

О.В. БЕРЕСТНЕВ, Ю.Л. СОЛИТЕРМАН, А.М. ГОМАН Минск,
Беларусь, ИМИНМАШ НАН Беларуси

**ПРОГНОЗИРОВАНИЕ НАДЕЖНОСТИ МЕХАНИЧЕСКИХ
ТРАНСМИССИЙ С УЧЕТОМ ВЗАИМНОЙ
КОРРЕЛИРОВАННОСТИ ОТКАЗОВ ЭЛЕМЕНТОВ**

It is known that the most of mechanical transmissions in theory of reliability are represented as a series connection of their elements. The character of dependency between element failures determines the reliability evaluation of transmission. In present paper the original method of reliability evaluation taking into account the correlation dependencies between element failures is proposed. As example the results of reliability prediction for intermediate shaft with gear wheels and bearings as an assembly of truck axle reducer are drawn.

Для прогнозирования показателей надежности деталей и агрегатов трансмиссии, прежде всего вероятности безотказной работы R , для определенного ресурса (длительности эксплуатации) с доверительной вероятностью, отвечающей современным требованиям, необходимо решение следующих основных задач:

- определение характерных условий эксплуатации трансмиссий;
- прогнозирование расчетных нагрузок в трансмиссии с учетом динамических составляющих при эксплуатации в этих условиях;
- определение превалирующих видов отказов основных элементов и деталей трансмиссий;
- прогнозирование надежности типовых деталей трансмиссии (зубчатых колес, подшипников, валов и т.п.);
- прогнозирование надежности сборочных единиц и трансмиссии в целом.

Накопленный в ИМИНМАШе опыт [1...4] позволяет успешно решать перечисленные выше задачи. Более того, разработанные методы и их реализация в виде компьютерных пакетов программ широко апробированы в

практике проектирования самоходных машин различного назначения и постоянно корректируются с учетом полученных данных реальной эксплуатационной надежности спроектированных конструкций. При этом наибольший интерес в научном плане представляет дальнейшее усовершенствование методов прогнозирования надежности сборочных единиц и трансмиссии в целом с учетом корреляционных связей между отказами их отдельных элементов и деталей.

При отсутствии разделения потока мощности и наличия дублирующих элементов, что характерно для большинства сборочных единиц трансмиссии, структурная схема надежности сборочной единицы может быть представлена в виде цепи последовательного соединения её элементов. Нижняя граница надежности системы с последовательным соединением, определяемая из условия независимости отказов элементов, выражается формулой

$$R_{\min} = \prod_{i=1}^n R_i, \quad (1)$$

где n - число элементов, R_i - вероятность безотказной работы i -го элемента.

Верхняя граница надежности такой системы определяется по условиям полной функциональной зависимости между отказами элементов и оценивается по надежности R_i элемента, обладающего минимальной вероятностью безотказной работы:

$$R_{\max} = \min R_i \quad (2)$$

Рассмотренные нижняя и верхняя граница надежности механической сборочной единицы соответствуют упрощенным идеализированным подходам и для сложных систем дают весьма широкий интервал значений прогнозируемой надежности. Реальные отказы элементов системы являются частично коррелированными. Неизбежное наличие взаимозависимости между отдельными видами отказов определяется следующими основными обстоятельствами: общим внешним нагрузочным режимом для нескольких элементов системы, влиянием проявления повреждений одной из деталей,

приводящих к одному или нескольким видам ее отказов, на ускоренное развитие повреждений других. В работах [4, 6...9] предложен методологический подход прогнозирования надежности системы с последовательно соединенными элементами при дополнительном использовании линейной аппроксимации между верхней и нижней границами надежности системы. Применительно к надежности механической сборочной единицы по постепенным усталостным отказам расчетная формула предложена в виде:

$$R = R_{\min} + (R_{\max} - R_{\min}) \bar{K}. \quad (3)$$

Входящее в (3) среднее значение коэффициента корреляции \bar{K} между отказами элементов системы определяется выражением:

$$\bar{K} = \frac{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n K_{ij}}{n(n-1)}, \quad i \neq j, \quad (4)$$

где коэффициенты парной корреляции K_{ij} образуют корреляционную матрицу между величинами вероятностей безотказной работы элементов системы по усталостным отказам. Указанная симметричная корреляционная матрица имеет вид:

$$M = \begin{pmatrix} 1 & K_{12} & \dots & K_{1 \overline{n-1}} & K_{1n} \\ K_{21} & 1 & \dots & K_{2 \overline{n-1}} & K_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ K_{\overline{n-1} 1} & K_{\overline{n-1} 2} & \dots & 1 & K_{\overline{n-1} n} \\ K_{n1} & K_{n2} & \dots & K_{n \overline{n-1}} & 1 \end{pmatrix} \quad (5)$$

