

УДК 62-192(075)

ПРОГНОЗУВАННЯ І ОЦІНКА ПОКАЗНИКІВ НАДІЙНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ МАШИН ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ БАГАТОРЕЖИМНИХ ВИПРОБУВАНЬ

О. І. Алфьоров

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція автора: alfogor@i.ua.

Історія статті: отримано – листопад 2020, акцептовано – грудень 2020.

Бібл. 12, рис. 4, табл. 2.

Анотація. Обґрунтовано використання комбінованих ресурсних випробувань при оцінці показників надійності елементів технічних систем, що забезпечують відсутність спотворення фізичної картини експлуатаційної відмови. Наведено приклад визначення середнього ресурсу вакуумного насосу доїльного агрегату з використанням лінійної гіпотези підсумовування механічних пошкоджень. Наведено режими комбінованого навантаження насоса.

Визначено деформації лопатки при різних циклах навантаження за деградаційним фактором накопичення пошкоджень полімерної крильчатки насоса в наслідок повзучості.

Отримана точкова оцінка середнього експлуатаційного ресурсу крильчатки, яка склала $T_c = 109,11$ тис. год.

Доведено, що метод проведення прискорених визначальних випробувань елементів машин на надійність в граничних комбінованих режимах має універсальний характер і є більш ефективним щодо достовірності отриманих результатів.

Ключові слова: надійність, прискорені випробування, вакуумний насос, доїльна установка, повзучість.

Постановка проблеми

Прискорена оцінка рівня механічної надійності машини і її елементів ґрунтується на результатах випробувань. Проведення випробувань повинно перш за все розглядатися як необхідний етап експериментального оцінювання надійності.

Ресурсними називають випробування, метою яких є визначення або контроль показників довговічності виробів: середнього і гамма-відсоткового ресурсу, характеристик розподілу ресурсу. Враховуючи, що показники довговічності елементів машини визначають, в кінцевому рахунку, і її безвідмовність, ресурсні випробування можна вважати одним з основних видів випробувань на надійність [1-4].

Випробування машин на надійність в порівнянні з іншими видами випробувань найбільш тривалі, складні і трудомісткі. Тому особливо важливо

раціонально проводити такі випробування, а також ефективно використовувати результати комплексу різних видів випробувань.

Ефективність робіт по забезпеченню надійності машин і їх елементів безпосереднім чином залежить від термінів проведення та можливості прискорення оцінки показників за результатами випробувань.

Ущільнені випробування можуть бути двох типів: випробування в еквівалентному режимі і граничні випробування. Під еквівалентним експлуатаційному режимом слід розуміти режим випробувань при таких значеннях факторів, коли інтенсивність накопичення пошкоджень, в середньому така ж, як і при використанні об'єкту в типових (нормативних) експлуатаційних умовах.

Аналіз останніх досліджень

Граничний режим може бути реалізований шляхом усічення спектра експлуатаційних навантажень [1, 5-7] і відтворення тільки тієї його частини, яка призводить до інтенсивного накопичення втомних пошкоджень (рис. 1).

При граничному режимі випробувань жоден з факторів не повинен виходити за межі діапазону свого розсіювання в умовах експлуатації. Крім того, не повинні відтворюватися такі поєднання чинників, які в принципі не можуть мати місце в реальних умовах.

Проведення випробувань, як в еквівалентному, так і в граничному режимах гарантує, що не відбудеться спотворення фізичної картини експлуатаційної відмови.

Режими випробувань, при яких інтенсивність процесів ушкодження перевищує максимально можливу величину, що досягається в умовах експлуатації, називаються посиленими (форсованими). До посилених режимів доводиться вдаватися в тих випадках, коли ущільнені випробування не дозволяють отримати необхідний ступінь прискорення. При використанні посилених режимів з'являється ризик порушення фізики процесів ушкодження.

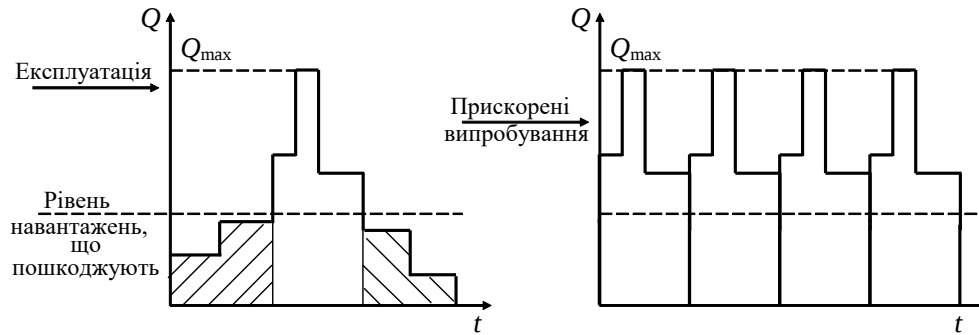


Рис. 1. Схема усічення спектра експлуатаційних навантажень при випробуваннях.

