

НАДЕЖНОСТЬ И РЕСУРСНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТРАНСМИССИЙ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

*Институт надежности машин Национальной Академии Наук
Минск, Беларусь*

Надежность трансмиссии определяется структурной схемой трансмиссии, надежностью ее отдельных элементов, а также корреляционными зависимостями между отказами элементов.

Надежность элементов трансмиссии следует оценивать вероятностью безотказной работы по внезапным отказам вследствие достижения критического состояния и распределением вероятности наработки до отказа вследствие развития усталостных повреждений.

Надежность элемента трансмиссии определяется случайным процессом эксплуатационного режима нагружения, размерами и формой, а также механическими характеристиками материала элемента. Ресурсное проектирование трансмиссий должно обеспечить на стадии проектирования заданные показатели надежности.

Процесс прогнозирования надежности трансмиссий включает следующие основные стадии /1/:

- Построение структурной схемы трансмиссии и определение требований к надежности ее агрегатов и элементов;
- Построение динамической модели системы, выполнение анализа нагруженности и оценка возможных вариантов с целью обеспечения рациональных динамических характеристик;
- Определение вероятностных характеристик надежности и долговечности на основании результатов расчетов и ускоренных испытаний агрегатов и отдельных деталей;
- Определение наиболее эффективных путей повышения надежности элементов, лимитирующих надежность трансмиссии;
- Прогнозирование надежности трансмиссии с учетом взаимной корреляции между отказами их элементов;
- Анализ результатов эксплуатационных испытаний;
- Оценка надежности проектируемой трансмиссии.

Концентрация научных исследований в области надежности машин на приоритетных направлениях ресурсного проектирования позволила за последние десятилетия сформулировать общие принципы, нормы и правила прогнозирования надежности сложных технических систем. Эти нормы и правила регламентированы отраслевыми (AIA, ASTM, CAA, , DOD, MOD, SAE, MP, OCT, PД) национальными (ГОСТ, ANSI, BS, DIN) и международными стандартами (IEC). Первый в СССР стандарт по прогнозированию надежности изделий при проектировании (ГОСТ 27.301-83) был разработан в Институте надежности машин Национальной Академии наук Беларуси.

Принципиальная схема прогнозирования надежности трансмиссии на стадии ресурсного проектирования представлена на рис.1 /1/.

На первом этапе составляется структурная схема надежности трансмиссии, отражающая зависимость надежности всей трансмиссии от надежности ее отдельных аг-

регатов и их элементов с учетом корреляционных зависимостей между отказами. При построении структурной схемы

Исходная информация										
1. Конструкторская документация 2. Банк данных об изделиях-аналогах 3. Результаты испытаний макетов, аналогов, промышленных образцов										
Иерархическая структурная схема надежности трансмиссии, Сигнальный граф, дерево отказов										
Динамическая схема и ее анализ										
Типовая модель эксплуатации и ее вариации										
Оценка надежности элементов трансмиссии										
Зубчатые передачи				Подшипники			Валы		Муфты	
Контактная Выносливость	Изгибная Вынос	Смятие	Излом	Контактная Выносливость	Статическая Прочность	Выносливость	Прочность	Износ	Прочность	
Матрица корреляционных связей между отказами										
Прогнозирование надежности трансмиссии										
Оценка результатов ресурсного проектирования										

Блок-схема прогнозирования надежности изделий при проектировании

надежности используются методы блок-диаграмм, сигнального графа, дерева отказов, анализа видов, последствий и критичности отказов.

На последующем этапе прогнозирующего расчета ставится задача анализа динамических свойств системы и нагруженности ее элементов. Анализ динамических качеств трансмиссии позволяет выработать рекомендации по совершенствованию ее структуры. Исследуемая механическая система на данном этапе представляется в виде идеализированной динамической модели, состоящей из конечного числа сосредоточенных масс и жесткостей. На этом этапе выполняется анализ динамических свойств трансмиссии в целях недопущения или уменьшения опасности возможных резонансных колебаний. Желаемый результат достигается путем изменения структуры, варьирования величинами инерционно-жесткостных параметров элементов, включением в систему дополнительных корректирующих звеньев или принятием принципиально новых конструктивных решений.