В настоящей работе предлагается численный метод определения указанных коэффициентов парной корреляции и среднего для системы значения коэффициента корреляции. Известно, что для случайных дискретных величин X и Y коэффициент парной корреляции определяется выражением

$$K_{X,Y} = \frac{\text{cov}(X,Y)}{\sigma_x \sigma_y}, \quad (6)$$

где ковариация вычисляется по формуле:

$$\text{cov}(X,Y) = \lim_{m \rightarrow \infty} \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^m (X_i - \bar{X})(Y_j - \bar{Y}) p_{ij}, \quad (7)$$

$\sigma_x \sigma_y$ - средние квадратические отклонения; \bar{X}, \bar{Y} - средние значения случайных величин; p_{ij} - вероятность $P\{X = X_i \text{ и } Y = Y_j\}$.

Для определения эмпирических значений коэффициентов парной корреляции между отдельными видами отказов используются получаемые расчетные значения вероятности безотказной работы по развитию характерных видов усталостных отказов основных типовых элементов сборочной единицы в функции эксплуатационной наработки. Такой подход позволяет учесть взаимозависимости между характерными видами отказов, обусловленные общим режимом нагружения рассматриваемой системы.

В качестве примера рассмотрим прогнозирование надежности распространенной конструкции реального сборочного узла промежуточного вала редуктора ведущего моста с двойной центральной передачей для грузового автомобиля. Рассматриваемая сборочная единица (в дальнейшем вал в сборе) включает следующие детали (рис.1): 1 - подшипник левый, 2 - ведомое коническое колесо, 3 - ведущая цилиндрическая шестерня, 4 - подшипник правый, 5 - вал. Результаты прогнозирования надежности отдельных деталей рассматриваемого сборочного узла (вала в сборе) представлены в таблице 1, в которой использованы следующие обозначения: S , км - расчетный пробег автомобиля с анализируемой сборочной единицей в км; R_{2F} , R_{3F} - вероятности безотказной работы по изгибной выносливости зубьев ведомого конического зубчатого колеса и ведущей цилиндрической шестерни; R_{2H} , R_{3H} - вероятности безотказной работы по контактной выносливости зубьев ведомого конического зубчатого колеса и ведущей цилиндрической шестерни; R_1 , R_4 - вероятности безотказной работы по

контактной выносливости левого и правого подшипников; R_5 - вероятность безотказной работы по сопротивлению кручению вала.

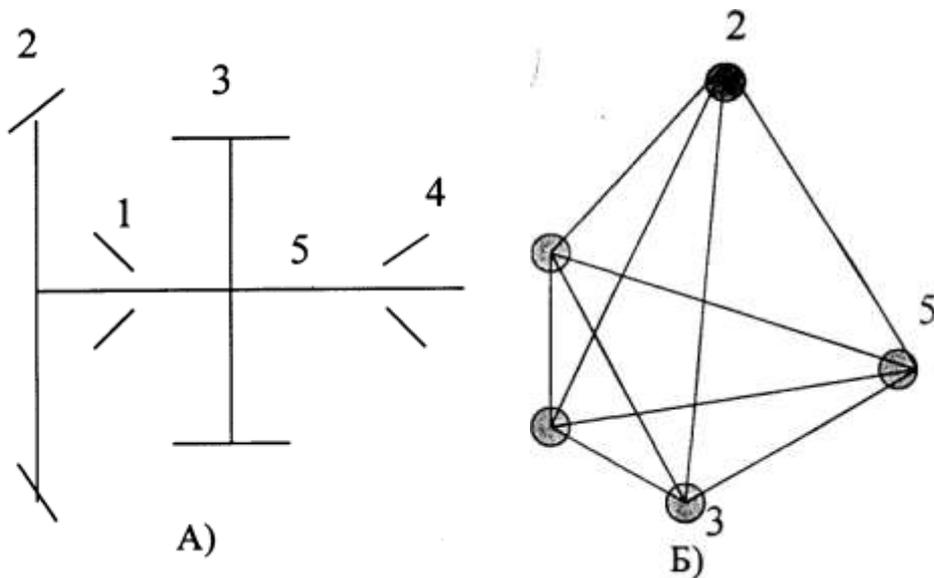


Рис. 1 Кинематическая схема (А) и граф надежности (Б) промежуточного вала редуктора ведущего моста грузового автомобиля