Fig. 1. Scheme of truncation of the spectrum of operating loads during tests.

Необхідно враховувати, що кожен процес руйнування має свою критичну область, при переході за межі якої відбуваються його якісні зміни. Перефорсування режиму може знецінити результати випробувань і привести до помилкових висновків.

Більш висока ймовірність прискореної оцінки середнього експлуатаційного ресурсу може бути досягнута, якщо проводити прискорені випробування в комбінованому режимі. У цьому випадку одну частину ресурсу об'єкт зазвичай виробляє в режимі, еквівалентному нормальному експлуатаційному, а другу частину, з метою прискорення випробувань - в посиленому. Однією з переваг такого підходу є можливість використання в якості зразків деталей і агрегатів, які відпрацювали певний час в реальних експлуатаційних умовах з подальшим доведенням їх до граничного стану на стенді.

При проведенні випробувань одного об'єкта в декількох режимах необхідно фіксувати

напрацювання в кожному з режимів і враховувати цю інформацію при аналізі результатів випробувань.

Використовуючи широко поширену [1, 4, 5-7] лінійну гіпотезу підсумовування механічних пошкоджень, можна записати умову настання відмови в вигляді:

$$\frac{t_1}{T_1} + \frac{t_2}{T_2} + \dots + \frac{t_k}{T_k} = 1, \quad (1)$$

де t_j – частина середнього ресурсу, вироблена в j -му режимі;

T_j – середній ресурс об'єкта при роботі тільки в j -му режимі.

При цьому $\bar{T}_c = \bar{t}_e + \bar{t}_n$ – середній ресурс об'єкта при випробуваннях в комбінованому режимі, величина якого перебуває в інтервалі: $T_n < \bar{T}_c < T_e$. В системі координат $\bar{t}_e$ та $\bar{t}_n$ вираз (1), вочевидь, є рівнянням прямої в відрізках (рис. 2).

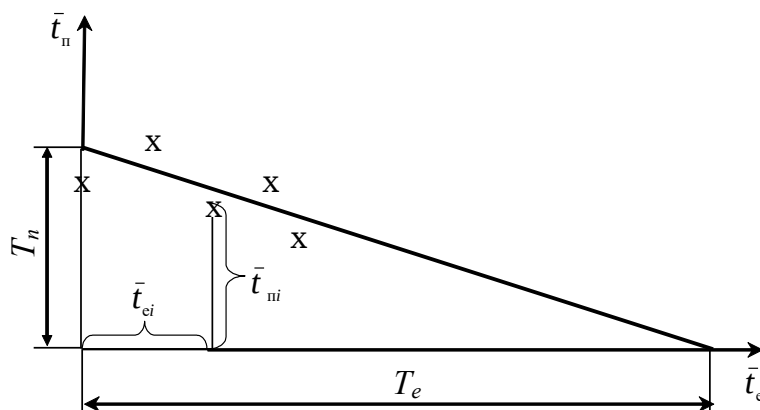


Рис. 2. Схема оцінки ресурсу за лінійної моделі пошкоджуваності.

Fig. 2. Resource estimation scheme for a linear model of damage.

Використовуючи позначення $\lambda_e = \frac{1}{T_e}$ і $\lambda_n = \frac{1}{T_n}$,

вираз (1) можна записати у вигляді:

$$\lambda_e \cdot t_e + \lambda_n \cdot t_n = 1. \quad (2)$$

Склавши суму квадратів відхилень експериментальних даних від залежності (2):

$$S = \sum_{i=1}^n (\lambda_e \cdot t_{ei} + \lambda_n \cdot t_{ni} - 1)^2$$

визначають параметри λ_e і λ_n з умов мінімуму величини S :

$$\frac{\partial S}{\partial \lambda_e} = 0 \text{ та } \frac{\partial S}{\partial \lambda_n} = 0.$$

