробувань, яка виражена у годинах, слід помножити на коефіцієнт переходу $K'_{nQ} = 10,0$.

III. ГАЛУЗЕВІ СТАНДАРТИ УКРАЇНИ З НАДІЙНОСТІ

1. ВИПРОБУВАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ МЕТОДИ ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ МЕХАНІЧНОЇ НАДІЙНОСТІ

СОУ 74.3 – 37 – 04604.309 – 904:2011

Чинний від 24.11.2014

1 Сфера застосування

Стандарт установлює методи визначення показників механічної надійності за результатами проведення прискорених випробувань на надійність.

Стандарт поширюється на дослідні, серійні, модернізовані та відремонтовані зразки сільськогосподарської техніки, їх агрегати, вузли, механізми та деталі, відмови яких обумовлені механічним пошкодженням та руйнуванням, і використовується під час проведення прискорених випробувань на надійність.

Цей стандарт призначено для організацій і підприємств, які розробляють та виробляють сільськогосподарську техніку або її складові частини та випробовують і оцінюють їх надійність.

2 Нормативні посилання

У цьому стандарті є посилання на такі нормативні документи:

ДСТУ 2860-94 Надійність техніки. Терміни та визначення

ДСТУ 3004-95 Надійність техніки. Методи оцінки показників надійності за експериментальними даними

ДСТУ 3021-95 Випробування і контроль якості продукції. Терміни та визначення

СОУ 74.3-37-135:2004 Випробування сільськогосподарської техніки. Машини сільськогосподарські. Прискорені випробування на надійність

СОУ 74.3-37-148:2004 Випробування сільськогосподарської техніки. Показники надійності та методи їх оцінки

3 Терміни та визначення понять

В стандарті використано терміни, установлені ДСТУ 2860, ДСТУ 3021 та СОУ 74.3-37-135:2004.

Нижче подано терміни, додатково використані в цьому стандарті та наведено визначення відповідних понять

3.1 механічна надійність

Властивість об'єкта зберігати у часі працездатність, втрата якої обумовлюється механічним пошкодженням та руйнуванням

3.2 механічні відмови

Відмови, виникнення яких обумовлене механічною взаємодією елементів машин між собою та з середовищем, що призводить до механічних видів пошкодження і руйнування

3.3 спектр експлуатаційних режимів

Сукупність усіх можливих режимів використання об'єкта за призначеністю в реальних умовах експлуатації

3.4 прискорюючий режим випробувань

Режим, при якому під час випробувань з метою прискорення відтворюється екстремальна (найбільша) за інтенсивністю пошкоджуючої дії на об'єкт складова частина спектру експлуатаційних режимів

3.5 доповнюючий режим випробувань

Режим, при якому під час випробувань відтворюється залишкова частина спектру експлуатаційних режимів, яка утворюється після виключення з нього прискорюючої складової режиму випробувань

3.6 комбінований режим випробувань

Сукупний режим, що складається з прискорюючого та доповнюючого режимів, які по чергово відтворюються під час випробувань в певній пропорції.

4 Позначки та скорочення

N – загальна кількість випробуваних зразків об'єкта;

\bar{t}_{11} – середня вибіркова складова ресурсу, відпрацьована в прискорюючому режимі при випробуваннях в першому комбінованому режимі;

\bar{t}_{21} – середня вибіркова складова ресурсу, відпрацьована в доповнюючому режимі при випробуваннях в першому комбінованому режимі;

\bar{t}_{12} – середня вибіркова складова ресурсу, відпрацьована в прискорюючому режимі при випробуваннях в другому комбінованому режимі ;

\bar{t}_{22} – середня вибіркова складова ресурсу, відпрацьована в доповнюючому режимі при випробуваннях в другому комбінованому режимі;

α – середня частка наробітку, яку об'єкт відпрацьовує у прискорюючому режимі в реальних умовах експлуатації;

S – сума зважених добутоків середніх складових ресурсу в прискорюючому та доповнюючому режимах, обчислена за результатами випробувань по всіх комбінованих режимах;

T – середній експлуатаційний ресурс або наробіток до відмови об'єкта;

\bar{t}_{1j} – середня вибіркова складова ресурсу, відпрацьована в прискорюючому режимі при випробуваннях в j -му комбінованому режимі;

\bar{t}_{2j} – середня вибіркова складова ресурсу, відпрацьована в доповнюючому режимі при випробуваннях в j -му комбінованому режимі;

k – кількість вибірок, випробуваних в комбінованих режимах;

ω_j – ваговий коефіцієнт j -ої вибірки;

χ – допоміжний коефіцієнт ортогональної регресії;

β – допоміжний коефіцієнт для обчислення середнього ресурсу;

T_γ – гамма-відсотковий ресурс або наробіток до відмови об'єкта;

$\theta_n(\gamma, V_t)$ – допоміжний коефіцієнт при нормальному розподілі ресурсу;

$\theta_x(\gamma, V_t)$ – допоміжний коефіцієнт при логарифмічно нормальному розподілі ресурсу;

$\theta_e(\gamma, V_t)$ – допоміжний коефіцієнт при розподілі ресурсу по закону Вейбулла;

$\theta(\gamma, V_t)$ – мінімізований допоміжний коефіцієнт;

V_t – коефіцієнт варіації ресурсу або наробітку до відмови;

γ – задане у відсотках значення імовірності безвідмовної роботи.

5 Загальні положення

5.1 Показники механічної надійності, які визначають за цим стандартом, стосуються відмов, обумовлених механічним пошкодженням та руйнуванням внаслідок механічної взаємодії елементів машин між собою та з середовищем.

5.2 Залежно від типу механічного пошкодження прискорені випробування на надійність елементів машин поділяють на:

- випробування на зношування;
- випробування на втомне руйнування;
- випробування на корозійну стійкість;
- комплексні випробування з наявністю декількох з зазначених або інших видів механічного пошкодження: пітінгу, залишкової деформації тощо.

5.3 Прискорені випробування для визначення показників механічної надійності проводять в умовах експлуатації, на полігонах або стендах, у разі визначення показників ресурсу проводять прискорені ресурсні випробування.

Методи застосовують у випадках, коли при виборі виду і режиму випробувань відсутня можливість вірогідного задання коефіцієнту прискорення.

5.4 Методи випробувань та визначення показників механічної надійності згідно зі стандартом використовують для об'єктів, які в реальній експлуатації працюють в декількох режимах з суттєво різною пошкоджуючою дією, що дозволяє визначити пошкоджуючий режим з найбільшою інтенсивністю.

5.5 Точність оцінювання показників механічної надійності визначають залежно від загальної кількості випробуваних зразків, що регламентовано СОУ 74.3.37.148 та ДСТУ 3004.

5.6 Умови проведення випробувань встановлюють з урахуванням положень СОУ 74.3.37.135.

6 Порядок проведення випробувань

6.1 Реальну сукупність (спектр) можливих експлуатаційних режимів використання об'єкта випробувань поділяють за пошкоджуючою дією на дві складові:

- перша складова включає один або декілька екстремальних режимів, які в експлуатації призводять до найбільшої інтенсивності накопичення механічних пошкоджень, а при випробуваннях утворюють прискорюючий режим;

- друга складова включає решту спектру експлуатаційних режимів використання і утворює доповнюючий режим випробувань.

6.2 Проводять аналіз спектру експлуатаційних режимів використання об'єкта і визначають середню частку наробітку α , яку об'єкт відпрацьовує у прискорюючому режимі в реальних експлуатаційних умовах.

6.3 Випробування об'єктів виконують в комбінованих режимах, їх формують з прискорюючої і доповнюючої складових, які за наробітком відтворюються у певній пропорції, а принцип прискорення випробувань полягає в тому, що в комбінованих режимах частка наробітку в прискорюючому режимі δ завжди більша, ніж це ϵ в умовах реальної експлуатації, тобто виконується умова: $\delta > \alpha$.

6.4 Порядок проведення випробувань в двох комбінованих режимах – відповідно до 6.4.1-6.4.2 цього стандарту.

6.4.1 Якщо загальна кількість зразків, призначених для випробувань, складає $N = 2 \div 10$, то їх поділяють на дві приблизно однакові групи (вибірки), кожен вибірку випробують у визначеному комбінованому режимі, який характеризується певними частками наробітку δ_1 і δ_2 з відтворенням прискорюючого режиму і відповідними частками $(1 - \delta_1)$ і $(1 - \delta_2)$ відтворення доповнюючого режиму.

6.4.2 Випробування планують і проводять таким чином, щоб в першому комбінованому режимі частка δ_1 прискорюючого режиму була більша за відповідну частку δ_2 в другому комбінованому режимі за загальної умови: $\delta_1 > \delta_2 > \alpha$.

6.5 При загальній кількості зразків об'єктів $N > 10$ їх поділяють на декілька вибірок, кількість яких $k > 2$, і кожен вибірку випробовують у визначеному комбінованому режимі з такими частками наробітку $\delta_1, \delta_2, \dots, \delta_k$ відтворення прискорюючого режиму, щоб виконувались умови: $\delta_1 > \delta_2 > \dots > \delta_k > \alpha$.

6.6 Фізичну подібність механічних пошкоджень та відмов при прискорених випробуваннях на надійність і в реальній експлуатації забезпечують постійним контролем процесів пошкодження за основними параметрами, належним обмеженням частки наробітку з прискорюючим режимом в комбінованих режимах та виконанням в процесі випробувань достатньої кількості почергових змін прискорюючого і доповнюючого режимів.

6.7 Випробування кожного зразка об'єкта проводять в певному комбінованому режимі до виникнення першої механічної відмови, настання граничного стану або до досягнення заданого рівня механічного пошкодження.

7 Номенклатура показників механічної надійності та вихідні дані для їх визначення

7.1 Стандарт установлює методи визначення показників механічної надійності:

- середній наробіток до відмови;

- середній ресурс;
- гамма-відсотковий наробіток до відмови;
- гамма-відсотковий ресурс.

7.2 Для визначення середнього наробітку до відмови або середнього ресурсу за результатами випробувань в двох комбінованих режимах використовують вихідні дані:

- складові наробітку до відмови або ресурсу об'єктів, відпрацьовані в прискорюючому режимі при випробуваннях в першому комбінованому режимі $t_{11}^{(1)}, t_{12}^{(1)}, \dots, t_{1n_1}^{(1)}$;

- складові наробітку до відмови або ресурсу об'єктів, відпрацьовані в доповнюючому режимі при випробуваннях в першому комбінованому режимі $t_{21}^{(1)}, t_{22}^{(1)}, \dots, t_{2n_1}^{(1)}$;

- складові наробітку до відмови або ресурсу об'єктів, відпрацьовані в прискорюючому режимі при випробуваннях в другому комбінованому режимі $t_{11}^{(2)}, t_{12}^{(2)}, \dots, t_{1n_2}^{(2)}$;

- складові наробітку до відмови або ресурсу об'єктів, відпрацьовані в доповнюючому режимі при випробуваннях в другому комбінованому режимі $t_{21}^{(2)}, t_{22}^{(2)}, \dots, t_{2n_2}^{(2)}$;

- середню частку наробітку, яку об'єкт відпрацьовує у прискорюючому режимі в реальних експлуатаційних умовах α .