Анализ собственных форм колебаний динамической модели трансмиссии позволяет оценить динамические качества возможных вариантов конструкции и выбрать наиболее рациональный еще на стадии проектирования. Критерий выбора имеет вид /1/:

$$H_k = \left(\sum_{\omega_{II} \in G} |q_k^j| \omega_j^2 \right) / \left(\sum_{\omega_I \in G} |q_k^i| \omega_i^2 \right), \quad (1)$$

где

q_k^j, q_k^i - нормированные амплитуды собственных форм,

ω_I, ω_{II} - собственные частоты сопоставляемых вариантов динамических систем,

G - область рабочего диапазона возмущающих частот.

Величина H_k является критерием изменения виброактивности анализируемой динамической системы при переходе от конструктивного варианта I к варианту II .

На этом же этапе осуществляется прогнозирование нагрузочного режима трансмиссии, включающее определение максимальных кратковременных нагрузок, лимитирующих прочность деталей трансмиссии и длительно действующих нагрузок, лимитирующих выносливость деталей.

При ресурсном проектировании нагрузочный режим трансмиссии может быть смоделирован одним из следующих способов:

- Статистической обработкой экспериментальных данных эксплуатационных испытаний модели-прототипа;
- Статистической моделью распределения удельных усилий, полученной на основании анализа эксплуатации машин аналогичного назначения;
- Статистической динамической моделью движения проектируемой машины по совокупности типовых эксплуатационных маршрутов.

Распределение динамических нагрузок в трансмиссии может быть описано нормальным, логарифмически нормальным распределением или распределением экстремальных значений.

Для описания распределения длительно действующих эксплуатационных нагрузок применяются нормальное, логарифмически нормальное или распределение Вейбулла.

Для прогнозирования надежности отдельных деталей используется линейная теория накопления повреждений. За расчетную нагрузку принимается максимальная, а длительность ее воздействия определяется с помощью коэффициента эквивалентного повреждения:

$$K_{eq} = \frac{1}{P_{max}^m} \int_0^{P_{max}} f(p) p^m dp, \quad (2)$$

где

$f(p)$ - плотность распределения удельного усилия P

p^{max} - максимальное значение удельного усилия,

m - показатель наклона кривой усталости.

Случайный характер эксплуатационного режима нагружения может быть описан распределением коэффициента эквивалентного нагружения. Выполненные исследования свидетельствуют, что, в первом приближении, это распределение может быть описано логарифмически-нормальным законом, параметры которого определяются на основании полученных для различных вариаций типовых условий эксплуатации конкретных значений коэффициентов эквивалентного повреждения K_{eq} методом наименьших квадратов [2,3].

Определение вероятностных характеристик надежности и долговечности типовых деталей трансмиссии выполняется по разработанным в ИНДМАШ НАНБ и достаточно апробированным в практике проектирования трансмиссий различного назначе-

ния методам /3,4/. Анализ результатов стендовых испытаний наряду с использованием литературных данных позволил получить распределения пределов выносливости типовых деталей трансмиссии (зубчатых передач, подшипников и валов), изготовленных из различных материалов.

Вероятность безотказной работы детали по отсутствию мгновенных отказов определяется выражением:

$$R = \int_{-\infty}^{+\infty} f_b(\sigma_b) \left[\int_{-\infty}^{\sigma_b} f(\sigma_{mx}) d\sigma_{mx} \right] d\sigma_b, \quad (3) \quad \text{где } f(\sigma_{mx}) - \text{плотность распределения}$$

максимальных расчетных напряжений, учитывающих внешнюю и внутреннюю динамику

$f_b(\sigma_b)$ - плотность распределения предела прочности материала детали.

Распределение наработки детали до отказа T определяется отношением двух распределений случайных величин:

$$T = C_p / C_1, \quad (4)$$

где C_p - распределение ресурса несущей способности детали; C_1 - распределение удельного ресурса, затрачиваемого на единицу наработки

$$C_p = \sigma_R^m N_0, \quad (5)$$

$$C_1 = \sum_{i=1}^n \alpha_i \sigma_{mxi}^m N_{1i} K_{eqi}, \quad (6)$$

σ_R - предел выносливости материала детали;

N_0 - базовое число циклов,

m - показатель наклона кривой усталости для рассматриваемого вида повреждения;

n - число типовых режимов нагружения;

σ_{mxi} - максимальная величина длительно действующего напряжения на i -ом режиме нагружения;

α_i - доля i -го режима нагружения в общем ансамбле нагружения;

N_{1i} - число циклов нагружения на единицу наработки.