Отримують систему рівнянь:

$$\lambda_e \sum_{i=1}^n t_{ei}^2 + \lambda_n \sum_{i=1}^n t_{ni} t_{ei} = \sum_{i=1}^n t_{ei},$$

$$\lambda_e \sum_{i=1}^n t_{ni} t_{ei} + \lambda_n \sum_{i=1}^n t_{ni}^2 = \sum_{i=1}^n t_{ni},$$

рішення якої, дозволяє визначити середній ресурс об'єкта в експлуатаційному і посиленому режимах за формулами:

$$T_e = \frac{\sum_{i=1}^n t_{ei}^2 \sum_{i=1}^n t_{ni}^2 - \left(\sum_{i=1}^n t_{ni} t_{ei} \right)^2}{\sum_{i=1}^n t_{ei} \sum_{i=1}^n t_{ni}^2 - \sum_{i=1}^n t_{ni} \sum_{i=1}^n t_{ei} t_{ni}}; \quad (3)$$

$$T_n = \frac{\sum_{i=1}^n t_{ei}^2 \sum_{i=1}^n t_{ni}^2 - \left(\sum_{i=1}^n t_{ni} t_{ei} \right)^2}{\sum_{i=1}^n t_{ni} \sum_{i=1}^n t_{ei}^2 - \sum_{i=1}^n t_{ei} \sum_{i=1}^n t_{ni} t_{ei}}.$$

Зі схеми на рис. 2 видно, що оцінювання середнього ресурсу фактично проводиться шляхом, при якому екстраполяція лінійного регресійного рівняння пошкоджуваності (1) здійснюється з напрацювання в експлуатаційному режимі на інтервал від $\max \bar{t}_{ei}$ до T_e . Обумовлена екстраполяцією абсолютна похибка оцінювання середнього ресурсу зі збільшенням цього інтервалу зростає. При високому ступені жорсткості режиму випробувань і, як наслідок, величині відношення T_e / T_n , інтервал екстраполяції може багаторазово перевищити величину інтервалу напрацювання t_e , в якому проводилися випробування (від нуля до $\max \bar{t}_{ei}$), що негативно позначиться на точності оцінки середнього ресурсу T_e .

Мета досліджень

Метою роботи є побудова моделі оцінки надійності за результатами багаторежимних випробувань елементів сільськогосподарської техніки.

Результати досліджень

Як приклад розглянемо варіант прискорених ресурсних випробувань водокільцевого вакуумного насоса доїльного агрегату. Деградаційним фактором накопичення пошкоджень була повзучість полімерної крильчатки насоса, внаслідок якої вироблявся мінімальний зазор між корпусом насоса і крильчаткою, що могло стати причиною заклинювання.

На зменшення мінімального зазору між крильчаткою і корпусом насоса впливає лімітуюча ресурс, радіальна складова деформації лопатки. Як можна бачити з графіка на (рис. 3) процес повзучості поліпропілену, використовуваного для виготовлення крильчатки, описується ступеневою функцією, яка має вигляд:

$$l = a \cdot t^v, \quad (4)$$

де l - радіальна складова деформації повзучості лопатки, мм; a - постійний коефіцієнт; t - напрацювання, год.; v - показник ступеня.

Аналіз залежності деформації повзучості від напрацювання (рис. 3) дозволив визначити параметри виразу (4), яке для деформації повзучості поліпропіленової крильчатки має вигляд:

$$l = 0,018 \cdot t^{0,37}.$$

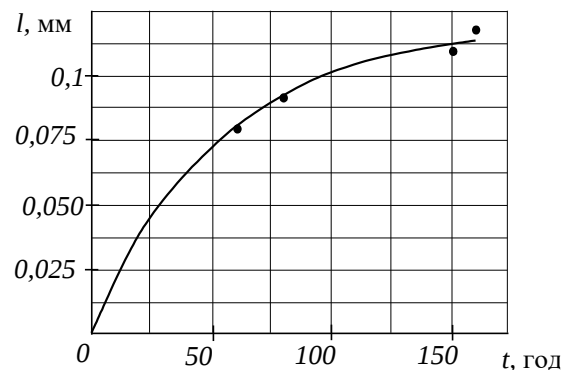


Рис. 3. Графік залежності деформації

повзучості від напрацювання.

Fig. 3. Graph of the dependence of creep deformation on operating time.

Проведення прискорених комбінованих випробувань з контролем величини деформаційного пошкодження крильчатки водокільцевого вакуумного насоса внаслідок повзучості поліпропілену здійснювалося на чотирьох зразках крильчатки [8, 9]. Була обрана двоступенева система навантаження для кожного випробуваного зразка. Режими навантаження відповідали експлуатаційного – рівень вакууму 53% (47 кПа залишкове тиск) і жорсткість – рівень вакууму 85% (15 кПа залишковий тиск) режимам роботи насоса [10-12].