7.3 Для визначення середнього наробітку до відмови або середнього ресурсу за результатами випробувань в k комбінованих режимах використовують вихідні дані:

- складові наробітку до відмови або ресурсу об'єктів, відпрацьовані в прискорюючому $t_{11}^{(j)}, t_{12}^{(j)}, \dots, t_{1n_j}^{(j)}$ і доповнюючому $t_{21}^{(j)}, t_{22}^{(j)}, \dots, t_{2n_j}^{(j)}$ режимах при комбінованому режимі з часткою наробітку прискорюючого режиму δ_j ($j = 1, 2, \dots, k$);

- середню частку наробітку об'єкту в прискорюючому режимі α , що відповідає реальним умовам експлуатації.

7.4 Для визначення гамма-відсоткового ресурсу або гамма-відсоткового наробітку до відмови після визначення середнього ресурсу або середнього наробітку до відмови використовують вихідні дані:

- задане значення імовірності безвідмовної роботи γ ;
- прогнозовану величину коефіцієнта варіації ресурсу або наробітку до відмови V_t ;
- інформацію про можливий вид розподілу ресурсу або наробітку до відмови об'єкту.

8 Порядок визначення показників механічної надійності

8.1 Визначення середнього ресурсу або середнього наробітку до відмови випробуваннях в двох комбінованих режимах об'єктів, коли загальна кількість

їхніх зразків складає $N = 2 \div 10$, виконують у послідовності: згідно з 8.1.1 – 8.1.3 цього стандарту.

8.1.1 Середні складові ресурсу або наробітку до відмови \bar{t}_{11} і \bar{t}_{21} в годинах об'єктів в першому комбінованому режимі випробувань визначають за формулами:

$$\bar{t}_{11} = \frac{\sum_{i=1}^{n_1} t_{1i}^{(1)}}{n_1}; \quad (1)$$

$$\bar{t}_{21} = \frac{\sum_{i=1}^{n_1} t_{2i}^{(1)}}{n_1}, \quad (2)$$

де n_1 - кількість зразків, випробуваних в першому комбінованому режимі.

8.1.2 Середні складові ресурсу або наробітку до відмови \bar{t}_{12} і \bar{t}_{22} в годинах об'єктів зразків, які були випробувані в другому комбінованому режимі визначають за формулами:

$$\bar{t}_{12} = \frac{\sum_{i=1}^{n_2} t_{1i}^{(2)}}{n_2}; \quad (3)$$

$$\bar{t}_{22} = \frac{\sum_{i=1}^{n_2} t_{2i}^{(2)}}{n_2}, \quad (4)$$

де n_2 - кількість зразків, випробуваних у другому комбінованому режимі.

8.1.3 Порівнюють величини \bar{t}_{11} і \bar{t}_{12} та визначають експлуатаційний середній ресурс або середній наробіток до відмови об'єкта T за відповідною формулою:

$$T = \frac{\bar{t}_{11} \cdot \bar{t}_{22} - \bar{t}_{12} \cdot \bar{t}_{21}}{\bar{t}_{11} - \bar{t}_{12} + \alpha(\bar{t}_{12} + \bar{t}_{22} - \bar{t}_{11} - \bar{t}_{21})}, \text{ якщо } \bar{t}_{11} \geq \bar{t}_{12}; \quad (3)$$

$$T = \frac{n_1 \bar{t}_{11} + n_2 \bar{t}_{12}}{\alpha(n_1 + n_2)}, \text{ якщо } \bar{t}_{11} < \bar{t}_{12}. \quad (4)$$

8.2 Визначення середнього ресурсу або середнього наробітку до відмови об'єктів, випробуваних в k комбінованих режимах, якщо загальна кількість їхніх зразків $N > 10$, виконують в послідовності згідно з 8.2.1 – 8.2.7 цього стандарту.

8.2.1 За результатами випробувань в комбінованих режимах по кожній з k вибірок зразків визначають середні складові ресурсу або наробітку до відмови в прискорюючому \bar{t}_{1j} та доповнюючому \bar{t}_{2j} режимах за формулами:

$$\bar{t}_{1j} = \frac{\sum_{i=1}^{n_j} t_{1i}^{(j)}}{n_j}; \quad \bar{t}_{2j} = \frac{\sum_{i=1}^{n_j} t_{2i}^{(j)}}{n_j}, \quad j = 1, 2, \dots, k; \quad (5)$$

де n_j – кількість зразків, випробуваних в j -му комбінованому режимі.

8.2.2 Визначають загальні середні складові ресурсу або наробітку до відмови по всіх комбінованих режимах випробувань за формулами:

$$\bar{t}_1 = \sum_{j=1}^k \omega_j \bar{t}_{1j}; \quad \bar{t}_2 = \sum_{j=1}^k \omega_j \bar{t}_{2j}; \quad (6)$$

де $\omega_j = \frac{n_j}{N}$ - частка кількості зразків в j -ій вибірці.

8.2.3 Розраховують величину суми зважених добутків середніх складових ресурсу (наробітку до відмови) в прискорюючому та доповнюючому режимах по всіх комбінованих режимах за формулою:

$$S = \sum_{j=1}^k \omega_j \bar{t}_{1j} \bar{t}_{2j}. \quad (7)$$

8.2.4 Якщо $S \geq \bar{t}_1 \cdot \bar{t}_2$, то визначають експлуатаційний середній ресурс або середній наробіток до відмови об'єкту T за формулою:

$$T = \frac{\bar{t}_1}{\alpha}. \quad (8)$$

8.2.5 Якщо $S < \bar{t}_1 \cdot \bar{t}_2$, то визначають допоміжний коефіцієнт ортогональної регресії за формулою:

$$\chi = \frac{\sum_{j=1}^k \omega_j (\bar{t}_{2j})^2 - \sum_{j=1}^k \omega_j (\bar{t}_{1j})^2 + (\bar{t}_1)^2 - (\bar{t}_2)^2}{2(\bar{t}_1 \cdot \bar{t}_2 - S)}. \quad (9)$$

8.2.6 Визначають коефіцієнт β за формулою:

$$\beta = \sqrt{1 + \chi^2} - \chi. \quad (10)$$

8.2.7 Визначають експлуатаційний середній ресурс або середній наробіток до відмови об'єкта T за формулою:

$$T = \frac{\bar{t}_1 + \beta \cdot \bar{t}_2}{\beta + \alpha(1 - \beta)}. \quad (11)$$

8.3 Визначення гамма-відсоткового ресурсу та гамма-відсоткового наробітку до відмови виконують з використанням обчислених за формулами (3), (4) або (8), (11) значень T та даних про величину коефіцієнту варіації V_t ресурсу або наробітку до відмови об'єкту.

8.3.1 При розподілі ресурсу або наробітку до механічної відмови за нормальним законом гамма-відсотковий ресурс або гамма-відсотковий наробіток до відмови визначають за формулою:

$$T_{\gamma} = T \cdot \theta_n(\gamma, V_t), \quad (12)$$

де $\theta_n(\gamma, V_t)$ – допоміжний коефіцієнт, наведений у додатку А, таблиця А.1.

8.3.2 При розподілі ресурсу або наробітку до механічної відмови за логарифмічно нормальним законом величину T_{γ} визначають за формулою:

$$T_{\gamma} = T \cdot \theta_n(\gamma, V_t), \quad (13)$$

де $\theta_n(\gamma, V_t)$ - допоміжний коефіцієнт, наведений у додатку А, таблиця А.2.

8.3.3 При розподілі ресурсу або наробітку до механічної відмови за законом Вейбулла величину T_{γ} визначають за формулою:

$$T_{\gamma} = T \cdot \theta_e(\gamma, V_t), \quad (14)$$

де $\theta_e(\gamma, V_t)$ - допоміжний коефіцієнт, наведений в таблиці А.3 додатку А.

8.3.4 Якщо вид розподілу ресурсу або наробітку до механічної відмови об'єкта є заздалегідь невизначеним, величину T_{γ} обчислюють за формулою:

$$T_{\gamma} = T \cdot \theta(\gamma, V_t), \quad (15)$$

де $\theta(\gamma, V_t)$ - мінімізований допоміжний коефіцієнт, наведений в таблиці А.4 додатку А.

8.3.5 У випадку невизначеності коефіцієнта варіації V_t його величину обирають за допомогою даних, наведених у додатку Б.

8.3.6 Приклад визначення показників механічної надійності за результатами випробувань в комбінованих режимах наведено у додатку В.

ДОДАТОК А

Допоміжні коефіцієнти для визначення гамма-відсоткових показників надійності

Таблиця А1 – Допоміжний коефіцієнт θ_n

Значення коефіцієнта варіації, V_t	Значення імовірності безвідмовної роботи, γ , %				
	50	80	90	95	99
0,2	1	0,832	0,744	0,671	0,535
0,25	1	0,790	0,680	0,589	0,418
0,3	1	0,748	0,615	0,507	0,302

Таблиця А.2 – Допоміжний коефіцієнт θ_n

Значення коефіцієнта варіації, V_t	Значення імовірності безвідмовної роботи, γ , %				
	50	80	90	95	99
0,2	0,981	0,830	0,761	0,708	0,619
0,25	0,970	0,789	0,708	0,647	0,547
0,3	0,958	0,748	0,657	0,591	0,484
0,4	0,928	0,671	0,567	0,493	0,379
0,5	0,894	0,601	0,488	0,411	0,298
0,6	0,857	0,538	0,421	0,344	0,236
0,7	0,819	0,482	0,365	0,290	0,189
0,8	0,781	0,432	0,317	0,246	0,152
0,9	0,743	0,389	0,277	0,209	0,124
1	0,707	0,351	0,243	0,180	0,102

Таблиця А.3 – Допоміжний коефіцієнт θ_e

Значення коефіцієнта варіації, V_t	Значення імовірності безвідмовної роботи, γ , %				
	50	80	90	95	99
0,20	1,014	0,834	0,733	0,647	0,489
0,25	1,010	0,787	0,667	0,569	0,398
0,30	1,004	0,740	0,604	0,498	0,321
0,40	0,982	0,645	0,488	0,374	0,204
0,50	0,948	0,553	0,387	0,274	0,126
0,60	0,906	0,468	0,302	0,199	0,077
0,70	0,857	0,392	0,234	0,142	0,046
0,80	0,804	0,326	0,180	0,101	0,028
0,90	0,748	0,270	0,138	0,072	0,017
1,00	0,693	0,223	0,105	0,051	0,010