Надежность детали оценивается вероятностью безотказной работы по возникновению внезапных отказов и расчетной долговечностью до критического развития постепенных отказов усталостного характера.

Результаты расчетного прогнозирования долговечности дополняются анализом экспериментальных данных ускоренных лабораторных и эксплуатационных испытаний.

При прогнозировании надежности трансмиссии по определяемым значениям надежности ее элементов используются методы структурной надежности систем, такие как метод дерева отказов, метод критических отказов, метод блок-диаграмм и другие.

В частном случае при последовательном соединении элементов надежность трансмиссии определяется выражением:

$$R \approx \prod_{i=1}^n R_i + [\min(R_i) - \prod_{i=1}^n R_i] \tilde{K}, \quad (7)$$

где \tilde{K} - средне взвешенный коэффициент корреляции между условными отказами элементов определяется выражением:

$$\bar{K} = \frac{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n (P_i/P_j)}{n(n-1)}, \quad (8)$$

P_i/P_j при $i \neq j$ - условная вероятность отказа i -го элемента, если отказ j -го элемента имеет место.

Рекуррентное применение выражения (7) позволяет последовательно прогнозировать надежность вала в сборе, агрегата и всей трансмиссии в целом с достаточной для практических целей точностью.

Разработанные в ИНДМАШ НАНБ методы прогнозирования надежности трансмиссий мобильных машин реализованы в виде пакетов программ для ПЭВМ. Методы прошли широкую апробацию при ресурсном проектировании трансмиссий на ряде автомобильных и тракторных заводов СНГ.

Литература. 1. O.V. Berestnev The Prognostication and Reliability Increasing of Drive Mechanisms. Proceedings of Tenth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms. Oulu, Finland, 1999, v.6, pp.2418-2423. 2. O.V. Berestnev, Y.L. Soliterman, A.M. Goman The Reliability Prognostication of Robot Mechanism Mechanical Drive. Proceedings of Tenth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms. Oulu, Finland, 1999, v.7, pp.2741-2746. 3. Солитерман Ю.Л., Славина Н.Б. Прогнозирование надежности деталей и агрегатов трансмиссий самоходных машин. - Мн.: БелНИИНТИ, 1992. - 78с. 4. Цитович И.С., Берестнев О.В. Пути повышения надежности машин. - Мн.: Наука и техника, 1979, - 88с.

УДК 531.43/46+539.388.1⇒539.43

Л.А. Сосновский

О РЕСУРСНОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ ПО РАЗЛИЧНЫМ КРИТЕРИЯМ ПРЕДЕЛЬНОГО СОСТОЯНИЯ (ВОПРОСЫ МЕТОДОЛОГИИ)

НПО ТРИБОФАТИКА
Гомель, Беларусь

1. *Введение.* Поверхностное повреждение и объемное разрушение, как правило, лимитируют ресурс нагруженных механических систем и их элементов. В работах [1 – 2] дана сводка явлений, приводящих к основным типам деградации материалов в конструкциях. Как следует из них, в первом приближении должны быть принципиально поставлены и решены задачи оценки ресурса элементов конструкций (объемное – усталостное разрушение), пар трения (поверхностное – износное повреждение) и силовых систем (комплексное – износоусталостное повреждение и разрушение). С методологической точки зрения эти задачи можно представить, конкретизируя их, скажем, применительно к широко распространенной и ответственной системе коленчатый вал/подшипник скольжения, следующим образом.

Если речь идет об объемном разрушении, рассматривается элемент конструкции, например, шейка коленчатого вала, предельное состояние которой обусловлено сопротивлением механической усталости. Пусть σ – действующее циклическое напряжение. Тогда находят (экспериментально или расчетным методом) вероятность отказа $F(\sigma)$