Таблиця 1. Режими комбінованого навантаження.

Table 1. Modes of the combined loading.

№ крильчатки	1	2	3	4
α_1 - частка часу роботи крильчатки в посиленому режимі навантаження	1	0,47	0,333	0,25
α_2 - частка часу роботи крильчатки в експлуатаційному режимі навантаження	0	0,53	0,667	0,75
Загальний час навантаження, год.	80	170	150	160

Результати випробувань поліпропіленових крильчаток водокільцевого вакуумного насоса за визначенням величини залишкових деформацій внаслідок повзучості поліпропілену, а також дані для побудови лінійної регресійної моделі пошкоджуваності наведені в табл. 2, де t_n , t_e – складові ресурсу, вироблені в жорсткість і експлуатаційному режимах випробувань відповідно;

τ_{pi} , τ_{ei} – складові напрацювання i -ої лопатки в жорсткому і експлуатаційному режимах випробувань відповідно. Зв'язок між t_{pi} , t_e і τ_{pi} , τ_e визначалася залежностями [9]:

$$t_{pi} = \frac{\tau_{pi}}{\left(\frac{l_i}{\delta}\right) \cdot \bar{l}^{1/\nu-1}}; \quad t_e = \frac{\tau_e}{\left(\frac{l_i}{\delta}\right) \cdot \bar{l}^{1/\nu-1}}, \quad (5)$$

де, $\bar{l} = \frac{\sum_{i=1}^n l_i}{n}$, $\nu = 0,37$, $\delta = 1$ мм, l_i – радіальна складова деформації повзучості i -ої лопатки, мм.

Для побудови лінійної регресійної моделі пошкоджуваності крильчатки скористаємося даними таблиці 2, згідно з якою з виразу (3) отримаємо:

$$T_e = \frac{1224814569,5 \cdot 3605591174 - 5568249035^2}{431496 \cdot 3605591174 - 257750 \cdot 5568249035} = 109107 \text{ год.},$$

$$T_n = \frac{1224814569,5 \cdot 3605591174 - 3605591174^2}{257750 \cdot 1224814569,5 - 431496 \cdot 5568249035} = 17442 \text{ год.}$$

Таблиця 2. Радіальна складова деформації лопатки при різних циклах навантаження.

Table 2. Radial component of the deformation of the blade at different load cycles.

№ крильчатки	№ лопатки	τ_{pi} , ГОД	τ_e , ГОД	l_i , ММ	t_{pi} , ГОД	t_e , ГОД
1	1	80	-	0,185	13500,63	0
	2	80	-	0,148	16875,79	0
	3	80	-	0,15	16650,78	0
2	4	80	90	0,188	13285,19	14945,84
	5	80	90	0,172	14521,03	16336,16
	6	80	90	0,154	16218,29	18245,58
	7	80	90	0,142	17588,85	19787,46
3	8	50	100	0,109	14321,2	28642,39
	9	50	100	0,11	14191	28382,01
	10	50	100	0,095	16431,69	32863,38
	11	50	100	0,123	12691,14	25382,28
	12	50	100	0,115	13574	27148,01
	13	50	100	0,112	13937,59	27875,19
4	14	40	120	0,113	11051,4	33154,2
	15	40	120	0,138	9049,336	27148,01
	16	40	120	0,119	10494,19	31482,56
	17	40	120	0,113	11051,4	33154,2
	18	40	120	0,109	11456,96	34370,87
	19	40	120	0,115	10859,2	32577,61

Отже, використовуючи результати випробувань, отримана точкова оцінка середнього експлуатаційного ресурсу крильчатки, яка склала $T_e = 109,11$ тис. год.

при значенні мінімального зазору між крильчаткою і корпусом насоса $\delta = 1$ мм.