Таблиця А.4 – Мінімізований допоміжний коефіцієнт θ

Значення коефіцієнта варіації, V_t	Значення імовірності безвідмовної роботи, γ , %				
	50	80	90	95	99
0,20	0,981	0,830	0,733	0,647	0,489
0,25	0,970	0,787	0,667	0,569	0,398
0,30	0,958	0,740	0,604	0,498	0,302
0,40	0,928	0,645	0,488	0,374	0,204
0,50	0,894	0,553	0,387	0,274	0,126
0,60	0,857	0,468	0,302	0,199	0,077
0,70	0,819	0,392	0,234	0,142	0,046
0,80	0,781	0,326	0,180	0,101	0,028
0,90	0,743	0,270	0,138	0,072	0,017
1,00	0,693	0,223	0,105	0,051	0,010

ДОДАТОК Б
(довідковий)

ОРІЄНТОВНІ ЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТУ ВАРІАЦІЇ РЕСУРСУ

Таблиця Б.1 – Коефіцієнти варіації в залежності від виду руйнування

Вид руйнування	Умови та режим роботи, тип деталі	Коефіцієнт варіації V_t
Зношування	Стабільні умови	0,2÷0,3
	Змінні умови в широких межах	0,4÷0,6
Втомне руйнування	При згині з крученням	0,3÷0,6
	Стабільні умови	0,5÷0,7
	При перепадах температур: 200÷1000оС	0,7÷0,8
Контактна втома	Підшипник роликівий	0,7
	Підшипник кульковий	0,9
	Інші деталі	0,4÷0,6
Комплексне руйнування	—	0,3÷0,4

Таблиця Б.2 – Коефіцієнти варіації в залежності від типу елемента

Тип елемента	Машина	Коефіцієнт варіації V_t
Корпусні деталі	Трактор	0,6
Двигун:		
- гільзопоршньова група	"-	0,3
- колінчастий вал	"-	0,4
Різьбові з'єднання	"-	0,4
Шестерні	"-	0,7
Пружини, ресори	"-	0,3
Шліцьові вали	"-	0,5
Гальма	"-	0,8
Фрикційні елементи	"-	0,4
Деталі з зварними з'єднаннями	"-	0,4
Гусеничні ланки, шини	"-	0,3
Ущільнюючі вузли	"-	0,6
Привідні паси	"-	0,8
Підшипники:		
- кочення	"-	0,6
- ковзання	"-	0,4
Двигун:		
- карбюраторний	Автомобіль	0,25÷0,4
- дизельний	"-	0,2÷0,3

ДОДАТОК В (довідковий)

ПРИКЛАД ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ МЕХАНІЧНОЇ НАДІЙНОСТІ

В.1 Ресурс крильчатки водокільцевого вакуумного насосу агрегату індивідуального доїння визначається величиною залишкової деформації від повзучості полімеру, з якого вона виготовлена. Пошкоджувальність виникає внаслідок дії механічного навантаження та впливу температури робочої рідини на лопатки при усталеному рівні тиску в насосі. Крім усталеного експлуатаційного режиму роботи, крильчатка насосу деякий період (в середньому приблизно 2%) працює при підвищених майже втричі екстремальних навантаженнях під час налаштування насосу, запуску, тощо. Отже в експлуатації має місце двоступенева схема спектру режимів роботи крильчатки, керуючись якою були сплановані та проведені прискорені випробування для визначення середнього і гамма-відсоткового ресурсів крильчатки. Кожний комбінований режим скла-

дався з прискорюючого (екстремального) та доповнюючого (усталеного експлуатаційного) режимів. Випробування проводились до досягнення граничного стану, коли величина залишкової деформації лопатки в радіальному напрямку перевищувала допустимий мінімальний зазор між крильчаткою та корпусом насосу.

В.2 Проведено чотири серії випробувань лопаток крильчаток в комбінованих режимах з різною часткою δ_j часу випробувань в екстремальному (прискорюючому) режимі. Загальна кількість зразків лопаток $N = 19$. Отримані результати наведені в таблиці В.1.

Таблиця В.1 – Вихідні дані для визначення показників надійності крильчатки

Кількість лопаток у вибірці n_j	Вагові коефіцієнти ω_j	Частка роботи в прискорюючому режимі δ_j	Середня складова ресурсу, год.	
			в прискорюючому режимі \bar{t}_{1j}	в доповнюючому режимі \bar{t}_{2j}
3	0,158	1	154	0
4	0,210	0,47	153	173
6	0,316	0,25	141	419
6	0,316	0,22	147	520

В.3. Визначення значень загальних середніх складових ресурсу, які відпрацьовані в прискорюючому \bar{t}_1 та доповнюючому \bar{t}_2 режимах виконують згідно з 8.2.2:

$$\bar{t}_1 = 0,158 \cdot 154 + 0,210 \cdot 153 + 0,316 \cdot 141 + 0,316 \cdot 147 = 147 \text{ год.},$$

$$\bar{t}_2 = 0,210 \cdot 173 + 0,316 \cdot 419 + 0,316 \cdot 520 = 333 \text{ год.}$$

В.4 Згідно з 8.2.3 обчислюють суму $S = 48382$ і добуток $\bar{t}_1 \cdot \bar{t}_2 = 48951$.

В.5 Відповідно до 8.2.5 виконується умова $\bar{t}_1 \cdot \bar{t}_2 > S$, яка означає, що доповнюючий режим випробувань був пошкоджуючим для крильчатки.

В.6 Після розрахунку сум квадратів $\sum_{j=1}^4 \omega_j (\bar{t}_{1j})^2 = 21773$ і

$\sum_{j=1}^4 \omega_j (\bar{t}_{2j})^2 = 147208$, згідно з 8.2.5 і 8.2.6 визначають допоміжні коефіцієнти

$$\chi = \frac{147208 - 21773 + 147^2 - 333^2}{2(48951 - 48382)} = 31,77;$$

$$\beta = \sqrt{1 + 31,77^2} - 31,77 = 0,015734.$$

В.7 Середня частка роботи насосу в прискорюючому режимі в реальних умовах використання складає близько 2% (тобто $\alpha = 0,02$), тому за допомогою 8.2.7 обчислюють прогнозоване значення експлуатаційного середнього ресурсу крильчатки

$$T = \frac{147 + 0,015734 \cdot 333}{0,015734 + 0,02(1 - 0,015734)} = 4298 \text{ год.}$$

В.8 За експлуатаційними відомостями про процес пошкодження прийнято коефіцієнт варіації $V_t = 0,2$. Тоді, згідно з 8.3.4 і даними таблиці А.4 додатка А, розраховують прогнозовані величини гамма-відсоткового ресурсу крильчатки для $\gamma = 80\%$ і 99% , відповідно:

$$T_{80} = 4298 \cdot 0,83 = 3567 \text{ год.}; T_{99} = 4298 \cdot 0,489 = 2102 \text{ год.}$$

2. ЗАГАЛЬНІ ПРАВИЛА ЗАДАННЯ ВИМОГ ПРИ НОРМУВАННІ НАДІЙНОСТІ

СОУ 74.3 – 37 – 04604.309 – 904:2011

Чинний від 01.06.2013

1 Сфера застосування

1.1 Цей стандарт установлює основні положення і загальні правила задання вимог при нормуванні надійності сільськогосподарської техніки.

1.2 Стандарт поширюється на трактори і мобільні сільськогосподарські машини, самохідні шасі, машини та обладнання сільськогосподарського виробництва, в тому числі машини і обладнання для обробки ґрунту, тваринництва, кормовиробництва та переробки сільськогосподарської сировини, і їх складові частини (далі – машини або об'єкти).

Цей стандарт застосовують для задання вимог при нормуванні показників надійності.

1.3 Стандарт призначається для організацій та підприємств, які виробляють, випробовують та експлуатують сільськогосподарську техніку або її складові частини.

2 Нормативні посилання

У цьому стандарті є посилання на такі нормативні документи:

ДСТУ 2860-94 Надійність техніки. Терміни та визначення

ДСТУ 2861-94 Надійність техніки. Аналіз надійності. Основні положення

ДСТУ 3004-95 Надійність техніки. Методи оцінки показників надійності за експериментальними даними

ДСТУ 3021-95 Випробування і контроль якості продукції. Терміни та визначення

СОУ 74.3-37-135:2004 Випробування сільськогосподарської техніки. Машини сільськогосподарські. Прискорені випробування на надійність

СОУ 74.3-37-148:2004 Випробування сільськогосподарської техніки. Показники надійності та методи їх оцінки

СОУ 74.3-37-04604309-904:2011 Випробування сільськогосподарської техніки. Оцінювання показників надійності при скорочених ресурсних випробуваннях.

3 Терміни та визначення понять

У цьому стандарті використані терміни, установлені ДСТУ 2860.

4 Позначки та скорочення

R – імовірність безвідмовної роботи;

T – середній наробіток до відмови;

T_γ – гамма-відсотковий наробіток до відмови;
 T_o – середній наробіток на відмову;
 $T_o^I, T_o^{II}, T_o^{III}$ – середній наробіток на відмову I, II, III груп складності;
 $mI, mII, mIII$ - середня кількість відмов I, II, III груп складності за ресурс;
 \bar{t} – середній ресурс;
 t_γ – гамма-відсотковий ресурс;
 \bar{t}_κ – середній ресурс до першого капітального ремонту;
 t_γ^κ – гамма-відсотковий ресурс до першого капітального ремонту;
 $\bar{\tau}$ – середній термін служби;
 T_e – середня тривалість відновлення;
 K_{ep} – коефіцієнт відновлення ресурсу;
 \bar{t}_z – середній термін збережуваності;
 t_γ^z – гамма-відсотковий термін збережуваності;
 K_z – коефіцієнт готовності;
 K_{oz} – коефіцієнт оперативної готовності;
 K_{mv} – коефіцієнт технічного використання;
 S_p – питома сумарна трудомісткість усунення відмов;
 S_{mo} – питома сумарна трудомісткість технічних обслуговувань;
 ТО – технічне обслуговування;
 ЗП – комплект запасних частин, інструменту та пристроїв;
 ТУ – технічні умови;
 ТЗ – технічне завдання.

5 Загальні положення

5.1 Вимоги до надійності сільськогосподарської техніки складаються з сукупності якісних та кількісних положень, регламентуючих рівень безвідмовності, довговічності, ремонтпридатності і збережуваності, які встановлюються для включення до нормативно-технічної та конструкторської документації на машину в цілому та її складові частини.