Таблица 1 Результаты прогнозирования надежности по усталостным отказам вала с шестернями и подшипниками в сборе

$S, км$	R_{2F}	R_{2H}	R_{3F}	R_{3H}	R_1	R_4	R_5	R_{min}	R_{max}	R_{cor}
220 000	0.9999	0.9999	0.8559	0.9612	0.9999	0.9999	0.9999	0.8227	0.8559	0.8461
300 000	0.9999	0.9999	0.7792	0.8400	0.9999	0.9999	0.9999	0.6545	0.7792	0.7424
400 000	0.9999	0.9999	0.6906	0.6100	0.9999	0.9899	0.9999	0.4170	0.6100	0.5531
500 000	0.9999	0.9999	0.6130	0.3916	0.9999	0.9894	0.9999	0.2375	0.3916	0.3462
600 000	0.9999	0.9999	0.5458	0.2332	0.9999	0.9874	0.9999	0.1257	0.2332	0.2015
700 000	0.9999	0.9999	0.4878	0.1332	0.9999	0.9820	0.9999	0.0638	0.1332	0.1127
800 000	0.9999	0.9998	0.4378	0.0745	0.9999	0.9710	0.9999	0.0325	0.0745	0.0621
900 000	0.9999	0.9994	0.3945	0.0413	0.9999	0.9526	0.9999	0.0155	0.0413	0.0337
1000 000	0.9999	0.9984	0.3568	0.0229	0.9999	0.9258	0.9999	0.0075	0.0229	0.0184
1100 000	0.9999	0.9964	0.3238	0.0127	0.9999	0.8903	0.9999	0.0037	0.0127	0.0100
1200 000	0.9999	0.9930	0.2949	0.0071	0.9999	0.8471	0.9999	0.0018	0.0071	0.0056
1220 000	0.9999	0.9921	0.2895	0.0064	0.9999	0.8376	0.9999	0.0015	0.0064	0.0049

Таблица 2 Корреляционная матрица между отказами элементов сборочной единицы

	R_{2H}	R_{3F}	R_{3H}	R_4
R_{2H}	1,00000	0,65199	0,47974	0,95893
R_{3F}	0,65199	1,00000	0,96955	0,81261
R_{3H}	0,47974	0,96955	1,00000	0,65714
R_4	0,95893	0,81261	0,65714	1,00000

Анализ взятых для примера реальных данных таблицы 1 свидетельствует, что надежность ряда элементов практически близка к единице и не изменяется за рассматриваемый период эксплуатации. Физически это означает, что надежность этих элементов практически не влияет на надежность рассматриваемой системы. В приведенном примере такими свойствами обладают надежность ведомого колеса по изгибной выносливости зубьев R_{2F} , надежность левого подшипника по контактной выносливости R_1 и надежность вала по сопротивлению кручению R_5 . Поэтому, в целях получения реальной корреляционной матрицы, элементы которой можно будет использовать при прогнозировании надежности сборочной единицы, исключим из матрицы строки и столбцы, содержащие корреляционные коэффициенты этих элементов. Коэффициенты модифицированной корреляционной матрицы между отказами элементов сборочной единицы, рассчитанные по программе S-Plus 2000, приведены в таблице 2.