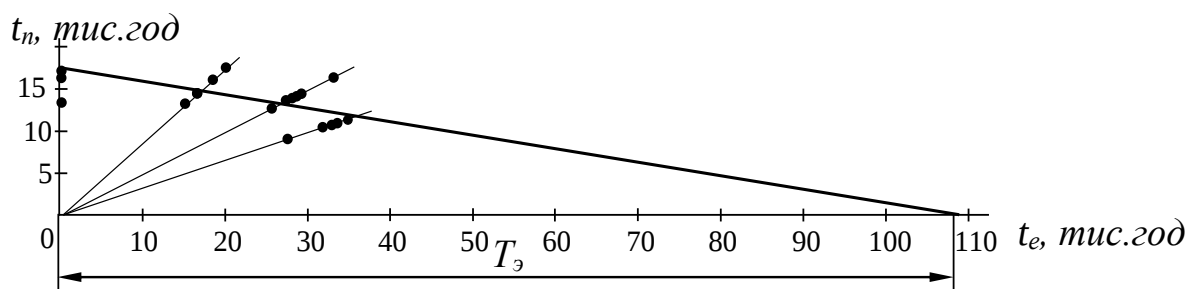


Рис. 4. Графік лінійної регресійної моделі пошкоджуваності крильчатки.

Fig. 4. Graph of a linear regression model of impeller damage.

На рис. 4 показана лінійна регресійна модель пошкоджуваності крильчатки, на якій точками відображені значення залишкової деформації повзучості.

Висновки

1. Метод проведення прискорених визначальних випробувань елементів машин на надійність в граничних комбінованих режимах має універсальний характер і є більш ефективним щодо достовірності отриманих результатів. Він дозволяє при

прогнозуванні показників довговічності за результатами випробувань застосовувати чіткий статистичний алгоритм, який не передбачає використання заздалегідь відомих коефіцієнтів прискорення випробувань.

2. При цьому експлуатаційна довговічність оцінюється тільки за результатами випробувань, а прискорення досягається за рахунок часткового застосування жорсткого режиму навантаження.

3. У цьому випадку прогноз середнього експлуатаційного ресурсу заснований на використанні лінійної моделі накопичення (підсумовування) механічних пошкоджень, стосовно якої в статті запропоновані варіанти проведення випробувань і оцінки ресурсних показників за даними, отриманими при комбінованих режимах навантаження елементів вакуумної системи дойльного агрегату.

Список літератури

1. Гринченко А. С. Механическая надежность мобильных машин: Оценка, моделирование, контроль. Харків. Віровець А. П. «Апостроф». 2012. 259 с.
2. Rogovskii I. L. Probability of preventing loss of efficiency of agricultural machinery during exploitation. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 258. С. 399-407.
3. Бойко А. І., Новицький А. В., Мельник В. І., Ружило З. В., Карабиньох С. С. Аналіз системних методів розрахунку надійності машин та обладнання. Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. Харків. 2003. Вип. 15. С. 129-134.
4. Погорельий Л. В., Анилович В. Я. Испытания сельскохозяйственной техники: научно-методические основы и прогнозирования надежности сельскохозяйственных машин. Київ. Фенікс, 2004. 208 с.
5. Коллинз Дж. Повреждение материалов в конструкциях. Анализ, предсказание, предотвращение. Москва. Мир. 1984. 624 с.
6. Кобаев В. П., Дроздов Ю. Н. Прочность и износостойкость деталей машин. Москва. Высшая школа. 1991. 318 с.
7. Гринченко А. С. Методы проведения и анализ результатов ускоренных испытаний при комбинированных режимах нагружения. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2005. Вип. 41. С. 404-414.
8. Алферов А. И. Исследование процесса повреждаемости крыльчатки водокольцевого вакуумного насоса доильного агрегата. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2007. Вип. 51. С. 246-252.
9. Гринченко А. С., Савченко В. Б., Алферов А. И. Интервальное оценивание долговечности крыльчатки вакуумного насоса на основе ресурсных испытаний. Вісник Харківського національного технічного

університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2007. Вип. 62. С. 20-25.

10. Ревенко І. І., Брагінець М. В., Ребенко В. І. Машини та обладнання для тваринництва. Київ. Кондор. 2008. 730 с.

11. Ужик В. Ф., Прокофьев В. В., Назин А. А. Теоретические основы работы доильного аппарата с управляемым режимом доения. Научно-технические проблемы механизации и автоматизации животноводства. Подольск. 2003. Т. 12. Ч. 1. С. 218-223.

12. Hrynkiv A., Rogovskii I., Aulin V., Lysenko S., Titova L., Zagurskiy O., Kolosok I. Development of a system for determining the informativeness of the diagnosing parameters of the cylinder-piston group of the diesel engines in operation. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2020. Vol. 3(105). P. 19-29.