5.2 При заданні вимог до надійності визначають:

- типові моделі експлуатації техніки, згідно з якими задаються вимоги до надійності;
- номенклатуру показників, що підлягають нормуванню;
- критерії відмов та граничних станів елементів та машини в цілому;
- нормативні значення показників надійності машин та її складових частин;
- методи контролю нормативних значень показників.

5.3 Вимоги до надійності сільськогосподарської техніки повинні вклю-

чатись до специфікації для комплектуючих складових частин, що виготовляються за підконтрактами, і бути основою для розробки процедур перевірок, оцінювання і випробувань.

6 Порядок установлення вимог до надійності

6.1 Вимоги до надійності сільськогосподарської техніки встановлюються:

- на стадії розробки технічного завдання, коли розрахунковими методами встановлюються заплановані рівні показників;
- на стадії створення технічного проекту, коли заплановані нормативи уточнюються з використанням існуючої інформації по машинах-аналогах;
- на стадії першого етапу попередніх випробувань, коли експериментальними методами виконується попереднє оцінювання надійності машини та її елементів;
- на стадії другого етапу випробувань, коли визначається ступень готовності виробу до приймальних (міжвідомчих, державних) випробувань.

6.2 Вимоги до надійності включають в наступні документи:

- технічне завдання;
- програму і методику випробувань;
- карту технічного рівня і якості;
- стандарти і технічні умови на виготовлення;
- паспорт виробу;
- технічні умови на ремонт.

6.3 Вимоги до надійності задають у вигляді кількісних значень показників надійності; при необхідності указують також якісні конструкційні, виробничо-технологічні і експлуатаційні способи забезпечення надійності.

6.3.1 Вимоги до конструкційних способів забезпечення надійності можуть задаватись у вигляді:

- вимог до матеріалів і комплектуючих виробів;
- вимог до системи технічної діагностики;
- вимог до забезпечення ремонтопридатності і збережуваності і інших вимог;
- обмежень по номенклатурі комплектуючих виробів і матеріалів.

6.3.2 Вимоги до виробничо-технологічних методів забезпечення надійності можуть задаватись у вигляді:

- вимог до способів технологічного прогону (обкатування) виробів;
- вимог до періодичності, обсягів і методів контрольних випробувань на надійність виробів, що виготовляються серійно;
- вимог до методів поверхневого зміцнення і інших вимог.

6.3.3 Вимоги до експлуатаційних способів забезпечення надійності можуть задаватись у вигляді:

- вимог до системи технічного обслуговування (ТО) і ремонту в частині видів, періодичності, обсягів ТО і планових ремонтів, основного способу відновлення працездатності та інші;

- вимог до засобів матеріально-технічного оснащення ТО і ремонтів;

- вимог до формування складу ЗПП;

- обмежень по кваліфікації обслуговуючого персоналу;

- вимог до правил консервації, зберігання і транспортування;

- вимог до методів обліку, збору, обробки і представлення інформації про надійність виробів і інших вимог.

6.4. Вимоги до надійності, встановлювані в загальних технічних умовах повинні містити чисельні значення показників надійності і загальні вимоги до способів їх забезпечення і контролю.

6.5 Одночасно зі встановленням вимог до надійності в технічних умовах приводять:

в розділі «Технічні вимоги»:

- критерії відмов виробів, стосовно яких встановлені одиничні показники безвідмовності, ремонтпридатності і збережуваності, а також комплексні показники надійності;

- критерії граничного стану, стосовно яких встановлені вимоги до довговічності і збережуваності;

в розділі «Приймання»:

- вид випробувань, в програму яких включені випробування на надійність; періодичність випробувань на надійність;

- вихідні дані для контролю показників надійності, план контролю;

в розділі «Методи контролю»:

- метод відбору виробів для контролю показників надійності;

- вимоги до засобів контролю працездатності виробів;

- вимоги до підготовки і проведення контролю показників надійності (умови і режим випробувань, послідовність операцій, що проводяться);

- вимоги до обробки, оформлення і оцінки результатів;

в розділі «Вказівки до експлуатації»:

- характеристика умов і режимів експлуатації, в яких повинно бути забезпечено виконання вимог до надійності;

- характеристика системи ТО і ремонту, а також вимоги до засобів ТО і ремонту.

7 Визначення номенклатури показників, що підлягають нормуванню

7.1 Склад основних показників надійності сільськогосподарської техніки, що підлягають нормуванню, наведено у таблиці 1. Визначення і терміни відповідають ДСТУ 2860. Кількісні вимоги до надійності наводяться чисель-

ними значеннями нормативних показників, які вважаються граничними (нижніми або верхніми). Крім основних (рекомендованих) показників за узгодженням з споживачем у технічній документації при нормуванні можуть використовуватись і інші показники надійності.

7.2 Номенклатуру показників надійності вибирають з урахуванням наступних чинників:

- можливих наслідків досягнення виробами граничного стану;
- ефективності існуючих і (або) запланованих засобів і методів діагностики і прогнозування залишкового ресурсу;
- очікуваного з досвіду експлуатації виробів-аналогів або з фізичних передумов основного механізму зміни технічного стану виробів в процесі експлуатації (зберігання);
- принципової можливості відновлення виробів, що досягли граничного стану, і запланованого способу проведення капітальних ремонтів.

Таблиця 1 – Номенклатура основних показників надійності сільгосптехніки, що нормуються

Властивість надійності	Вид показника	Назва і розмірність показника	Позначення	Примітки
1	2	3	4	5
Безвідмовність	Одиничний	Імовірність безвідмовної роботи	R	ДСТУ 2860 ДСТУ2862
		Середній наробіток до відмови, мото-год. (год., фіз. од.)	T	ДСТУ 2860
		Гамма-відсотковий наробіток до відмови, мото-год. (год., фіз. од.)	T_{γ}	ДСТУ2862 СОУ 74.3-37-04604309-904
		Середній наробіток на відмову, мото-год. (год., фіз. од.)	T_o	СОУ 74.3-37-148
		Середній наробіток на відмову I, II, III груп складності, мото-год. (год., фіз. од.)	T_o^I , T_o^{II} , T_o^{III}	Те саме

Продовження таблиці 1

1	2	3	4	5
Безвідмовність	Одиничний	Середня кількість відмов I, II, III груп складності за ресурс	m_I , m_{II} , m_{III}	СОУ 74.3-37-148
Довговічність	Одиничний	Середній ресурс, мото-год.(год., фіз. од.)	\bar{t}	ДСТУ 2860 СОУ 74.3-37-148
		Гамма-відсотковий ресурс, мото-год. (год., фіз. од.)	t_γ	ДСТУ2862 СОУ 74.3-37-148
		Середній ресурс до першого капітального ремонту, мото-год. (год.)	\bar{t}_κ	СОУ 74.3-37-04604309-904 ДСТУ 2860
		Гамма-відсотковий ресурс до першого капітального ремонту, мото-год. (год.)	t_γ^κ	СОУ 74.3-37-04604309-904 ДСТУ 2860
		Середній термін служби, рок. (сез.)	$\bar{\tau}$	ДСТУ 2860
Ремонтпридатність	Одиничний	Середня тривалість відновлення, год.	T_ν	ДСТУ2862 СОУ 74.3-37-148
		Коефіцієнт відновлення ресурсу	$K_{\nu p}$	Визначається як відношення середній ресурсів об'єкта після ремонту і до його проведення
		Питому сумарна трудомісткість усунення відмов, люд-год/мотогод (люд-год/год, люд-год/фіз.од.)	\bar{S}_p	СОУ 74.3-37-148 КНД 46.16.02.14
		Питому сумарна трудомісткість технічних обслуговувань, люд-год/мотогод (люд-год/фіз.од.)	\bar{S}_{TO}	СОУ 74.3-37-148 КНД 46.16.02.14

1	2	3	4	5
Збережувальність	Одиничний	Середній термін збережувальності, міс., рок.	\bar{t}_3	ДСТУ 2860
		Гамма-відсотковий термін збережувальності, міс., рок	t_γ^3	ДСТУ2862
Декілька властивостей	Комплексний	Коефіцієнт готовності	K_2	СОУ 74.3-37-148 ДСТУ 3004
		Коефіцієнт оперативної готовності	K_{oz}	ДСТУ2862
		Коефіцієнт технічного використання	K_{me}	СОУ 74.3-37-148

7.3 Вибір номенклатури нормованих показників надійності для конкретних об'єктів виконується за домовленістю між виробниками та замовником в залежності від виду техніки, її цільового призначення, наслідків відмов та ін. Номенклатура нормованих показників повинна бути мінімальною, але достатньою для характеристики всіх необхідних властивостей надійності даного виробу. Номенклатура нормованих показників машини (агрегату) та її складових частин повинна бути взаємопов'язана.

7.4 Показники довговічності обов'язково повинні нормуватись для відновлюваних об'єктів. При цьому, якщо вичерпання ресурсу обумовлене тільки функціонуванням об'єкту, то довговічність визначається ресурсними показниками (середній ресурс, гамма-відсотковий ресурс). В інших випадках довговічність регламентується показниками, що характеризують термін служби.

7.5 Показники довговічності до першого капітального ремонту нормуються тільки для об'єктів, у яких передбачене проведення капітальних ремонтів. В інших випадках задають ресурсні показники або показники, пов'язані з терміном служби.

7.6 Показники ремонтпридатності та комплексні показники надійності нормуються для таких об'єктів, для яких тривалість технічного обслуговування і (або) ремонту має суттєвий вплив на ефективність виконання функціонального призначення або трудомісткість (вартість) цих операцій має суттєве значення для споживача.

8 Визначення критеріїв відмов та граничних станів

8.1 Критерії відмов і граничних станів при нормуванні надійності встановлюють в нормативно-технічних документах з метою контролю показників надійності для достовірного визначення технічного стану об'єктів розробником, виробником і споживачем (замовником).

8.2 Критерії відмов об'єктів слід встановлювати по одній відмітній ознаці або по сукупності ознак непрацездатного стану.

8.3 Критерії граничних станів машин і агрегатів слід встановлювати по таких відмітних ознаках, на підставі яких слід рахувати неможливим подальше використання об'єктів із причин:

- неусувного порушення вимог безпеки;
- неусувного виходу заданих параметрів за межі, що допускаються;
- неприпустимого зниження ефективності експлуатації;
- необхідності проведення капітального ремонту.

8.4 Визначення ознак непрацездатних і граничних станів, які можуть виникнути в об'єктах, і їх вибір для встановлення в нормативно-технічних документах здійснює розробник об'єкту за узгодженням із замовником.