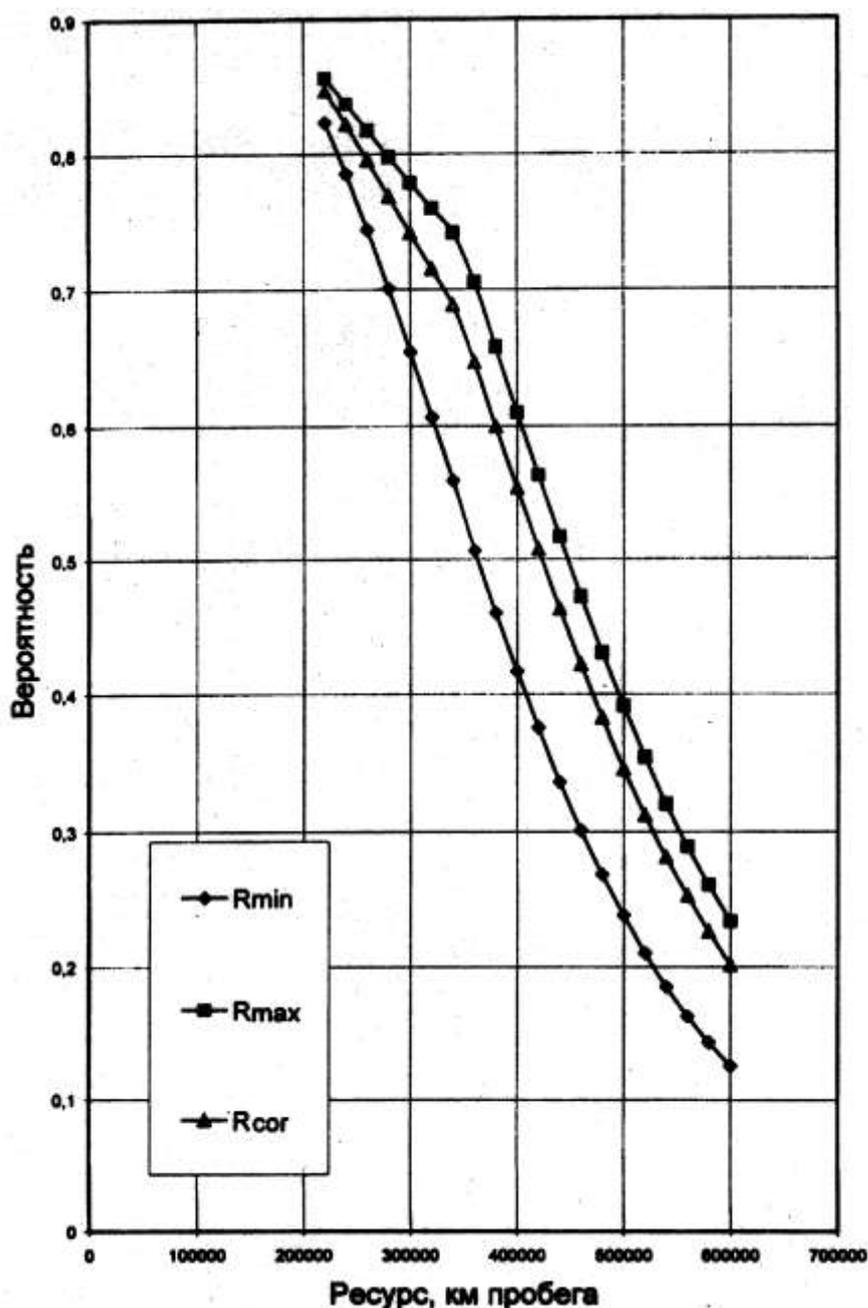


Рис 2. Вероятность безотказной работы вала в сборе

Средний коэффициент корреляции \bar{K} , определяемый по (4), равен $\bar{K} = 2(0,65199 + 0,47974 + 0,95893 + 0,96955 + 0,81261 + 0,65714)/12 = 0,70499$. В таблице 1 приведены также расчетные значения минимальной, максимальной и реально коррелированной надежности рассматриваемой сборочной единицы, определенные по (1)...(3). Графики этих величин в зависимости от ресурса автомобиля в км пробега показаны на рис. 2.

Рекуррентное применение изложенной методики к прогнозированию надежности по усталостным отказам агрегата, состоящего из нескольких

таких сборочных единиц, и трансмиссии, включающей несколько агрегатов, позволяет с приемлемой для практических целей точностью прогнозировать надежность механической трансмиссии и путем выбора рациональных параметров типовых элементов последней обеспечивать требуемые нормы ее надежности.

Список литературы: 1. Солитерман Ю.Л. , Славина Н. Б. Прогнозирование надежности деталей и агрегатов трансмиссий самоходных машин. Мн.: БелНИИНТИ, 1992.-79с. 2. Soliterman Y. L., Goman L. M. Reliability Forecasting of Gear Units with Accounting of Meshing Dynamics/ Proceedings of the 4-th World Congress on Gearing and Power Transmissions. Paris: CNIT, 1999. v.3.pp. 2389-2394. 3. Солитерман Ю.Л. Прогнозирование надежности деталей и агрегатов трансмиссий / Надежность и безопасность технических систем: Тез. Докл. Международной научно-техн. конференции. Мн. 1997 С. 66 -69. 4. Berestnev O. V., Goman A. M., Soliterman Y. L. et al. The Reliability Prognostication of Robot Mechanism Mechanical Drive /Proceedings of the Tenth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms. Oulu, Finland, 1999, v.7. pp. 2741-2746. 5. Berestnev O. V., Soliterman Y. L, Goman A. M., Development of scientific bases of forecasting and reliability in-creasement of mechanisms and machines - one of the key problems of engineering science / Proceedings of the International Symposium on History of Machines and Mechanisms. Cassino, Italy. Dordrecht: Kluver Academic Publishers. The Netherlands. ISBN0-7923-6372-8. pp.325-332.