References

1. Grinchenko A. S. (2012). Mechanical reliability of mobile machines: Evaluation, modeling, control. Kharkiv. Virovets AP "Apostrophe". 259.
2. Rogovskii I. L. (2017). Probability of preventing loss of efficiency of agricultural machinery during exploitation. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 258. 399-407.
3. Boyko A. I., Novitsky A. V., Melnik V. I., Ruzhulo Z. V., Karabinyosh S. S. (2003). Analysis of system methods for calculating the reliability of machinery and equipment. Bulletin of Kharkiv State Technical University of Agriculture. Kharkiv. 15. 129-134.
4. Pogorely L. V., Anilovich V. Ya. (2004). Tests of agricultural machinery: scientific and methodological bases and forecasting the reliability of agricultural machinery. Kyiv. Phoenix. 208.
5. Collins J. (1984). Damage to materials in structures. Analysis, prediction, prevention. Moscow. Mir. 624.
6. Kogaev V. P., Drozdov Y. N. (1991). Durability and wear resistance of machine parts. Moscow. Higher school. 318.
7. Grinchenko A. S. (2005). Methods and analysis of the results of accelerated tests under combined loading modes. Bulletin of the Petro Vasylenko Kharkiv National Technical University of Agriculture. Kharkiv. 41. 404-414.
8. Alforyov A. I. (2007). Investigation of the process of damage to the impeller of the water ring vacuum pump of the milking unit. Bulletin of the Petro Vasylenko Kharkiv National Technical University of Agriculture. Kharkiv. 51. 246-252.
9. Grinchenko A. S., Savchenko V. B., Alforyov A. I. (2007). Interval evaluation of the durability of the impeller of a vacuum pump based on resource tests. Bulletin of the Petro Vasylenko Kharkiv National Technical University of Agriculture. Kharkiv. 62. 20-25.
10. Revenko I. I., Braginets M. V., Rebenko V. I. (2008). Machinery and equipment for animal husbandry. Kyiv. Kondor. 730.
11. Uzhik V. F., Prokofiev V. V., Nazin A. A. (2003). Theoretical bases of operation of the milking machine with

the controlled mode of milking. Scientific and technical problems of mechanization and automation of animal husbandry. Podolsk. 12(1). 218-223.

12. Hryniv A., Rogovskii I., Aulin V., Lysenko S., Titova L., Zagurskiy O., Kolosok I. (2020). Development of a system for determining the informativeness of the diagnosing parameters of the cylinder-piston group of the diesel engines in operation. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 3(105). 19-29.

Key words: reliability, accelerated testing, vacuum pump, milking machine, creep.

О. И. Алфёров ORCID 0000-0002-0357-3141.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ И ОЦЕНКА ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ МАШИН ПО РЕЗУЛЬТАТАМ МНОГОРЕЖИМНЫХ ИСПЫТАНИЙ

А. И. Алфёров

Аннотация. Обосновано использование комбинированных ресурсных испытаний при оценке показателей надежности элементов технических систем, обеспечивающих отсутствие искажения физической картины эксплуатационного отказа. Приведен пример определения среднего ресурса вакуумного насоса доильного агрегата с использованием линейной гипотезы суммирования механических повреждений. Приведены режимы комбинированного нагружения насоса.

Определены деформации лопасти при различных циклах нагрузки при накоплении повреждений ползучести полимерной крыльчатки насоса.

Полученная точечная оценка среднего эксплуатационного ресурса крыльчатки, которая составила $T_e = 109,11$ тыс. ч.

Доказано, что метод проведения ускоренных определяющих испытаний элементов машин на надежность в предельных комбинированных режимах имеет универсальный характер и является более эффективным в достоверности полученных результатов.

Ключевые слова: надежность, ускоренные испытания, вакуумный насос, доильная установка, ползучесть.

PREDICTION AND EVALUATION OF RELIABILITY INDICATORS OF MACHINE ELEMENTS BY RESULTS OF MULTI-MODE TESTS

O. I. Alfeyorov

Abstract. The use of combined life tests in assessing the reliability indicators of the elements of technical systems, ensuring the absence of distortion of the physical picture of an operational failure, is substantiated. An example of determining the average life of a vacuum pump of a milking unit using the linear hypothesis of summation of mechanical damage is given. The modes of combined pump loading are given.

Deformations of the blade are determined at different load cycles with the accumulation of creep damage to the polymer impeller of the pump.

The obtained point estimate of the average service life of the impeller, which was $T_e = 109.11$ thousand hours.

It is proved that the method of conducting accelerated defining tests of machine elements for reliability in extreme combined modes has a universal character and is more effective in the reliability of the results obtained.