8.5 При визначенні критеріїв відмов і граничних станів слід враховувати:

- вид, призначення і структуру об'єкту;
- технічні вимоги до об'єкту;
- принципи функціонування об'єкту і його складових частин;
- конструкцію об'єкту;
- властивості вживаних матеріалів і покриттів;
- умови експлуатації об'єкту;
- наслідки відмов і граничних станів;
- види технічних обслуговувань і ремонтів об'єкту;
- інші чинники, визначальні особливості об'єкту.

8.6 Для встановлення критеріїв відмов і граничних станів слід використовувати результати наукових досліджень і розробок, випробувань і експлуатації, аналізу причин відмов об'єкту і об'єктів-аналогів, їх складових частин, елементів конструкції, складальних одиниць, деталей, матеріалів, покриттів і ін.

8.7 Ознаками відмов і граничних станів об'єкту є:

- припинення (повне або часткове) виконання об'єктом заданих функцій;
- відхилення заданих показників якості за межі встановлених норм;
- відмови і граничні стани складових частин об'єкту, які призводять до припинення (повного або часткового) функціонування об'єкту або виходу його показників якості за встановлені норми;
- виникнення процесів, перешкоджаючих функціонуванню об'єкту;
- техніко-економічні чинники;
- відмови збійного характеру (для виробів, до складу яких входить комп'ютерна техніка або інші прилади дискретної техніки).

8.8 Ознаки, вибрані для використання, як критерії відмов і граничних станів, повинні:

- забезпечувати простоту виявлення наявності відмов або граничних станів органолептичним методом або за допомогою технічних засобів;
- забезпечувати допустиме запізнювання між моментами виникнення відмов або граничних станів і моментами їх виявлення;
- забезпечувати достовірність і однозначність, що виключає можливість прийняття помилкового рішення про виникнення або не виникнення відмов або граничних станів.

8.9 Критерії відмов і граничних станів об'єктів слід встановлювати в технічному завданні, експлуатаційних і ремонтних документах, в технічних умовах і стандартах:

- технічних умов;
- загальних технічних умов (при необхідності);
- експлуатації і ремонту.

8.10 Класифікація відмов і граничних станів повинна проводитися на стадіях розробки, виробництва і експлуатації об'єктів при аналізі і обробці даних про відмови і граничні стани об'єктів.

9 Вибір та обґрунтування нормативних значень показників

9.1 Обґрунтування вимог до надійності, що вносяться в нормативно-технічні і конструкторські документи, проводять з урахуванням:

- призначення і умов експлуатації виробів, вимог споживача;
- обмежуючих чинників (допустима вартість, об'єм, вага і т.п.);
- складу і структури властивостей, що складають надійність.

9.2 Норми показників надійності виробів вибирають з урахуванням досягнутого рівня і виявлених тенденцій підвищення надійності вітчизняних і зарубіжних аналогів; результатів науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт; техніко-економічних можливостей підприємств-виготівників.

9.3 Норми показників надійності повинні бути оптимальними з урахуванням встановлених обмежень маси, об'єму і (або) вартості виробу. Критерії оптимізації повинні характеризувати досягнення заданої ефективності при мінімальних сумарних витратах на розробку, виготовлення, експлуатацію і ремонт виробу або досягнення максимуму ефективності при заданих обмеженнях.

9.4 Норми показників надійності встановлюють стосовно режиму і умов експлуатації, вказаних в ТУ (ТЗ) на вироби. Допускається вибрати декілька номінальних режимів і умов експлуатації і встановлювати вимоги до надійності диференційовано стосовно кожного режиму і умов експлуатації виробів.

9.5 Норми показників надійності повинні бути:

- не нижчими за норми, встановлені відомчими або міжвідомчими директивними документами;
- пов'язані з нормами показників надійності об'єкту, в який входить даний виріб, нормами показників надійності складових частин виробу і гарантіями виробника;
- техніко-економічно обґрунтованими, перспективними.

9.6 Встановленню норм надійності виробу повинно передувати:

- вивчення норм надійності, встановлених директивними документами, попередній вибір норм надійності, оцінка вибраних норм надійності по економічних або інших заданих критеріях оптимальності;
- експертна оцінка вибраних норм надійності;
- уточнення норм надійності за наслідками оцінки оптимальності і експертної оцінки.

9.7 Нормативні значення показників надійності експериментально обґрунтовуються і контролюються за допомогою випробувань, в тому числі прискорених і скорочених. Методи проведення і аналіз результатів випробувань згідно з ДСТУ 3004-95, СОУ 74.3-37-135:2004 і СОУ 74.3-37-04604309-904:2011.

ДОДАТОК А
(довідковий)
ПРИКЛАД НОРМУВАННЯ ПОКАЗНИКІВ НАДІЙНОСТІ

Нормування показників надійності колісного сільськогосподарського трактора класу 30 кН

1. Нормативи безвідмовності трактора і двигуна

Таблиця А1- Нормативи безвідмовності трактора і двигуна

Об'єкт	Нормативний показник середній наробіток на відмову (кількість відмов) по групах складності, мото-год.		
	T_I (m_I за ресурс)	T_{II} (m_{II} за ресурс)	T_{III} (m_{III} за ресурс)
Двигун	1000 (10)	2500 (4)	10000 (1)
Трактор в цілому	300 (33)	665 (15)	2000 (5)

2. Нормативи довговічності.

90-відсотковий ресурс до першого капітального ремонту:

- двигун ≥ 10 тис. мото-год
- трансмісія ≥ 12 тис. мото-год
- трактор в цілому ≥ 8 тис. мото-год.

3. Критерії граничних станів

Стан трактора вважається граничним, якщо встановлена необхідність проведення капітального ремонту не менше ніж двох основних складових частин і хоча б однієї з додаткових складових частин, вказаних в таблиці А2.

Таблиця А2 – Складові частини, граничний стан яких визначає граничний стан трактора

Основні складові частини	Додаткові складові частини
Двигун	Рама
Коробка передач	Кабіна в зборі
Передній міст з колісними редукторами	Роздавальна коробка
Задній міст з колісними редукторами	Механізм рульового керування з гідросистемою

Граничний стан основних складових частин трактора визначається за критеріями, наведеними у таблиці А3

Таблиця АЗ

Складова частина	Критерії граничного стану
Двигун	<p>1. Несправності блока циліндрів, при яких необхідна заміна або ремонт з демонтажем і повним розбиранням.</p> <p>2. Граничний стан колінчастого валу, визначає мий граничним спрацюванням або механічними пошкодженнями, вимагаючими його заміни.</p> <p>3. Граничні витрати мастила на вигар або гранична інтенсивність пориву газів в картер, яку неможливо усунути заміною комплекту поршневих кілець.</p>
Коробка передач	<p>1. Несправність верхнього або нижньої частини картера, при яких необхідна їх заміна або ремонт з демонтажем і повним розбиранням.</p> <p>2. Граничне спрацювання шліців двох валів, передаючих потік потужності від двигуна на колеса.</p> <p>3. Граничний стан гідропідтискних муфт.</p>
Ведучий міст	<p>1. Несправності картера, при яких необхідна його заміна або ремонт з демонтажем і повним розбиранням.</p> <p>2. Граничний стан водила колісного редуктора, визначає мий граничним спрацюванням отворів під осі сателітів, граничним спрацюванням шліців.</p> <p>3. Граничний стан однієї з шестірень сталого зачеплення.</p>

ДОДАТОК Б БІБЛІОГРАФІЯ

- 1 ДСТУ 3-37-5-94 Машини сільськогосподарські. Загальні технічні умови
- 2 СОУ 01-37-176:2004 Організація та порядок розроблення нормативних документів в Мінагрополітики України
- 3 КД 46.16.02.12-96 Техніка сільськогосподарська. Номенклатура показників якості
- 4 ГОСТ 27.003-90 Надежность в технике: Состав и общие правила задания требований по надежности (Надійність в техніці. Склад та загальні правила задання вимог до надійності)
- 5 ГОСТ 27.310-95 Надежность в технике: Анализ видов, последствий и критичности отказов. Основные положения. (Надійність в техніці. Аналіз видів, наслідків та критичності відмов. Загальні положення)

3. ОЦІНЮВАННЯ ПОКАЗНИКІВ НАДІЙНОСТІ ПРИ СКОРОЧЕНИХ РЕСУРСНИХ ВИПРОБУВАННЯХ

СОУ 74.3 – 37 – 04604.309 – 904:2011

Чинний від 01.05.2011

1 Сфера застосування

Цей стандарт установлює основні положення статистичного оцінювання гамма-відсоткових показників надійності за результатами скорочених за рахунок цензурування тривалості випробувань або експлуатаційних спостережень за надійністю сільськогосподарської техніки. Його дія розповсюджується на трактори сільськогосподарські, самоходні шасі, машини сільськогосподарські, в тому числі машини для тваринництва та кормовиробництва, переробки сільськогосподарської сировини, пристосування і обладнання та їх складові частини. Сфера застосування стандарту поширюється на аналіз результатів випробувань або спостережень за дослідною, серійною, модернізованою та відремонтваною технікою, її механізмами, вузлами та деталями. Використання стандарту призначається для організацій та підприємств, які випробують та виробляють сільськогосподарську техніку або її складові частини.

2 Нормативні посилання

У цьому стандарті є посилання на наступні нормативні документи:

СОУ 74.3.37.148-2004 Випробування сільськогосподарської техніки. Надійність. Показники надійності і методи їх оцінки.

СОУ 74.3.37 :2010

СОУ 74.3.37.135-2004 Випробування сільськогосподарської техніки. Машини сільськогосподарські. Прискорені випробування на надійність.

ГОСТ 27.504-84. Надежность в технике. Методы оценки показателей надежности по цензурированным выборкам (Надійність в техніці. Методи оцінки показників надійності по цензурованим вибіркам).

3 Терміни та визначення понять

Терміни та визначення, які використовуються в стандарті, відповідають ДСТУ 2860-94 Надійність техніки. Терміни та визначення.

4 Позначки та скорочення

N – загальний об'єм цензурованої вибірки наробітків;

r – розмах цензурованої вибірки наробітків;

k – кількість інтервалів групування вибірки;

τ – наробіток до припинення випробувань без відмови об'єкту;

t – наробіток до відмови об'єкту;

x_i – права межа i -го інтервалу групування;

h – довжина інтервалу групування;

n_{oi} – кількість наробітків до відмови, які потрапили до i -го інтервалу;

n_{ni} – кількість наробітків до припинення випробувань до відмови, що потрапили до i -го інтервалу;

W_i – відносна частина потрапляння наробітків до i -го інтервалу;

N_i – умовна кількість об'єктів, яка випробувалась в i -му інтервалі;

R_i – значення емпіричної імовірності безвідмовної роботи, що відповідає правій межі i -го інтервалу – x_i ;

$D_n^\circ(\alpha)$ – критичне значення статистики критерія Колмогорова, що відповідає довірчій імовірності α і об'єму вибірки n ;

R_{in} – значення нижньої довірчої межі імовірності безвідмовної роботи, яке відповідає межі x_i ;

γ – задане у відсотках значення імовірності безвідмовної роботи;

t_γ – гамма-відсотковий ресурс або наробіток на відмову;

$\min t_\gamma$ – нижня довірча межа для гамма-відсоткового ресурсу або наробітку на відмову.

5 Вихідні дані для оцінювання показників надійності

5.1 Оцінювання показників надійності виконується за результатами скорочених випробувань або спостережень за контрольованою групою (вибіркою) технічних об'єктів.

5.2 Для оцінки гамма-відсоткових показників надійності використовують вихідні дані у вигляді цензурованої вибірки, яка складається з наробітків до відмови досліджуємого об'єкту t_1, t_2, \dots, t_n , та даних про наробітки до припинення випробувань або спостережень (без відмов) $\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_m$.

5.3 При відсутності необхідної інформації щодо визначення виду закону розподілу слід використовувати непараметричний метод оцінювання показників надійності.

6. Номенклатура показників надійності та вихідні дані для їх оцінювання

6.1 Цей стандарт установлює оцінювання показників надійності:

- гамма-відсотковий наробіток до відмови;
- гамма-відсотковий ресурс.

6.2 Для оцінки гамма-відсоткового наробітку до відмови використовують такі вихідні дані:

- цензуровану вибірку наробітків до відмови машин t_1, t_2, \dots, t_n , та наробітків до припинення випробувань або спостережень (при яких відмова ще не наступила) $\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_m$, в одиницях наробітку;

- довірчу імовірність α (приймають 0,9 або 0,95)

- нормовану імовірність $\frac{\gamma}{100}$.

6.3 Для оцінки гамма-відсоткового ресурсу використовують вихідні дані:

- цензуровану вибірку наробітків, при яких ресурс машини вичерпався t_1, t_2, \dots, t_n , та наробітків до припинення випробувань або спостережень (при яких ресурс ще не вичерпався) $\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_m$, в одиницях наробітку;
- довірчу імовірність α (приймають 0,9 або 0,95);
- нормовану імовірність $\gamma/100$.

7 Непараметричний метод оцінювання гамма-відсоткових показників надійності

7.1 Оцінювання показників надійності виконують за вибіркою даних, згрупованою по інтервалах.

Якщо загальний об'єм N цензурованої вибірки перевищує 30 та відсутні відомості про закон розподілу наробітку до відмови, то використовують наступний метод непараметричного оцінювання показників надійності:

визначають розмах вибірки r :

$$r = x_{\max} - x_{\min}, \quad (1)$$

де x_{\max} – максимальне значення,

x_{\min} – мінімальне значення наробітків до відмови t або до припинення випробувань τ у вибірці, за якою виконується оцінювання.

7.2 Обирають кількість інтервалів k , яка для вибірок з об'ємом від 30 до 100 приймається в діапазоні $6 \div 12$.

7.3 Визначають довжину інтервалів групування вибірки:

$$h = \frac{r}{k}; \quad (2)$$

Отримане значення h округлюють до більшого цілого та обчислюють праві межі кожного з інтервалів:

$$x_1 = x_{\min} + h, \quad (3)$$

$$x_2 = x_1 + h,$$

.....

$$x_i = x_{i-1} + h; \quad i = 1, 2, \dots, k.$$

Найбільше значення наробітку x_{\max} повинно знаходитись в межах останнього k -го інтервалу.

7.4 Підраховують окремо кількість наробітків до відмов n_{oi} і кількість наробітків до припинення випробувань n_{ni} , величина яких знаходиться в межах кожного інтервалу.

7.5 Визначають значення відносної частоти W_i наробітків в кожному інтервалі:

$$W_i = \frac{(n_{oi} + n_{ni})}{N_{ci}}, \quad (4)$$

де N_{ci} – обсяг цензурованої вибірки наробітків в i -тому інтервалі

$$N_{ci} = N - \sum_{j=1}^{i-1} (n_{oj} + n_{uj}) \quad (5)$$

де N – загальний обсяг цензурованої вибірки наробітків, кількість наробітків; n_{oi} – кількість наробітків до відмови, які потрапили до i -го інтервалу; n_{pi} – кількість наробітків до припинення випробувань або спостережень, під час яких відмова не наступила, що потрапили до i -го інтервалу.

7.6 Розраховують значення параметра θ за формулою:

$$\theta_i = \frac{1 - \sqrt{1 - W_i}}{W_i}, \quad (6)$$

де $i = 1, 2, \dots, k - 1$.

7.7 Розраховують кількість умовно випробуваних в кожному інтервалі об'єктів:

$$N_i = N - \sum_{k=1}^{i-1} (n_{ok} + n_{pk}) - \theta_i n_{pi}, \quad (7)$$

де $i = 1, 2, \dots, k - 1$.

7.8 Послідовно для кожного інтервалу крім останнього визначають значення емпіричної імовірності безвідмовної роботи R_i за формулою:

$$R_i = \prod_{j=1}^i \left(1 - \frac{n_{oj}}{N_j} \right), \quad (8)$$

де $i = 1, 2, \dots, k - 1$.

7.9 Оцінюють нижню довірчу межу імовірності безвідмовної роботи в i -ому інтервалі:

$$R_{in} = \begin{cases} R_i - D_n^\circ(\alpha); & \text{при } R_i > D_n^\circ(\alpha) \\ 0; & \text{при } R_i < D_n^\circ(\alpha), \end{cases} \quad (9)$$

де $D_n^\circ(\alpha)$ – критичне значення статистики критерію Колмогорова, яке відповідає заданій довірчій імовірності α та еквівалентному об'єму вибірки:

$$n = E[N(1 - R_{k-1})], \quad (10)$$

де $E[\bullet]$ – ціла частина числа.

Значення $D_n^\circ(\alpha)$ обираються з таблиці обов'язкового додатку А.

7.10 Графічне оцінювання гамма-відсоткового ресурсу виконують шляхом побудови графіка імовірності безвідмовної роботи та її нижньої межі, де у відповідності до значення імовірності визначають відповідне значення гамма-відсоткового показника (додаток Б, рис. 1).

7.11 Аналітичне (уточнене) оцінювання гамма-відсоткового ресурсу або наробітку на відмову виконують за формулою:

$$t_\gamma = x_i - \frac{\left(\frac{\gamma}{100} - R_i\right)h}{R_{i-1} - R_i}, \quad (11)$$

де γ – задане значення імовірності безвідмовної роботи (у відсотках), а номер інтервалу i визначається з умови

$$R_i \leq \frac{\gamma}{100} \leq R_{i-1}.$$

7.12 Аналітичне оцінювання нижньої довірчої межі для гамма-відсоткового показника виконується за формулою:

$$\min t_\gamma = x_i - \frac{\left(\frac{\gamma}{100} - R_{in}\right)h}{R_{(i-1)n} - R_{in}}, \quad (12)$$

де номер інтервалу i визначають з умови

$$R_{in} \leq \frac{\gamma}{100} \leq R_{(i-1)n}.$$

7.13 Приклад оцінювання показників надійності за згрупованою вибіркою наведено у додатку Б.

ДОДАТОК А (обов'язковий)

Критичні значення статистики критерія Колмогорова $D_n^o(\alpha)$

n	α		n	α	
	0,9	0,95		0,9	0,95
5	0,44698	0,50945	53	0,14423	0,16483
6	0,41037	0,46799	54	0,14492	0,16332
7	0,38148	0,43607	55	0,14164	0,16186
8	0,35832	0,40962	56	0,14040	0,16044
9	0,33910	0,38746	57	0,13919	0,15906
10	0,32260	0,36866	58	0,13801	0,15771
11	0,30829	0,35242	59	0,13686	0,15639
12	0,29577	0,33815	60	0,13573	0,15511
13	0,28470	0,32549	61	0,13464	0,15385
14	0,27482	0,31417	62	0,13357	0,15263
15	0,26568	0,30397	63	0,13253	0,15144
16	0,25778	0,29472	64	0,13152	0,15027
17	0,25039	0,28627	65	0,13052	0,14913
18	0,24360	0,27851	66	0,12254	0,14802
19	0,23735	0,27136	67	0,12859	0,14693
20	0,23156	0,26473	68	0,12766	0,14587
21	0,22617	0,25858	69	0,12675	0,14483
22	0,22115	0,25283	70	0,12586	0,14381
23	0,21645	0,24746	71	0,12499	0,14281
24	0,21205	0,24242	72	0,12413	0,14183
25	0,20790	0,23768	73	0,12329	0,14087
26	0,20399	0,23320	74	0,12247	0,13993
27	0,20030	0,22898	75	0,12167	0,13901
28	0,19680	0,22497	76	0,12088	0,13811
29	0,19348	0,22117	77	0,12011	0,13723
30	0,19032	0,21756	78	0,11935	0,13636
31	0,18732	0,21412	79	0,11860	0,13551
32	0,18445	0,21085	80	0,11787	0,13467
33	0,18171	0,20771	81	0,11716	0,13385
34	0,17909	0,20472	82	0,11645	0,13305
35	0,17659	0,20185	83	0,11576	0,13226

Продовження таблиці

36	0,17418	0,19910	84	0,11508	0,13148
37	0,17188	0,19646	85	0,11442	0,13072
38	0,16966	0,19392	86	0,11376	0,12997
39	0,16753	0,19148	87	0,11311	0,12923
40	0,16547	0,18913	88	0,11248	0,12850
41	0,16349	0,18687	89	0,11186	0,12779
42	0,16158	0,18468	90	0,11125	0,12709
43	0,15974	0,18257	91	0,11064	0,12640
44	0,15796	0,18053	92	0,11005	0,12572
45	0,15623	0,17856	93	0,10947	0,12506
46	0,15457	0,17665	94	0,10889	0,12440
47	0,15295	0,17481	95	0,10833	0,12375
48	0,15139	0,17302	96	0,10777	0,12312
49	0,14987	0,17128	97	0,10722	0,12249
50	0,14840	0,16959	98	0,10668	0,12187
51	0,14697	0,16796	99	0,10615	0,12126
52	0,14558	0,16637	100	0,10563	0,12067

ДОДАТОК Б

Приклад оцінювання показників надійності

В результаті експлуатаційних спостережень за роботою 40 мобільних агрегатів отримані випадково цензуровані дані відносно наробітку (в мото-годинах) до перших механічних відмов ведучих мостів. Відповідний загальний варіаційний ряд (упорядкована за зростанням вибірка) наробітків до відмов та до призупинення спостережень без відмов (помічено зірочкою - *) має вигляд:

600, 872*, 1025*, 1082*, 1089, 1158, 1220, 1230*, 1282, 1318, 1387, 1401, 1419*, 1425, 1425*, 1540, 1602*, 1606, 1672*, 1680, 1700, 1740*, 1784, 1806*, 1926*, 1970, 1978, 1978*, 2025*, 2060*, 2120, 2123*, 2192*, 2200*, 2279*, 2520, 2858, 3390*, 3600, 4114*.

1. У відповідності до п 6.1, визначаємо розмах вибірки:

$$x = 4114 - 600 = 3514 \text{ год.}$$

Обравши кількість інтервалів $k = 9$, визначаємо довжину інтервалу у відповідності до п 6.3:

$$h = \frac{3514}{9} = 390,4 \text{ год.}$$

Для зручності розрахунків округлюємо довжину інтервалу до $h = 400$ год.

2. Межі інтервалів, по яких групують варіаційний ряд, визначають у відповідності до п. 6.3:

$$x_{\min} = 600; x_1 = 600 + 400 = 1000;$$

$$x_2 = 1000 + 400 = 1400;$$

$$x_3 = 1400 + 400 = 1800;$$

3. Підрахунок кількості наробітків до відмов поі і наробітків до призупинень ппі в кожному інтервалі робимо окремо і результати заносимо в таблицю Б.1 (як і усі результати подальших розрахунків).

Наприклад, межі першого інтервалу становлять 600 – 1000 мото-год. Отже кількість наробітків до відмов, які відбулися у цей проміжок наробітку становить $no1 = 1$, (600 мото-год.), а кількість наробітків до призупинення спостережень теж дорівнює $np1 = 1$ - це 872* мото-год.

Межі другого інтервалу становлять 1000 – 1400. Для нього $no2 = 6$ – це 1089, 1158, 1220, 1282, 1318 та 1387 мото-год., а $np2 = 3$ і це 1025*, 1082*, 1230* мото-год.

Далі таким же чином підраховуємо кількість відмов та призупинень спостережень по кожному з інтервалів. В останньому інтервалі знаходиться тільки найбільший наробіток до призупинення спостережень – 4144*. Тому $no9 = 0$, а $np9 = 1$.

Таблиця Б.1.

Оцінка емпіричної імовірності безвідмовної роботи ведучих мостів

№ інт.	Межі інтервалу, мото-год.	n_o	$n_{п}$	W_i	θ_i	N_i	R_i	$R_{ин}$
1	600÷1000	1	1	0,050	0,5064	39,4936	0,9747	0,7956
2	1000÷1400	6	3	0,2368	0,5337	36,3989	0,8141	0,6350
3	1400÷1800	7	5	0,4138	0,5664	26,168	0,5963	0,4172
4	1800÷2200	3	7	0,5882	0,6091	12,7363	0,4559	0,2768
5	2200÷2600	1	2	0,4286	0,5695	5,861	0,3781	0,1990
6	2600÷3000	1	0	0,250	0,5359	4,000	0,2836	0,1045
7	3000÷3400	0	1	0,3333	0,5505	2,4495	0,2836	0,1045
8	3400÷3800	1	0	0,500	0,5858	2,000	0,1418	0
9	3800÷4200	0	1	-	-	-	-	-

4. Визначаємо значення відносної частоти (частоті) W_i попадання наробітків в i -й інтервал за п 6.5:

згідно отриманих даних, частість у першому інтервалі буде дорівнювати:

$$W_1 = \frac{(n_{o1} + n_{п1})}{N_{c1}} = \frac{(1+1)}{40} = 0,05,$$

де $N_{c1} = 40$, т.я. no та np до початку випробувань дорівнюють 0.

Частість у другому інтервалі підраховується наступним чином:

$$W_2 = (n_{o2} + n_{п2}) / N_{c2} = (6 + 3) / 38 = 0,2368,$$

де $N_{c2} = 40 - (1 + 1) = 38$.

Підрахунки частоті по інших інтервалах проводимо за аналогічною схемою, та записуємо в табл.1.

4. Параметр θ , який визначає частку наробіток до припинення спостережень, що враховуємо по кожному з інтервалів при визначенні показників надійності, буде згідно з п 6.6 дорівнювати:

у першому інтервалі:

$$\theta_1 = \frac{1 - \sqrt{1 - W_1}}{W_1} = \frac{1 - \sqrt{1 - 0,050}}{0,050} = 0,5064,$$

у другому інтервалі:

$$\theta_2 = \frac{1 - \sqrt{1 - W_2}}{W_2} = \frac{1 - \sqrt{1 - 0,2368}}{0,2368} = 0,5337,$$

і т.д.

5. Кількість умовно випробуваних в кожному інтервалі об'єктів розраховується у відповідності до п 6.7 наступним чином:

перший інтервал:

$$N_1 = N - \sum_{k=1}^{1-1} (n_{o0} + n_{п0}) - \theta_1 n_{п1} = 40 - 0,5064 \cdot 1 = 39,4936,$$

другий інтервал:

$$N_2 = N - \sum_{k=1}^{2-1} (n_{o1} + n_{п1}) - \theta_2 n_{п2} = 40 - (1 + 1) - 0,5337 \cdot 3 = 36,3989,$$

і т.д.

6. Імовірність безвідмовної роботи об'єктів визначимо за п 6.8 наступним чином:

у першому інтервалі:

$$R_1 = 1 - \frac{1}{39,4936} = 0,9747,$$

у другому інтервалі:

$$R_2 = \left(1 - \frac{1}{39,4936}\right) \cdot \left(1 - \frac{6}{36,3989}\right) = 0,8141, \text{ і т.д.}$$

7. Згідно з п 6.9 визначається нижня довірча межа імовірності: еквівалентний об'єм вибірки

$$n = E[40(1 - 0,1418)] = E[34,328] = 34.$$

Згідно отриманого значення за допомогою таблиці додатку А отримаємо критичне значення статистики критерію Колмогорова, яке відповідає довірчій імовірності $\alpha = 0,9$ і дорівнює $D_n^o(\alpha) = 0,1791$

Нижня довірча межа імовірності безвідмовної роботи у першому інтервалі згідно з п 6.9 складає:

$$R_{1н} = 0,9747 - 0,1791 = 0,7956,$$

у другому інтервалі:

$$R_{2н} = 0,8141 - 0,1791 = 0,6350, \text{ і т.д.}$$

8. Для графічного отримання гамма-відсоткового наробітку на відмову будується графік (рис. 1) в координатах: наробіток до відмови, год. (права межа кожного інтервалу) та імовірності безвідмовної роботи та її нижньої межі, де у відповідності до значення імовірності визначається відповідне значення гамма-відсоткового наробітку .

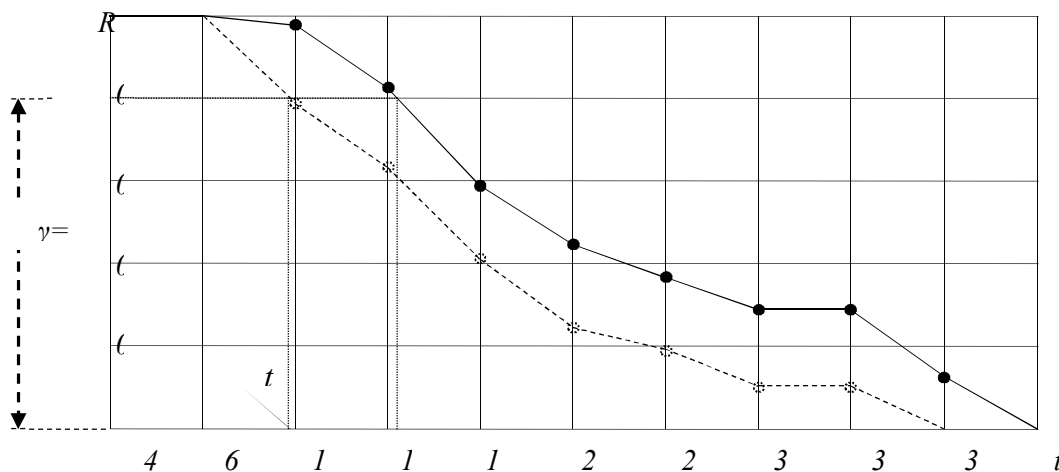


Рисунок 1. Графіки імовірності безвідмовної роботи з нижньою довірчою межею.

9. Для уточнення значення 80%-го наробітку на відмову використовуємо залежність, наведену у п. 6.11.

Виходячи з результатів проведених розрахунків (табл. Б.1) визначаємо величини: R_i , R_{i-1} та x_i . Приймаючи $\gamma = 80\%$, отримаємо, що $R_3 = 0,5963$, $R_2 = 0,8141$ (ці значення відповідають умові: $0,5963 \leq 80/100 \leq 0,8141$), а $x_3 = 1800$ мото-год. Тоді:

$$t_{80} = 1800 - \frac{(0,8 - 0,5963) \cdot 400}{0,8141 - 0,5963} = 1426 \text{ мото - год.}$$

10 Уточнення нижньої довірчої межі 80%-го наробітку на відмову здійснюємо за тією ж схемою з використанням залежності, наведеної у п. 6.12.

Визначаємо номер інтервалу $i = 1$: $R_1 = 0,7956$, $R_0 = 1$ (ці значення відповідають умові: $0,7956 \leq 80/100 \leq 1$), а $x_1 = 1000$ мото-год. Тоді:

$$\min t_{80} = 1000 - \frac{(0,8 - 0,7956) \cdot 400}{1 - 0,7956} = 991 \text{ мото - год.}$$

ЛІТЕРАТУРА

1. Анилович В.Я., Карпов В.Г. Обеспечение надежности сельскохозяйственной техники. – К.: Техніка, 1989. – 125 с.
2. Міцність та надійність машин /В.Я.Анілович, О.С.Гринченко, В.В.Карабін та ін.; За ред. В.Я.Аніловича, - К.: Урожай, 1996. – 288 с.
3. Надійність сільськогосподарської техніки /С.Г.Гранкін, В.С.Малахов, М.І.Черновол, В.Ю.Черкун; за ред. В.Ю.Черкуна. – К.: Урожай, 1998, - 208 с.
4. Анилович В.Я., Гринченко А.С., Литвиненко В.Л. Надежность машин в задачах и примерах /За ред В.Я.Аниловича. – Харьков: Око, 2001. – 320с.

Рекомендована література

1. Анилович В.Я. Надежность машин в задачах и примерах./ В.Я. Анилович, А.С. Гринченко, В.Л. Литвиненко – Харьков: Око, 2001. – 320 с.
2. Гринченко А.С. Механическая надежность мобильных машин: оценка, моделирование, контроль – Х.:Віронець А.П. «Апостроф», 2012. – 259 с.
3. Надійність сільськогосподарської техніки: Підручник. Друге видання, перероблене і доповнене / М.І. Черновол, В.Ю. Черкун, В.В.Аулін та ін.; За заг. ред. М.І. Черновола. – Кіровоград: КОД, 2010 – 320 с.
4. Погорельый Л.В. Испытания сельскохозяйственной техники./ Л.В. Погорельый, В.Я. Анилович – Научно-методические основы оценки и прогнозирования надежности сельскохозяйственных машин. – Феникс, 2004. – 208 с.
5. Армашов Ю.В., Випробування сільськогосподарської техніки на надійність: Навч. посібник / Ю.В. Армашов, П.К. Охмат Дніпропетровськ, 2002.-.219 с.
6. Короткевич А.В. Основы испытаний сельскохозяйственной техники: Учеб. пособие для студ. сельскохозяйств. вузов./ Короткевич А.В. – Мн.: БАТУ, 1998. – 444 с.
7. Кугель Р.В. Испытание на надежность машин и их элементов./ Р.В. Кугель – М.: Машиностроение, 1982. – 390 с.
8. Випробування і сертифікація техніки АПК: Навчальний посібник/ К.І.Шмат, Є.І. Бондарев, О.В.Мігальов та ін. – Херсон: ОПДІ-плюс, 2004. – 268 с.
9. Погорельый Л.В. Инженерные методы испытаний сельскохозяйственных машин. – К.: Техника, 1991. – 157 с.
10. Надійність сільськогосподарської техніки: підручник. / М.І Чорновіл, В.Ю. Черкун, В.В Аулін та ін.; За заг. ред. М.І. Чорновола. – Кіровоград: КОД. 2010.-320 с.
11. ДСТУ 2860-94. Надійність техніки. Терміни та визначення. Видання офіційне. – К.: Держстандарт України, - 88 с.
12. Канарчук В.Є. Надійність машин: підручник. / В.Є. Канарчук, С.К. Полянський, М.М. Дмитрієв. – К: Либідь, 2003. – 424 с.
13. Міцність та надійність машин / В.Я. Анілович, О.С. Гринченко, В.В. Карабін та ін. За ред. Аніловича, - К.: Урожай, 1996. – 288 с.

14. Анилович В.Я., Гринченко А.С., Литвиненко В.Л. Надежность машин в задачах и примерах. – Харьков: Око, 2001. – 320 с.
15. Гринченко А.С. Механическая надежность мобильных машин: оценка, прогнозирование, контроль – Х.: Віровець А.П. «Апостроф» 2012. – 259 с.
16. Гринченко А.С., Алферов А.И. Основы прогнозирования и управления надежностью в условиях экстремальных нагрузок – Х.: ТОВ «Планета-Принт» 2017. – 136 с.
17. Ларин А.А. Прогнозирование и анализ надежности машиностроительных конструкций: учеб.-метод. пособие / А.А. Ларин. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2011. – 128 с.

ДОДАТКИ

Додаток 1. Гамма-функція

x	Г(x)	x	Г(x)	x	Г(x)	x	Г(x)
1,00	1,00000	1,25	0,90640	1,50	0,88623	1,75	0,91906
01	0,99433	26	0,90440	51	0,88659	76	0,92137
02	0,98884	27	0,90250	52	0,88704	77	0,92376
03	0,98355	28	0,90072	53	0,88757	78	0,92623
04	0,97844	29	0,89904	54	0,88818	79	0,92877
1,05	0,97350	1,30	0,89747	1,55	0,88887	1,80	0,93138
06	0,96874	31	0,89600	56	0,88964	81	0,93408
07	0,96415	32	0,89464	57	0,89049	82	0,93685
08	0,95973	33	0,89338	58	0,89142	83	0,93969
09	0,95546	34	0,89222	59	0,89243	84	0,94261
1,10	0,95135	1,35	0,89115	1,60	0,89352	1,85	0,94561
11	0,94740	36	0,89018	61	0,89468	86	0,94869
12	0,94359	37	0,88931	62	0,89592	87	0,95184
13	0,93993	38	0,88854	63	0,89724	88	0,95507
14	0,93642	39	0,88785	64	0,89864	89	0,95838
1,15	0,93304	1,40	0,88726	1,65	0,90012	1,90	0,96177
16	0,92980	41	0,88676	66	0,90167	91	0,96523
17	0,92670	42	0,88636	67	0,90330	92	0,96877
18	0,92373	43	0,88604	68	0,90500	93	0,97240
19	0,92089	44	0,88581	69	0,90678	94	0,97610
1,20	0,91817	1,45	0,88566	1,70	0,90864	1,95	0,97988
21	0,91558	46	0,88560	71	0,91057	96	0,98374
22	0,91311	47	0,88563	72	0,91258	97	0,98768
23	0,91075	48	0,88575	73	0,91467	98	0,99171
24	0,90852	49	0,88595	74	0,91683	99	0,99581
1,25	0,90640	1,50	0,88623	1,75	0,91906	2,00	1,00000

Значення гамма-функції для $x < 1$ і $x > 2$ можуть бути обчислені відповідно за допомогою формул:

$$\Gamma(x) = \frac{\Gamma(x+1)}{x}; \quad \Gamma(x) = (x-1) \cdot \Gamma(x-1).$$

Додаток 2
Значення функції нормального розподілу

$$F_0(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^x e^{-\frac{x^2}{2}} dx; \quad F_0(-x) = 1 - F_0(x).$$

x		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,0	0,	5000	5040	5080	5120	5160	5199	5239	5279	5319	5359
0,1	0,	5398	5438	5478	5517	5557	5596	5636	5675	5714	5753
0,2	0,	5793	5832	5871	5910	5948	5987	6026	6064	6103	6141
0,3	0,	6179	6217	6255	6293	6331	6368	6406	6443	6480	6517
0,4	0,	6554	6591	6628	6664	6700	6736	6772	6808	6844	6879
0,5	0,	6915	6950	6985	7019	7054	7088	7123	7157	7190	7224
0,6	0,	7257	7291	7324	7357	7389	7422	7454	7486	7517	7549
0,7	0,	7580	7611	7642	7673	7704	7734	7764	7794	7823	7852
0,8	0,	7881	7910	7939	7967	7995	8023	8061	8078	8106	8133
0,9	0,	8159	8186	8212	8238	8264	8289	8315	8340	8365	8389
1,0	0,	8413	8438	8461	8485	8508	8531	8554	8577	8599	8621
1,1	0,	8643	8665	8686	8708	8729	8749	8770	8790	8810	8830
1,2	0,	8849	8869	8888	8907	8925	8944	8962	8980	8997	9015
1,3	0,	9032	9049	9066	9082	9099	9115	9131	9147	9162	9177
1,4	0,	9192	9207	9222	9236	9251	9265	9278	9292	9306	9319
1,5	0,	9332	9345	9357	9370	9382	9394	9406	9418	9429	9441
1,6	0,	9452	9463	9474	9484	9495	9505	9515	9525	9535	9545
1,7	0,	9554	9564	9573	9582	9591	9599	9608	9616	9625	9633
1,8	0,	9641	9648	9656	9664	9671	9678	9686	9693	9699	9706
1,9	0,	9713	9719	9726	9732	9738	9744	9750	9756	9761	9767
2,0	0,	9772	9778	9783	9788	9793	9798	9803	9808	9812	9817
2,1	0,	9821	9826	9830	9834	9838	9842	9846	9850	9854	9857
2,2	0,	9891	9864	9868	9871	9874	9878	9881	9884	9887	9899
2,3	0,	9893	9896	9898	9901	9904	9906	9909	9911	9913	9916
2,4	0,	9918	9920	9922	9924	9926	9928	9930	9932	9934	9936

Додаток 3
Значення квантилей нормального розподілу

α	U_α	α	U_α	α	U_α
0,50	0,000	0,70	0,524	0,90	1,282
0,55	0,126	0,75	0,674	0,95	1,645
0,60	0,253	0,80	0,842	0,99	2,300
0,65	0,385	0,85	1,036	0,999	3,100

ЗМІСТ

Передмова.....	3
I. Оцінювання і прогнозування надійності	4
1. Оцінювання надійності за результатами повних випробувань	4
2. Оцінювання надійності за результатами цензурованих випробувань ..	11
3. Статистичне прогнозування надійності деталей, що зношуються	19
4. Індивідуальний прогноз довговічності за результатами вимірювання зносу	24
5. Прогнозування втомної довговічності деталей	29
6. Оптимізація забезпечення надійності при ремонті та технічному обслуговуванні	34
7. Забезпечення машин запасними частинами	42
8. Оцінювання і забезпечення надійності резервованих систем	46
II. Випробування та контроль надійності	56
1. Стенди для ресурсних випробувань	56
2. Стендові навантажувальні пристрої.....	60
3. Випробування карданних шарнірів та передач	65
4. Випробування на надійність елементів трансмісії	69
5. Планування випробувань з багатоступневими режимами навантаження.....	73
6. Скорочені контрольні випробування з прогнозування за параметром .	77
7. Контроль надійності за технологічними параметрами на основі моделювання.....	83
8. Прискорені випробування на знос	88
9. Прискорені випробування на втомну довговічність	95
III. Галузеві стандарти України з надійності.....	101
1. Випробування сільськогосподарської техніки методи визначення показників механічної надійності	101
2. Загальні правила задання вимог при нормуванні надійності	114
3. Оцінювання показників надійності при скорочених ресурсних випробуваннях.....	126
Література.....	136
Додатки	138

Навчальне видання

Гринченко Олександр Степанович,
Кухтов Валерій Георгійович,
Алфьоров Олексій Ігорович,
Савченко Володимир Борисович,
Калінін Євген Іванович,
Іванов Володимир Іванович,
Юр'єва Ганна Пантеліївна

Надійність машин Практикум

За редакцією професорів
Гринченка О.С. та Кухтова В.Г.

Редактор: Гринченко О.С.
Технічний редактор: Калінін Є.І.
Комп'ютерний набір: Благутіна Л.В.
Комп'ютерна верстка: Юр'єва Г.П.

ТОВ «Планета-Принт»
61002 м.Харків, вул. Багалия 16
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:
серія ДК №4568 від 17.06.2013р.



Підписано до друку 03.05.2018р. Формат 60x84/16
Папір офсетний. Друк різнографія. Ум.друк.арк. 8,25
Зам. 14/052018 Наклад 300 прим.
Друк ФОП Заночкин Д.Л.
м. Харків, вул. Плеханівська, 16